



UNIVERSIDAD DE CHILE  
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

**EFFECTOS DE LA MODIFICACIÓN GEOMÉTRICA Y RELACIÓN DE TAMAÑO DE  
GENERADORES VORTICIALES DEL TIPO ALA DELTA EN INTERCAMBIADORES DE  
CALOR POR AIRE.**

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

PEDRO GABRIEL POPELKA FIRPO

PROFESOR GUÍA:  
Álvaro Valencia Musalem

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:  
Mónica Zamora Zapata  
Benjamín Herrmann Priesnitz

SANTIAGO DE CHILE  
2023

RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR  
AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO  
POR: PEDRO GABRIEL POPELKA FIRPO  
FECHA: 2023  
PROF. GUÍA: Álvaro Valencia Musalem

## **EFFECTOS DE LA MODIFICACIÓN GEOMÉTRICA Y RELACIÓN DE TAMAÑO DE GENERADORES VORTICIALES DEL TIPO ALA DELTA EN INTERCAMBIADORES DE CALOR POR AIRE.**

Los intercambiadores de calor compactos de placas planas son utilizados ampliamente, sin embargo, su eficiencia se ve limitada por la baja conductividad térmica de la fase gaseosa. Se han estudiado numerosas formas de mejorar el coeficiente convectivo de esta fase, para lo cual se han propuesto múltiples geometrías y distribuciones de generadores vorticiales longitudinales (GVL), los cuales, al inducir turbulencia en el flujo, aumentan el mezclamiento mejorando drásticamente la transferencia de calor. Sin embargo, la inserción de los GVL compromete al sistema aumentando la pérdida de carga, por lo tanto, es necesario evaluar con debido cuidado la mejoría global que ofrecen estos dispositivos.

En este estudio, se evalúa numéricamente con ANSYS Fluent la mejora de la eficiencia global en intercambiadores de calor de placas planas con aire bajo  $Re = 2000 - 10.000$ , a través de la inserción de generadores vorticiales con geometría de ala delta modificada y se estudian los efectos de su proporción de tamaño. Las modificaciones geométricas corresponden a la remoción de un 20 % de la superficie del ala delta, su levantamiento en 2,5 mm respecto a la pared y la intersección de ambas. Las modificaciones de proporción de tamaño corresponden a encoger uniformemente el GVL hacia un 75, 50 y 25 % de las dimensiones iniciales.

Con respecto a las modificaciones geométricas, los resultados muestran que éstas no logran producir una reducción significativa en la pérdida de carga del sistema lo que da como resultado un empeoramiento en el desempeño de la geometría original. En tanto, se observa que las modificaciones de tamaño impactan fuertemente en la fricción total del sistema, modificando directamente su eficiencia. Al reducir proporcionalmente las dimensiones del GVL original a un 75 y 50 %, se registran valores de TEF de entre 1,07 y 1,11, logrando superar por entre un 3 y un 9 % el mejoramiento térmico entregado por la inserción de alas delta.

*Por la adversidad,  
hacia las estrellas*

***Séneca***

# Agradecimientos

Estando tan próximo al final de este largo camino, no puedo dejar de pensar en todos los momentos vividos a través de él. Recuerdo mi primer día como *beauchefiano* tal como si hubiera sido ayer. Cuando me preguntaron cómo me llamaban, dije *Peter*, y así quedó. Recuerdo la prueba sísmica que hicimos sobre estructuras hechas con tallarines en el edificio de geología, las actividades de inducción y el insuperable carrete de *Carén*, donde nacieron buenas amistades que perdurarán por siempre. Ya de vuelta a casa, ese primer día me preguntaba cómo sería pegarme el *pique* todos los días para ir a estudiar a *la Chile*.

Hoy solo puedo agradecer haber tenido la oportunidad de caminar a través de estos años con mis grandes amistades, a veces con mucha *pera* estudiando en la pajarera o en cualquier otra esquina aleatoria de la escuela, o distendiéndonos jugando *ping pong*, *pool*, comiendo *sopaipas* y carreteando los viernes selectos en *850*.

Agradezco a *Lorca* por haber sido *partner* indiscutible durante toda la carrera, sin ti hubiera sido muy difícil. A *Montero*, *Mari*, *Nacha* y *Seba* por habernos encontrado en el camino de la amistad. Y a todas las demás amistades que cultivamos a lo largo de la carrera.

Al profesor *Valencia* por haberme ofrecido el tema para mi trabajo de título, por su voluntad y atención.

Indudablemente, nada de esto hubiera sido posible sin el apoyo incondicional de mi familia, gracias *Mamá*, *Martín*, *Viki* y *Juan*. A las herramientas que mi tío *Nacho* me brindó para poder entrar a esta gran casa de estudios. Y a mi *Maca* por estar ahí durante todo el desarrollo de mi título y darme mucho ánimo.

Al final, resultó ser que el *pique* no era tan terrible, y todo lo que esta experiencia me enseñaría lo valía completamente...



# Tabla de Contenido

<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
1.1. Motivación . . . . .	1
1.2. Objetivos . . . . .	4
1.2.1. Objetivo general . . . . .	4
1.2.2. Objetivos específicos . . . . .	4
1.3. Alcances . . . . .	4
1.4. Antecedentes . . . . .	5
1.4.1. Intercambiadores de calor . . . . .	5
1.4.2. Modelo físico . . . . .	5
1.4.3. Fluidodinámica computacional . . . . .	8
1.4.4. Generadores vorticiales longitudinales . . . . .	13
<b>2. Metodología</b>	<b>19</b>
2.1. Planificación de trabajo . . . . .	19
2.2. Casos de simulación computacional . . . . .	20
2.2.1. Modelación de casos . . . . .	20
2.2.2. Caso base . . . . .	22
2.2.3. Caso de validación de modelo: Tiggelbeck et al. (1994) . . . . .	23
2.2.4. Caso de comparación . . . . .	23
2.2.5. Casos de remoción de superficie y levantamiento en el GVL . . . . .	23
2.2.6. Casos de proporción entre el tamaño del GVL y la sección del canal . . . . .	25
2.3. Modelo computacional . . . . .	26
2.3.1. Mallado de modelos . . . . .	26
2.3.2. Configuración del modelo . . . . .	26
2.4. Método de análisis y validación . . . . .	27
<b>3. Resultados y discusión</b>	<b>28</b>
3.1. Mallado de casos e independencia de resultados . . . . .	28
3.2. Validación del caso base . . . . .	30
3.3. Validación del modelo computacional . . . . .	31
3.4. Efectos de remoción de superficie y levantamiento en el GVL . . . . .	34
3.5. Efectos de la proporción entre el tamaño del GVL y la sección del canal . . . . .	38
3.6. Análisis global . . . . .	44
<b>4. Conclusiones</b>	<b>46</b>
<b>Bibliografía</b>	<b>48</b>

<b>Anexos</b>	<b>50</b>
A. Configuración de mallado . . . . .	50
B. Resultados numéricos . . . . .	54

# Índice de Tablas

1.1.	Umrales de la métrica <i>skewness</i> para mallas en Ansys Fluent. . . . .	9
1.2.	Resultados del experimento de Tiggelbeck et al. 1994 ( $Re = 4600$ ) [5] . . . . .	15
1.3.	Resultados de validación del estudio de Oneissi et al. [14] . . . . .	16
1.4.	Desarrollo de sensibilidad de malla en el estudio de Oneissi et al. [14] . . . . .	17
2.1.	Simulaciones realizadas para cada caso. . . . .	21
2.2.	Condiciones de borde empleadas y propiedades termofísicas del fluido (@ $T_m$ y 1 atm) para los casos. . . . .	22
2.3.	Dimensiones del canal plano. . . . .	22
2.4.	Dimensiones del caso de Tiggelbeck et al (1994). . . . .	23
2.5.	Dimensiones de casos con remoción y levantamiento. . . . .	24
2.6.	Configuración de Fluent. . . . .	27
3.1.	Cálculo del tamaño de la primera celda. . . . .	28
3.2.	Análisis de sensibilidad de malla en el canal plano bajo $Re = 10000$ . . . . .	29
3.3.	Resumen de estadísticas de mallados. . . . .	30
3.4.	Diferencias porcentuales entre valores simulados y correlaciones en el canal plano. . . . .	30
3.5.	Resumen de simulación de validación. . . . .	32
3.6.	Fracciones del flujo másico total ( $5.61 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}$ ) a través las superficies de la Figura 3.9 para los casos de remoción de superficie bajo $Re = 6000$ . . . . .	38
B.1.	Valores simulados y correlaciones en el canal plano. . . . .	54
B.2.	Resumen de números de Nusselt de los casos simulados. . . . .	54
B.3.	Resumen de factores de fricción de los casos simulados. . . . .	55
B.4.	Resumen global de rendimiento TEF de los casos simulados. . . . .	55
B.5.	Temperatura media [ $^{\circ}\text{C}$ ] a lo largo del canal ( $Re = 6000$ ). . . . .	57

# Índice de Ilustraciones

1.1.	Intercambiador de calor compacto de tubos y placas planas (grainger.com). . . . .	1
1.2.	Diferentes configuraciones de flujo en intercambiadores de calor de flujo cruzado [1].	2
1.3.	Protrusiones de alas (wings) y aletas (winglets) comunes y sus definiciones geométricas asociadas [3]. . . . .	2
1.4.	Modificaciones geométricas del ala delta. . . . .	3
1.5.	Modificaciones de proporción de un GVL. . . . .	3
1.6.	Esquema de intercambiador de calor compacto con tubos planos (flujo líquido) y placas planas (flujo gaseoso) [4]. . . . .	5
1.7.	Diagrama de Moody [S. Beck y R. Collins, Universidad de Sheffield]. . . . .	7
1.8.	Ejemplo de mallado del volumen de control generado por un GVL de ala delta entre dos placas paralelas. . . . .	9
1.9.	Perfil de velocidades adimensionales para capa interna y externa de un flujo turbulento cercano a la pared. [12]. . . . .	12
1.10.	Configuración experimental de Tiggelbeck et al. 1993 [4]. . . . .	13
1.11.	Resultados de Tiggelbeck et al. 1993 [4]. . . . .	14
1.12.	Casos de estudio de Tiggelbeck et al. 1994 [5]. . . . .	14
1.13.	Casos de estudio de Zhou et al. [2]. . . . .	15
1.14.	Casos de estudio de Oneissi et al. [14]. . . . .	16
1.15.	Aleta delta de comparación y condiciones de borde de Oneissi et al. [14]. . . . .	16
1.16.	Detalle de aletas delta en el estudio de Wijayanta et al. [7]. . . . .	17
1.17.	Configuración experimental del estudio de Garelli et al. [6]. . . . .	18
2.1.	Simplificación del problema a resolver y formulación del volumen de control. . . . .	20
2.2.	Condiciones de borde del sistema, en rojo las magnitudes impuestas. . . . .	21
2.3.	Volumen de control del canal plano. . . . .	22
2.4.	Esquema del caso de Tiggelbeck et al (1994). . . . .	23
2.5.	Esquema del caso de remoción de superficie. . . . .	24
2.6.	Esquema del caso de levantamiento. . . . .	25
2.7.	Esquema del caso de remoción de superficie con levantamiento. . . . .	25
2.8.	Esquemas de los casos de modificación de proporción del $DW (R+L)$ . . . . .	26
3.1.	Convergencia de resultados en el canal plano para distintas complejidades de malla. . . . .	29
3.2.	Resultados de simulación del canal plano. . . . .	31
3.3.	Perfiles de velocidad axial en la entrada y $0,03L$ aguas abajo en el canal plano. . . . .	32
3.4.	Contornos de flujo térmico en pared inferior y contornos de velocidad a lo largo del ducto ( $Re = 4600$ ). . . . .	33
3.5.	Contornos de temperatura en la mitad longitudinal del canal ( $Re = 4600$ ). . . . .	34
3.6.	Temperatura media en función de la distancia axial en los casos de modificación geométrica ( $Re = 6000$ ). . . . .	35

3.7.	Desarrollo de temperaturas en los casos de modificación de modificación geométrica ( $Re = 6000$ ). . . . .	36
3.8.	Resultados de simulación en los casos de remoción y levantamiento. . . . .	37
3.9.	Superficies de control para estudiar la trayectoria del fluido. . . . .	38
3.10.	Temperatura media en función de la distancia axial en los casos de modificación de proporción de tamaño ( $Re = 6000$ ). . . . .	39
3.11.	Desarrollo de temperaturas en los casos de modificación de proporción de tamaño ( $Re = 6000$ ). . . . .	40
3.12.	Visualización de producción de estructuras vorticiales en los casos de modificación de proporción de tamaño ( $Re = 6000$ ). . . . .	41
3.13.	Resultados de simulación en los casos de proporción de tamaño. . . . .	43
3.14.	Resultados globales de la investigación. . . . .	45
A.1.	Configuración de condición de periodicidad. . . . .	50
A.2.	Configuración de condición de periodicidad ( <i>cont.</i> ). . . . .	51
A.3.	Configuración de condición de periodicidad ( <i>cont.</i> ). . . . .	51
A.4.	Configuración de <i>inflation</i> . . . . .	52
A.5.	Configuración de <i>inflation</i> ( <i>cont.</i> ). . . . .	52
A.6.	Configuración de <i>inflation</i> ( <i>cont.</i> ). . . . .	53
A.7.	Corte longitudinal del volumen de control, posicionado en la mitad del DW Tiggelbeck. . . . .	53
B.1.	Contornos de flujo térmico en la pared inferior en casos de modificación de proporción. . . . .	56
B.2.	Contornos de flujo térmico en la pared inferior en casos de modificación de proporción ( <i>cont.</i> ). . . . .	57

# Capítulo 1

## Introducción

El intercambio de temperatura entre la materia es un fenómeno perpetuo, presente en todos los procesos del universo desde el principio de los tiempos. Este fenómeno es uno de los precursores del origen de la vida y, por consiguiente, de la especie humana, la cual, luego de milenios de evolución, ideó y fabricó equipos para facilitar su existencia. En innumerables de dichos equipos se hizo indispensable el uso de un sistema que permitiera evacuar o alimentar la energía térmica de sus procesos, para lo cual se inventaron dispositivos llamados intercambiadores de calor.

Los intercambiadores de calor son equipos que permiten el intercambio térmico entre, por lo general, dos fluidos o entre un fluido y un sólido. Se diferencian de las cámaras de mezclado, en las cuales el mecanismo de intercambio térmico proviene de la mezcla física de los fluidos, en la medida en que en los intercambiadores no se genera un contacto directo entre las especies, sino que se encuentran separadas por una pared sólida, la cual permite la transferencia de calor por radiación, convección y conducción. Es posible encontrar estos dispositivos en sistemas de calefacción y refrigeración, sistemas de generación de energía eléctrica, reactores químicos, transformadores de voltaje, electrónica de computación, automóviles, y en una infinidad de sistemas más [1].

Existen diversos diseños de estos equipos para las distintas aplicaciones de transferencia de calor, sin embargo, este estudio se enfoca en los intercambiadores de calor de placas planas (Fig. 1.1) los cuales son del tipo *compacto*, diseñados para presentar una gran superficie de transferencia de calor y un disminuido volumen, de ahí su denominación.

En este tipo de equipos generalmente se presenta una configuración de flujo cruzado, en la cual las dos materias fluyen de manera perpendicular. Más aún, estos flujos pueden ser clasificados como *no mezclado*, cuando incluyen aletas que dirigen su movimiento, y *mezclado*, cuando el fluido tiene la libertad de moverse transversalmente (Fig. 1.2).

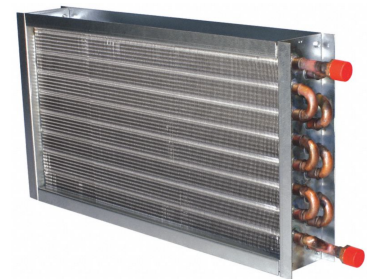


Figura 1.1: Intercambiador de calor compacto de tubos y placas planas (grainger.com).

### 1.1. Motivación

Debido a que el aire es un recurso muy abundante, es ampliamente utilizado como fluido refrigerante en intercambiadores de calor compactos de flujo cruzado. Sin embargo, el aire presenta una

baja conductividad térmica en comparación con otros fluidos como, por ejemplo, el agua. Producto de lo anterior, la eficiencia de este tipo de equipos es relativamente baja, lo cual a fin de cuentas resulta en una alta utilización de recursos con la finalidad lograr la tasa de transferencia de calor requerida por el proceso.

Se ha demostrado que la tasa de transferencia de calor en estos equipos aumenta cuando el flujo externo es de carácter turbulento [2]. De esta manera resulta particularmente atractivo el estudio de métodos que permitan inducir turbulencia en el flujo entre las placas paralelas, para así mejorar la transferencia de calor.

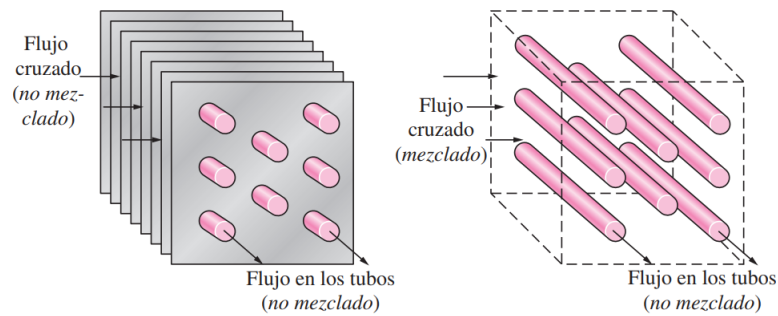


Figura 1.2: Diferentes configuraciones de flujo en intercambiadores de calor de flujo cruzado [1].

Los generadores de vórtices longitudinales (GVL) son medidas pasivas, es decir, que no requieren alimentación energética adicional, que permiten inducir turbulencia en el flujo de un fluido a través de la generación de estructuras vorticiales (Fig. 1.3). A través del punzonado de las placas metálicas, estos pueden ser incluidos entre ellas. Sin embargo, la inserción de estos elementos aumenta la pérdida de carga en el sistema en comparación con el ducto plano representado por el espacio entre dos placas. Esto se traduce en el requerimiento de un mayor aporte energético para recuperar los niveles de flujo previos, lo cual implica una mayor utilización de recursos.

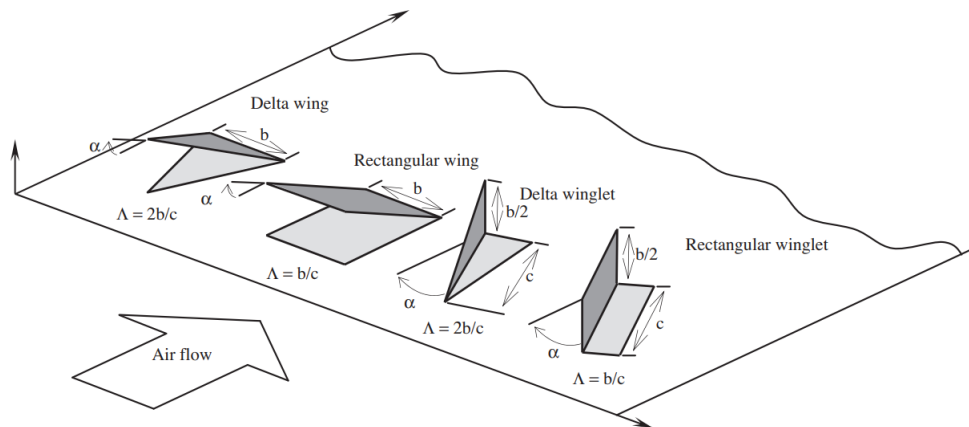


Figura 1.3: Protrusiones de alas (wings) y aletas (winglets) comunes y sus definiciones geométricas asociadas [3].

En vista de las implicancias que conlleva la inclusión de elementos que promueven la turbulencia en un flujo, positivas por el lado de la transferencia de calor y negativas por el lado de la pérdida de

carga, es que nace la motivación de este estudio, el cual busca estudiar los efectos de modificar la geometría de un GVL del tipo ala delta permitiendo mejorar la eficiencia global de un sistema de intercambio térmico de flujo cruzado no mezclado de dos placas planas paralelas, considerando los dos aspectos mencionados.

En búsqueda de mejorar el desempeño del GVL del tipo ala delta (DW), se intenta reducir la pérdida de carga generada por su inclusión en el sistema a través de tres métodos: remoción de superficie (Fig. 1.4 (b)), levantamiento de la inserción respecto a la placa (Fig. 1.4 (c)) y la combinación de ambas (Fig. 1.4 (d)). Y, adicionalmente, se busca estudiar el desarrollo del desempeño de un GVL al variar la proporción entre su tamaño y el de la sección transversal de flujo (Fig. 1.5).

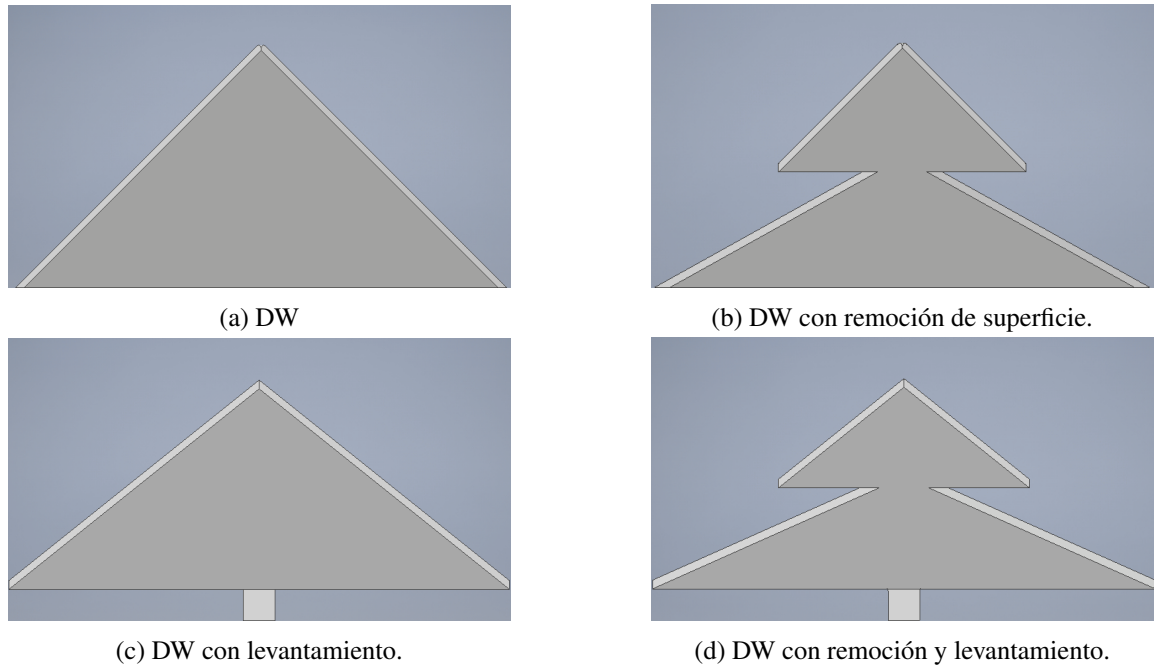


Figura 1.4: Modificaciones geométricas del ala delta.

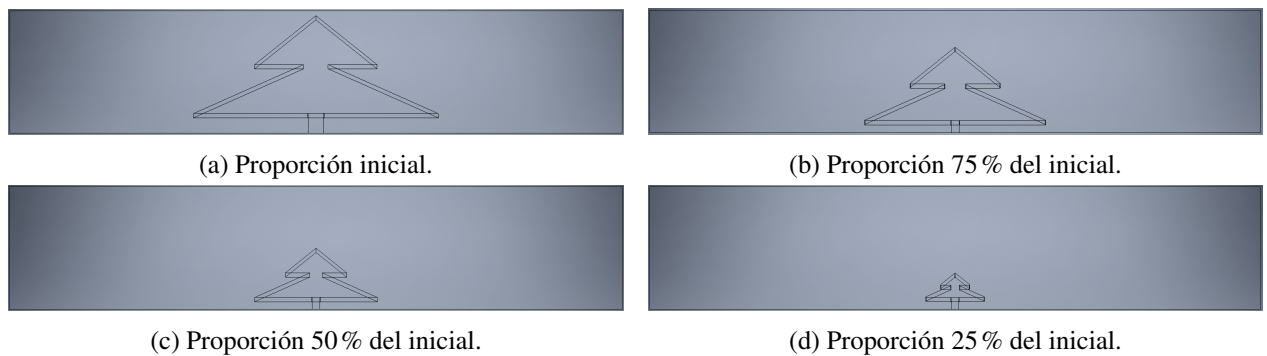


Figura 1.5: Modificaciones de proporción de un GVL.



## **1.2. Objetivos**

### **1.2.1. Objetivo general**

El objetivo general de este estudio es evaluar numéricamente la mejora de la eficiencia global en intercambiadores de calor de placas planas con aire en régimen turbulento al incluir inserciones con geometría de ala delta modificada y estudiar los efectos de su proporción de tamaño.

### **1.2.2. Objetivos específicos**

Para lograr el objetivo general se deben cumplir los siguientes objetivos específicos:

- Modelar las geometrías de estudio.
- Simular un caso base de placas planas.
- Validar el modelo de simulación numérica.
- Simular un caso de ala delta tradicional.
- Simular tres casos de modificación geométrica del ala delta.
- Simular tres casos de modificación de proporción de tamaño del ala delta.
- Evaluar el desempeño global de los casos de estudio.

## **1.3. Alcances**

El presente estudio se limita a la simulación computacional con el software Ansys Fluent en estado estacionario, utilizando aire como fluido de trabajo bajo regímenes de flujo desde transición a turbulento en los siguientes casos:

- Un caso base de dos placas planas paralelas para seis condiciones de número de Reynolds.
- Un caso de validación de modelo utilizando un GVL del tipo ala delta previamente reportado en la literatura para una condición de Reynolds.
- Un caso de comparativa utilizando un GVL del tipo ala delta para cinco condiciones de número de Reynolds.
- Tres casos de modificación de geometría del GVL del tipo ala delta: remoción de superficie, levantamiento de la inserción y ambas juntas. Dos de ellos para cinco condiciones de número de Reynolds y uno para una condición de número de Reynolds.
- Tres casos de modificación de proporción disminuyendo el tamaño del GVL hacia un 75, 50 y 25 % de sus dimensiones iniciales. Todos ellos para cinco condiciones de número de Reynolds.

## 1.4. Antecedentes

### 1.4.1. Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son utilizados en muchas aplicaciones, por lo tanto, cualquier reducción en sus costos, ya sea por una mejoría en la eficiencia energética o por una reducción en los materiales para su manufactura, son de gran interés en términos económicos y ecológicos.

La mala conductividad térmica y la baja densidad del aire en los intercambiadores de calor compactos de placas planas (Fig. 1.6) genera una resistencia térmica que va desde 10 a 50 veces la misma del líquido. De esta forma resulta necesario aumentar la superficie de contacto para poder compensar el mal rendimiento térmico del gas. Esto deja diámetros hidráulicos muy pequeños para el paso de la parte gaseosa que, a pesar de su vasta superficie de intercambio térmico, sigue siendo responsable de la mayor parte de la resistencia térmica del sistema. Por esto, es de gran interés estudiar maneras de mejorar la transferencia de calor convectivo en estos sistemas, sin basarse en el aumento de superficie [4].

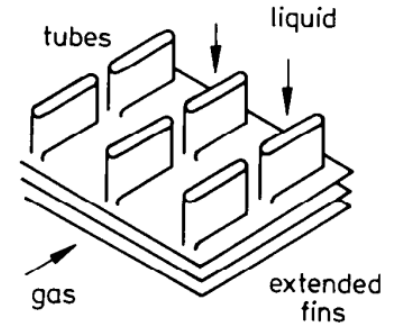


Figura 1.6: Esquema de intercambiador de calor compacto con tubos planos (flujo líquido) y placas planas (flujo gaseoso) [4].

### 1.4.2. Modelo físico

La transferencia de calor en un intercambiador se realiza por los mecanismos de radiación, conducción y, principalmente, convección. Este estudio se enfoca en el mejoramiento de la tasa de la transferencia de calor por convección debido a que, en este tipo de sistemas, es el mecanismo que prevalece por sobre los demás. La tasa de transferencia de calor o flujo térmico convectivo se define con la siguiente ecuación [5].

$$\dot{Q}_{conveccion} = \bar{h}A(T_w - T_{in})[W] \quad (1.1)$$

Donde  $\bar{h}$  [ $W/m^2 \cdot K$ ], corresponde al coeficiente de transferencia de calor convectivo promedio de la geometría,  $A$  [ $m^2$ ] al área superficial de la transferencia de calor,  $T_w$  [ $K$ ] a la temperatura de pared y  $T_{in}$  [ $K$ ] a la temperatura de entrada del fluido. De esta manera, para aumentar el flujo térmico se podría aumentar el área de transferencia de calor, lo cual no es un objetivo conforme a la motivación presentada en 1.4.1, o aumentar el coeficiente de convección. El coeficiente de convección está estrechamente relacionado con el número adimensional de Nusselt, el cual se expresa en la siguiente ecuación en su forma promedio. [1].

$$\bar{N}u = \frac{D_h \cdot \bar{h}}{k} \quad (1.2)$$

Donde  $k$  [ $W/m \cdot K$ ] es el coeficiente conductivo y  $D_h$  es el diámetro hidráulico, el cual representa el ancho característico del ducto generado por el espacio entre las aletas del intercambiador, definido a continuación [1].

$$D_h = \frac{4A_t}{P_w} = 2H[m] \quad (1.3)$$

Donde  $A_t$  [m] es el área transversal y  $P_w$  [m] el perímetro mojado del ducto y  $H$  la distancia entre placas.

Las propiedades físicas del fluido deben ser evaluadas a temperatura media, esto es:

$$T_m = \frac{T_{m,in} + T_{m,out}}{2} \quad (1.4)$$

Donde  $T_{m,in}$  [K] es la temperatura media del fluido en la entrada del ducto y  $T_{m,out}$  [K] es la temperatura media del fluido en la salida.

Para determinar el régimen de un fluido en un ducto se utiliza el valor del número adimensional de Reynolds, el cual se presenta a continuación [1].

$$Re = \frac{\rho u_{in} D_h}{\mu} \quad (1.5)$$

Donde,  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] es la densidad del fluido,  $u_{in}$  [m/s] es su velocidad en la entrada y  $\mu$  [kg/m·s] es su viscosidad dinámica. Diferentes umbrales del número de  $Re$  para la transición de régimen laminar al flujo turbulento en un ducto son discutidos en la literatura, sin embargo, es posible esperar inestabilidad en el flujo para  $Re \approx 2000$ , con una banda de transición hasta  $Re \approx 4000$  donde el régimen es completamente turbulento [6].

La rapidez del fluido, la geometría del ducto y la rugosidad de su superficie tienen incidencia en la pérdida de carga del sistema. La cuantificación de este efecto es posible a través del coeficiente de fricción de Darcy-Weisbach descrito de la siguiente manera [7].

$$f = \frac{2\Delta p}{\rho u_{in}^2} \frac{D_h}{L} \quad (1.6)$$

Donde  $\Delta p$  [Pa] es la caída de presión total entre la entrada y la salida del ducto y  $L$  [m] es su largo.

Este coeficiente en tubos y ductos planos ha sido ampliamente cubierto en la literatura, para lo cual se cuenta con el diagrama de Moody el cual considera flujos laminares, en transición y turbulentos (Fig. 1.7). A partir de esta información es posible esperar que para una geometría de estudio en particular, el coeficiente de fricción del sistema disminuya conforme aumenta el número de Reynolds.

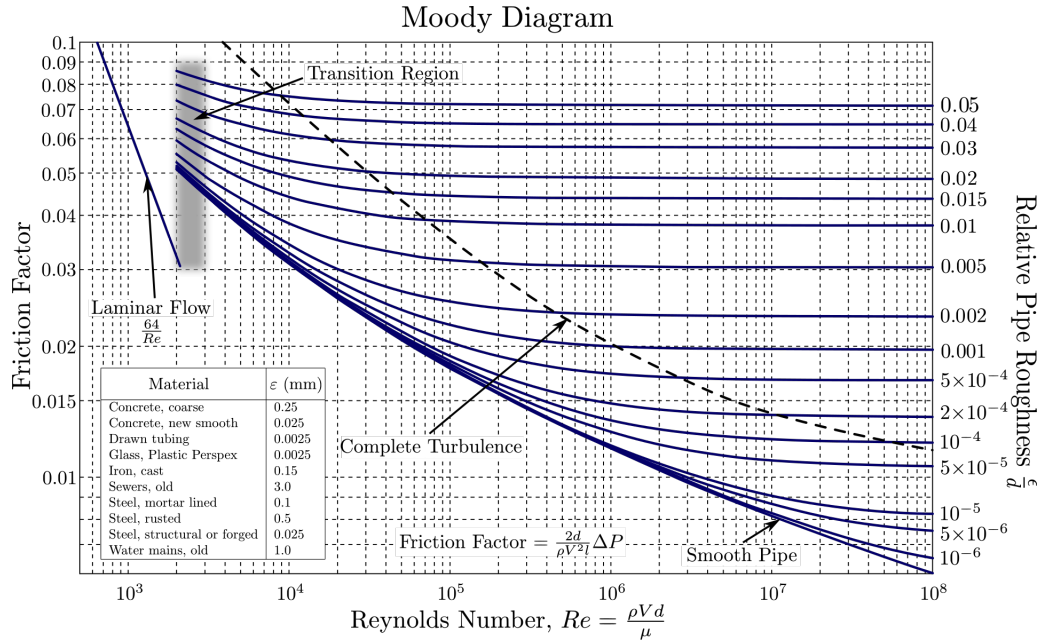


Figura 1.7: Diagrama de Moody [S. Beck y R. Collins, Universidad de Sheffield].

En algunas investigaciones presentadas en la literatura, con mayor frecuencia en las antiguas que en las contemporáneas debido a los instrumentos de la época, se utiliza el coeficiente de resistencia  $C_f$  para cuantificar la fricción de estos sistemas. Este coeficiente corresponde a una magnitud adimensional que mide la resistencia de un objeto en medio de un fluido [1]. Este coeficiente se define de la siguiente manera.

$$C_f = \frac{2F_d}{\rho u_{in}^2 A} \quad (1.7)$$

Donde  $F_d$  corresponde a la fuerza de resistencia del sistema en la dirección del flujo. Es posible demostrar que para placas paralelas  $f = 4C_f$  utilizando el supuesto de que  $F_d = \Delta P \cdot A_t$ , de la siguiente manera.

$$C_f = \frac{2F_d}{\rho u_{in}^2 A_t} = \frac{2\Delta P}{\rho u_{in}^2} \underbrace{\frac{A_t}{A}}_{\frac{fL}{D_h} \frac{H \cdot \text{ancho}}{2 \cdot \text{ancho} \cdot L}} = \frac{fH}{2D_h} = \frac{fH}{2 \cdot 2H} = \frac{f}{4} \quad (1.8)$$

A través de las investigaciones en las que se ha estudiado el flujo en tubos y ductos de paredes con muy baja rugosidad, se ha logrado formular correlaciones que permiten estimar tanto el número de Nusselt como el factor de fricción en dichos sistemas. A continuación, se presentan las correlaciones de Blasius [8] y Petukhov [9], respectivamente para el factor de fricción, válidas para regímenes completamente turbulentos.

$$C_f = 0,0791Re^{-0,25} \Leftrightarrow f = 0,3164Re^{-0,25} \quad (1.9)$$

$$f = (1,82 \log_{10} Re - 1,64)^{-2} \quad (1.10)$$

Y las correlaciones de Gnielinski [7] y Dittus-Boelter [9], respectivamente, para el número de Nusselt, válidas para regímenes completamente turbulentos.

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (1.11)$$

$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^n \quad n = \begin{cases} 0,3; & \text{si el fluido se enfría.} \\ 0,4; & \text{si el fluido se calienta.} \end{cases} \quad (1.12)$$

Donde el número adimensional de Prandtl corresponde a la proporción entre la viscosidad cinemática y la difusividad del fluido  $Pr = \nu/\alpha$ .

Para analizar la magnitud de las vorticidades en un flujo incompresible es posible utilizar el *Criterio Q* que se define a continuación. Este representa las regiones donde el exceso de rotación domina los efectos de la tasa de deformación del fluido. De esta manera, valores positivos de  $Q$  representan disminuciones de presión, y valores negativos de  $Q$  fuentes de presión. Así, los vórtices se identifican como regiones con valores de  $Q$  positivos y valores mínimos de presión [10].

$$Q = \frac{1}{2}tr(\Omega\Omega^T - SS^T) \quad (1.13)$$

donde  $\Omega = \frac{1}{2}(\nabla u - \nabla u^T)$  es el tensor de la tasa rotacional y  $S = \frac{1}{2}(\nabla u + \nabla u^T)$  es el tensor de la tasa de deformación.

Por último, para comparar los distintos casos que se verán en este estudio, es necesario contar con un indicador que los evalúe equivalentemente. Esto es posible a través del *Thermal Enhancement Factor (TEF)*, el cual considera el aumento en términos de  $Nu$  y  $f$  relativo a un caso base, permitiendo comparar sistemas distintos bajo las mismas condiciones de potencia de bombeo de fluido [7].

$$TEF = \frac{\frac{Nu}{Nu_0}}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^{1/3}} \quad (1.14)$$

Donde  $Nu$  y  $f$  corresponden al caso a evaluar y  $Nu_0$  y  $f_0$  al caso base, que en este estudio corresponde al caso de placas planas paralelas. De esta manera, si un sistema presenta  $TEF < 1$  quiere decir que la solución no mejora la eficiencia del sistema, si  $TEF = 1$  quiere decir que la solución es igual al caso base y si  $TEF > 1$  quiere decir que la solución mejora la eficiencia del sistema.

### 1.4.3. Fluidodinámica computacional

La predicción de la dinámica de un fluido es, por su naturaleza, muy compleja, donde los sistemas que pueden ser resueltos de manera analítica son, casi en su totalidad, una excepción a la norma. Es por ello que en ingeniería ampliamente se utilizan programas de simulación de dinámica de fluidos computacional (CFD) los cuales permiten, con mayor o menor exactitud, obtener un acercamiento a las ecuaciones de Navier-Stokes que rigen su comportamiento.

Para calcular la solución, el volumen de control del problema formulado se discretiza en pe-

queñas regiones formando una malla (Fig. 1.8). De esta manera es posible resolver iterativamente sus ecuaciones en cada región hasta el punto en que la diferencia en los valores de varias variables (residuos) quede por debajo de un determinado umbral arbitrario.

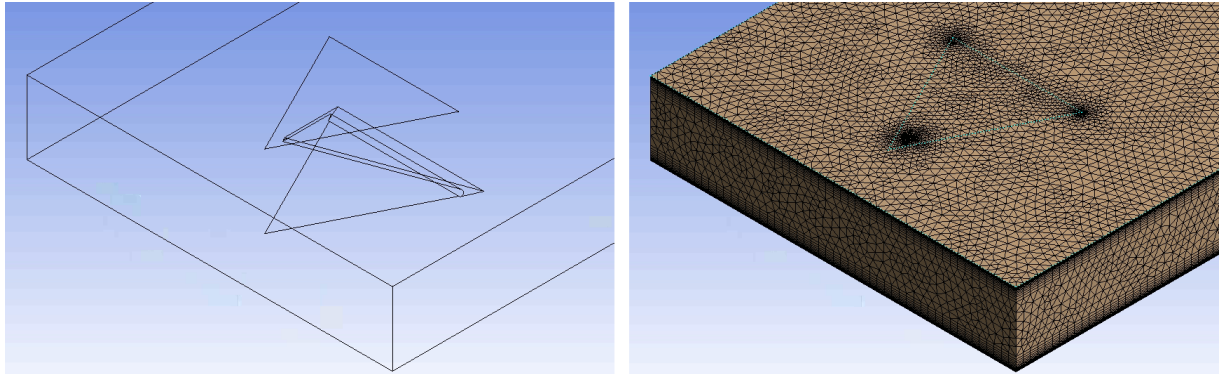


Figura 1.8: Ejemplo de mallado del volumen de control generado por un GVL de ala delta entre dos placas paralelas.

Una buena calidad de malla es indispensable para garantizar la convergencia de la simulación computacional, para lo cual es posible utilizar las estadísticas del indicador de *skewness* del mallado. El *skewness* es una de las métricas primarias de calidad de una malla, la cual determina qué tan cercano a una celda ideal (equilateral o equiangular) es una cara o una celda. Las celdas de alto *skewness* son inaceptables porque las ecuaciones a resolver asumen que las celdas son relativamente ideales, sin embargo, a pesar de que en problemas tridimensionales la mayoría de las celdas deban tener una calidad buena o mejor (Tabla. 1.1), un pequeño porcentaje de celdas en los rangos “aceptable” es razonable e incluso la presencia de algunas celdas malas [11].

Tabla 1.1: Umbrales de la métrica *skewness* para mallas en Ansys Fluent.

Valor de skewness	Calidad de celda
1	degenerada
0,9 - <1	mala (torcida)
0,75 - 0,9	pobre
0,5 - 0,75	aceptable
0,25 - 0,5	buena
>0 - 0,25	excelente
0	equilateral

Como los casos de estudio suponen flujos turbulentos, es necesario adoptar un modelo de turbulencia para la simulación computacional. La turbulencia es un proceso aleatorio, por lo tanto, no es posible representar con perfecta exactitud sus efectos en una simulación CFD, para lo cual existen diferentes modelos que trabajan con valores promedio temporales, permitiendo obtener un buen acercamiento hacia la solución exacta. Existen varios modelos y la calidad de sus resultados dependen de las condiciones de estudio, por lo tanto, para obtener buenas soluciones es indispensable escoger el modelo más apropiado para las condiciones particulares del estudio.

El modelo Reynolds-Average Navier Stokes (RANS) es la principal herramienta usada por ingenieros, en el que las ecuaciones de Navier Stokes son resueltas para un comportamiento del flujo promediado en el tiempo, considerando la magnitud de las fluctuaciones turbulentas. El tipo de modelo RANS que más se adapta a las limitaciones temporales y de capacidad computacional de este estudio son los Eddy Viscosity Models (EVM), en los cuales el esfuerzo de Reynolds es considerado proporcional a los gradientes de velocidad del fluido. Dentro de esta categoría, los modelos que más se adaptan a las condiciones de este estudio son el Realizable  $k - \varepsilon$  (RKE), el Standard  $k - \omega$  (SKW) y el Shear Stress Transport  $k - \omega$  (SSTKW) [12].

Las simulaciones computacionales llevadas a cabo en esta investigación emplearon el modelo de turbulencia RANS SKW, para lo cual, basado en [13], se detalla su formulación a continuación.

La solución de las variables instantáneas de las ecuaciones de Navier-Stokes son descompuestas en una componente promedio y otra fluctuante, de esta manera, para una cantidad escalar genérica  $\varphi$ :

$$\varphi = \bar{\varphi} + \varphi' \quad (1.15)$$

Al sustituir expresiones de esta forma para las variables de flujo en las ecuaciones instantáneas de continuidad y de momento, y tomando un promedio temporal para la formulación de las cantidades escalares, se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1.16)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (1.17)$$

La energía cinética turbulenta,  $k$ , y la tasa específica de disipación,  $\omega$ , son obtenidas a través de las siguientes ecuaciones de transporte:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k + G_b \quad (1.18)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega + G_{\omega b} \quad (1.19)$$

En estas ecuaciones,  $G_k$  representa la generación de energía cinética turbulenta debido a los gradientes de velocidad media.  $G_\omega$  representa la generación de  $\omega$ .  $\Gamma_k$  y  $\Gamma_\omega$  representan la difusividad efectiva de  $k$  y  $\omega$ .  $Y_k$  e  $Y_\omega$  representan la disipación de  $k$  y  $\omega$  debido a la turbulencia. Todos los demás términos son calculados como se describe más abajo.  $S_k$  y  $S_\omega$  son términos definidos por el usuario (no modificado en el modelo utilizado).  $G_b$  y  $G_{\omega b}$  representan términos de flotabilidad.

Las difusividades efectivas del modelo están dadas por

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (1.20)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (1.21)$$

donde  $\sigma_k$  y  $\sigma_\omega$  son los números de Prandtl turbulentos para ambos. La viscosidad turbulenta,  $\mu_t$ , es calculada combinando ambas cantidades como sigue:

$$\mu_t = \alpha^* \frac{\rho k}{\omega} \quad (1.22)$$

El término  $G_k$  representa la producción de energía cinética turbulenta. A partir de la ecuación exacta para el transporte de  $k$ , este término puede ser definido como

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (1.23)$$

La producción de  $\omega$  está dada por

$$G_\omega = \alpha \frac{\omega}{k} G_k \quad (1.24)$$

El coeficiente  $\alpha$  está dado por

$$\alpha = \frac{\alpha_\infty}{\alpha} \left( \frac{\alpha_0 + Re_t / R_\omega}{1 + Re_t / R_\omega} \right) \quad (1.25)$$

donde  $R_\omega = 2,95$  y  $\alpha_\infty = \alpha$ .  $\alpha^*$  y  $Re_t$  se detallan en la documentación (p. 62).

La disipación de  $k$  está dada por

$$Y_k = \rho \beta^* f_{\beta^*} k \omega \quad (1.26)$$

donde

$$f_{\beta^*} = \begin{cases} 1; & \chi_k \leq 0 \\ \frac{1+680\chi_k^2}{1+400\chi_k^2}; & \chi_k > 0. \end{cases} \quad (1.27)$$

donde

$$\chi_k = \frac{1}{\omega^3} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (1.28)$$

Y  $\beta^*$  se detalla en la documentación (p. 63).

La disipación de  $\omega$  está dada por

$$Y_\omega = \rho \beta f_\beta \omega^2 \quad (1.29)$$

Y  $f_\beta$  se detalla en la documentación (p. 63).

Las constantes utilizadas en el modelo tienen los siguientes valores:

$$\alpha_\infty^* = 1, \alpha_\infty = 0,52, \alpha_0 = \frac{1}{9}, \beta_\infty^* = 0,09, \beta_i = 0,072, R_\beta = 8$$

$$R_k = 6, R_\omega = 2,95, \zeta^* = 1,5, M_{t0} = 0,25, \sigma_k = 2,0, \sigma_\omega = 2,0$$

Al aplicar un modelo de turbulencia hay que tener en cuenta que en las cercanías de las paredes se tienen cambios abruptos de velocidad. De esta manera, es importante escoger minuciosamente el tamaño de las celdas del mallado más próximas a las paredes, en función del acercamiento elegido



para abordar la simulación. Para elegir el tamaño de esa celda existe un modelo gráfico (Fig. 1.9), para el cual es necesario adimensionalizar la velocidad del flujo a través de  $U/U_\tau = U/\sqrt{\frac{\tau_{wall}}{\rho}}$  y la distancia a la pared a través de  $y^+ = y_p \cdot U_\tau/\nu$ , donde  $\nu$  [ $m^2/s$ ] es la viscosidad cinemática del fluido [12].

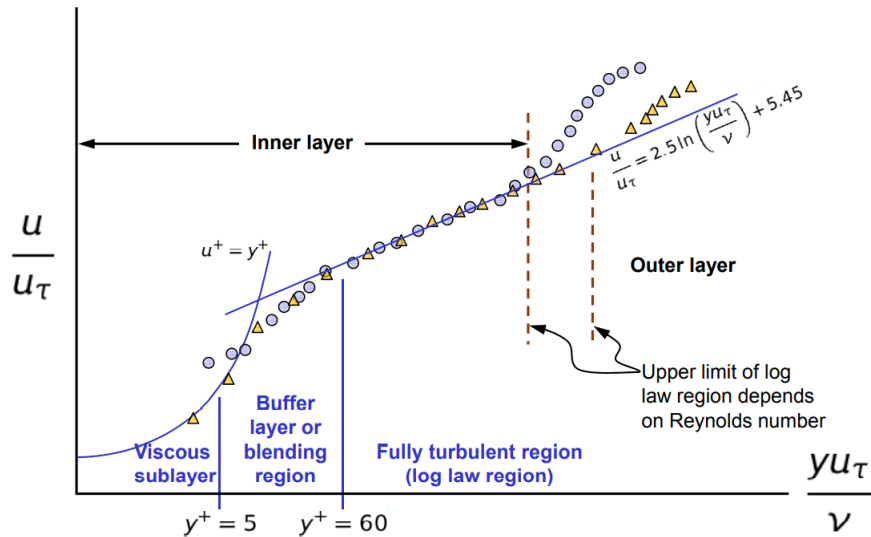


Figura 1.9: Perfil de velocidades adimensionales para capa interna y externa de un flujo turbulento cercano a la pared. [12].

En las cercanías de las paredes, los gradientes de la solución son muy altos, pero la obtención de cálculos precisos en estas regiones son fundamentales para una simulación exitosa. Entonces, la decisión está entre las siguientes dos opciones:

- **Resolver la sub-capa viscosa.**

- La primera celda debe estar cerca a  $y^+ = 1$ .
- Mayor cantidad de elementos de malla.
- Usar un modelo de turbulencia de Reynolds bajo, como  $k - \omega$ .
- En términos generales, si las fuerzas en la pared son clave en la simulación, este es el acercamiento que se debería tomar.

- **Usar una función de pared.**

- La primera celda debe estar entre  $30 < y^+ < 300$ .
- Usar una función de pared y un modelo de turbulencia alta como RKE.
- En términos generales, este es el acercamiento que se debería tomar si se está más interesado en el mezclado en el medio del dominio, más que en las fuerzas en las paredes.

Para calcular el tamaño de la primera celda se debe seguir el siguiente procedimiento [12]:

1. Elegir el valor  $y^+$ .

2. Calcular la fricción de pared de un ducto  $C_f = 0.0791Re^{-0.25}$  (1.9)

3. Predecir el valor del esfuerzo de corte de pared  $\tau_w = 0.5C_f\rho U_\infty^2$  [ $kg/m \cdot s^2$ ]
4. Calcular la velocidad  $U_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}$  [ $m/s$ ]
5. Calcular la altura del centro de la primera celda  $y_p = \frac{y^+\mu}{U_\tau\rho}$  [ $m$ ]
6. Calcular la altura de la primera celda  $y_h = 2y_p$  [ $m$ ].
7. Ejecutar simulación y revisar que el valor de  $y^+$  esté dentro del rango deseado, de lo contrario modificarlo y volver a simular.

#### 1.4.4. Generadores vorticiales longitudinales

Los generadores de vórtices longitudinales (GVL), una clase de dispositivos pasivos para el mejoramiento de la transferencia térmica, han sido ampliamente investigados por la comunidad científica con el objetivo de aumentar el coeficiente convectivo de la parte gaseosa de los intercambiadores de calor compactos de placas planas. Su principio se basa en la inducción de corrientes de flujo secundarias, particularmente vórtices longitudinales, los cuales interfieren con la capa límite térmica desarrollada a lo largo de las placas, removiendo el calor desde estas paredes hacia el centro del flujo por medio de turbulencia de gran escala. Entre los varios tipos de GVL que se han estudiado, las alas y aletas (Fig. 1.3) han sido geometrías muy atractivas debido a que pueden ser fácilmente punzonadas en las paredes de los ductos y además logran generar efectivamente estructuras vorticiales [2].

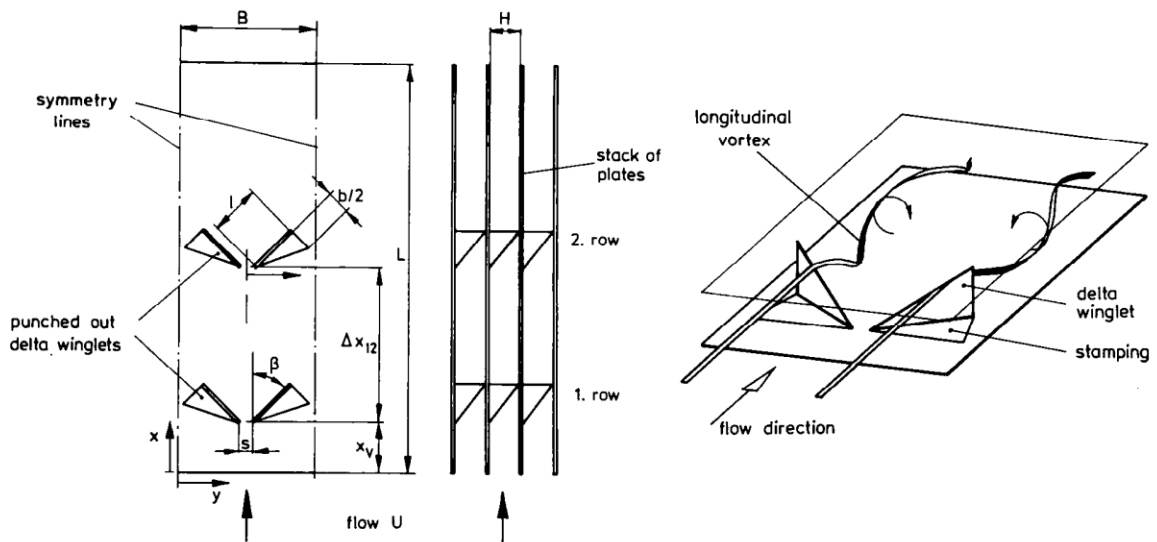


Figura 1.10: Configuración experimental de Tiggelbeck et al. 1993 [4].

En 1993, Tiggelbeck et al. [4] estudian experimentalmente el efecto de filas pares de GVL con forma de aletas delta (Fig. 1.10) variando el ángulo de ataque y el número de Reynolds, en las configuraciones alineada y alternada, para Reynolds desde 2000 a 8000. El estudio se realiza con visualización de flujo con láser y termografía para establecer el valor de  $Nu$ , y con la medición de la fuerza de arrastre para establecer el coeficiente de resistencia  $C_f$  del sistema. Se encuentra que la disposición alineada entrega un leve mejor desempeño en la transferencia de calor, que existe un

ángulo de ataque de desempeño óptimo asociado a  $45^\circ$ , que para  $Re = 4600$  en la configuración alineada el número de nusselt crece en un 60% y el coeficiente de resistencia un 145%, y que en general, la proporción entre el valor de Nusselt y el valor de  $C_f$  aumenta conforme a  $Re$ , donde el número de Nusselt aumenta y  $C_f$  disminuye al aumentar el grado de turbulencia (Fig. 1.11).

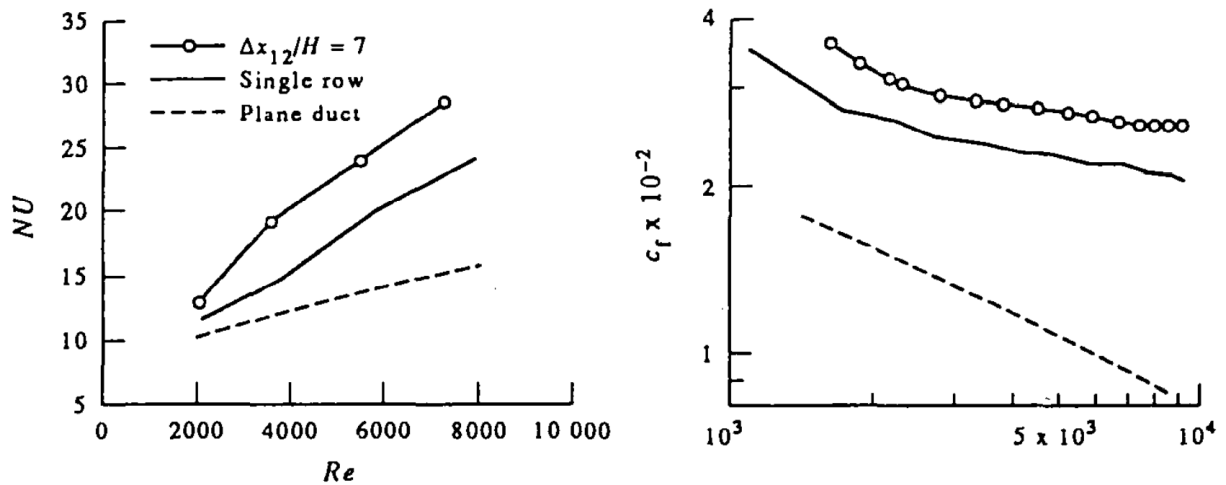


Figura 1.11: Resultados de Tiggelbeck et al. 1993 [4].

En 1994, Tiggelbeck et al. [5] estudian experimentalmente distintos tipos de GVL: ala delta, ala rectangular, par de aletas delta, par de aletas rectangulares (Fig. 1.12). En dicho experimento se varía el ángulo de ataque y el número de Reynolds, para regímenes entre 2000 y 9000. El estudio se lleva a cabo con visualización de flujo con láser y termografía para establecer el valor de Nu, y con la medición de la fuerza de arrastre para establecer el coeficiente de resistencia  $C_f$  del sistema. Se obtiene que para cada GVL existe un ángulo de ataque en el cual se maximiza la transferencia de calor y que para  $Re = 4600$  el GVL ala delta aumenta un 36% la transferencia de calor y un 50% el coeficiente de resistencia. Al calcular el desempeño (para  $Re = 4600$ ) con los resultados presentados (Tabla 1.2) a través de la ecuación 1.14, se extrae que todos los GVL arrojan TEF similares, salvo el ala rectangular con un peor desempeño.

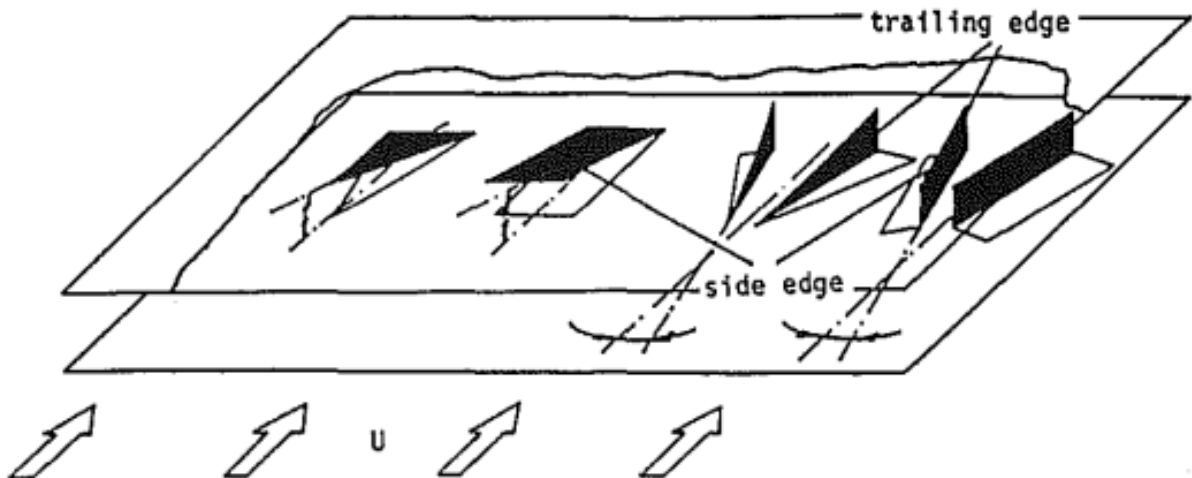


Figura 1.12: Casos de estudio de Tiggelbeck et al. 1994 [5].

Tabla 1.2: Resultados del experimento de Tiggelbeck et al. 1994 ( $Re = 4600$ ) [5]

	Delta Wing	Delta Winglet	Delta Wing Rectangular	Delta Winglet Rectangular
$Nu$	22,54	24,76	21,48	24,26
$Nu/Nu_0$	1,36	1,49	1,29	1,46
$Nu_0$	16,62			
$C_f$	0,0226	0,0289	0,0230	0,0279
$C_f/C_{f_0}$	1,50	1,91	1,52	1,85
$C_{f_0}$	0,0151			
$TEF$	1,19	1,20	1,12	1,19

En 2012, Zhou et al. [2] investigan experimentalmente el efecto de remover un agujero de la superficie de seis GVL con diversas formas (Fig. 1.13) bajo regímenes tanto laminares como turbulentos ( $Re = 650 - 21000$ ). En particular se estudian los efectos del diámetro del agujero y su posicionamiento en el GVL, donde se obtiene que el agujero logra aminorar la pérdida de carga generada por todas las inserciones, que si bien el diámetro del agujero siempre disminuye  $f$ , también merma  $Nu$  por lo tanto es importante guardar una proporción entre la remoción y la inserción, y que la influencia de la posición de la remoción no influye sustancialmente en las variables relevantes del sistema. De esta forma concluyen que remover parte de la superficie del GVL mejora el desempeño global los casos estudiados.

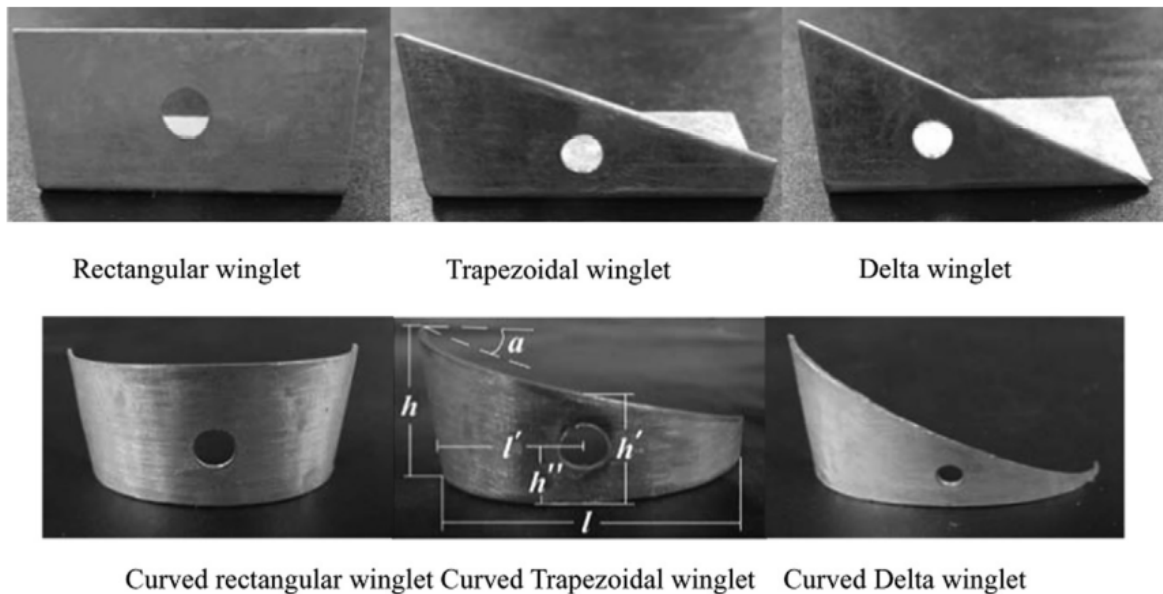


Figura 1.13: Casos de estudio de Zhou et al. [2].

En 2016, Oneissi et al [14] simulan computacionalmente los efectos de inclinar un par de aletas delta (Fig. 1.14), comparándolos con los de la geometría original (Fig. 1.15) para regímenes laminares a turbulentos ( $Re = 270 - 21600$ ). Para ello, utilizan Ansys Fluent 15 bajo el modelo de turbulencia SST  $k - \omega$  y las condiciones de borde señaladas en la Fig. 1.15. Para la validación de

su modelo computacional utilizan los resultados del par de aletas delta obtenidos por Tiggelbeck et al. en 1994 (Tabla 1.3), donde la misma geometría es utilizada por los autores para la comparación de su GVL propuesto. Para mostrar la independencia del mallado refinan tres veces la malla utilizada (Tabla 1.4) hasta obtener una diferencia en el valor de  $Nu$  de 1,17%. Como resultado de manipular la geometría original y su orientación, obtienen una reducción de hasta un 50% en el factor de fricción del sistema, con lo que logran incrementar el TEF en un 6%, lo cual atribuyen a una configuración más aerodinámica.

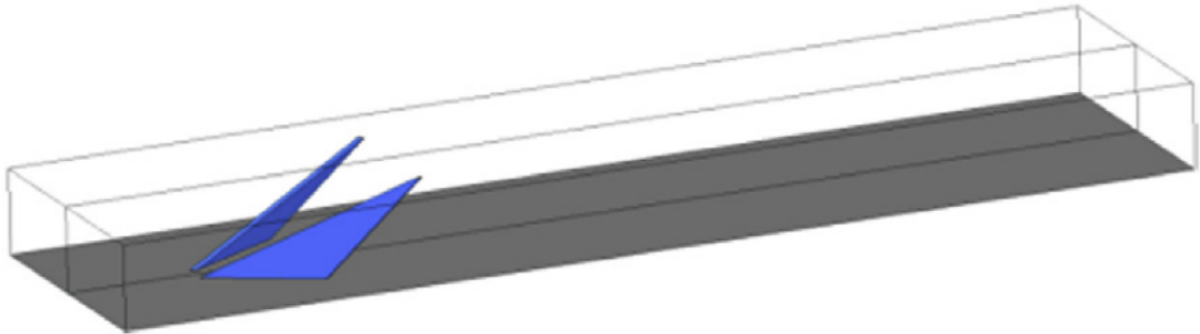


Figura 1.14: Casos de estudio de Oneissi et al. [14].

Tabla 1.3: Resultados de validación del estudio de Oneissi et al. [14]

	Experimento [5]	Simulación	Error (%)
$Nu/Nu_0$	1,49	1,56	4,69
$f/f_0$	1,91	1,95	2,09
TEF	1,2	1,25	4,14

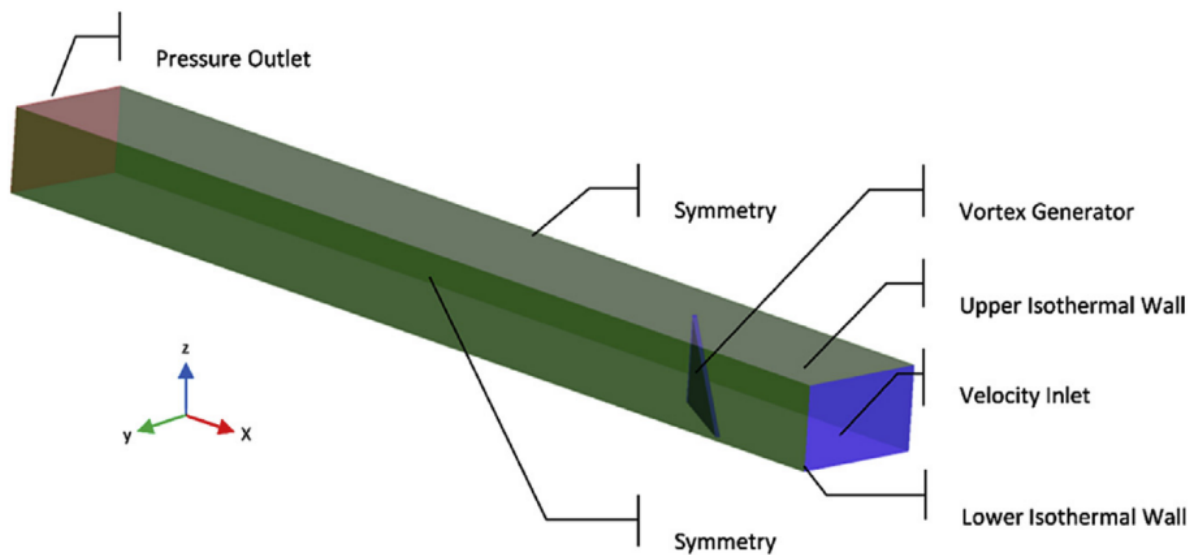


Figura 1.15: Aleta delta de comparación y condiciones de borde de Oneissi et al. [14].

Tabla 1.4: Desarrollo de sensibilidad de malla en el estudio de Oneissi et al. [14]

Malla	Tamaño de elemento máx (mm)	Tamaño de cara máx (mm)	Cantidad de elementos (millares)	Inflation (mm) y capas	Máx $y^+$	$Nu$ error (%)
1	3	2	276,3	0,01-20L	1,55	-
2	2,3	1,5	439,5	0,02-18L	0,94	5,95
3	1,7	1,15	713,1	0,03-12L	0,92	3,13
4	1,3	0,9	1299	0,04-10L	0,82	1,17

En 2018, Wijayanta et al. [7] estudian experimentalmente el efecto de la inclusión de GVL con forma de ala delta en configuración alternada en un intercambiador de tubo doble con agua bajo regímenes turbulentos ( $Re = 5300 - 14500$ ). En la investigación varían el factor de forma  $w/W$  (Fig. 1.16) en tres ocasiones, donde se obtiene que tanto  $Nu$ ,  $f$  y el desempeño  $TEF$  aumentan cuando el factor de forma aumenta. Para el mayor factor de forma  $w/W = 0,63$  se obtuvo un mejoramiento térmico de 177 %, un aumento en la pérdida de carga de 11.6 veces y el mejor desempeño  $TEF$  con un valor de 1,15.

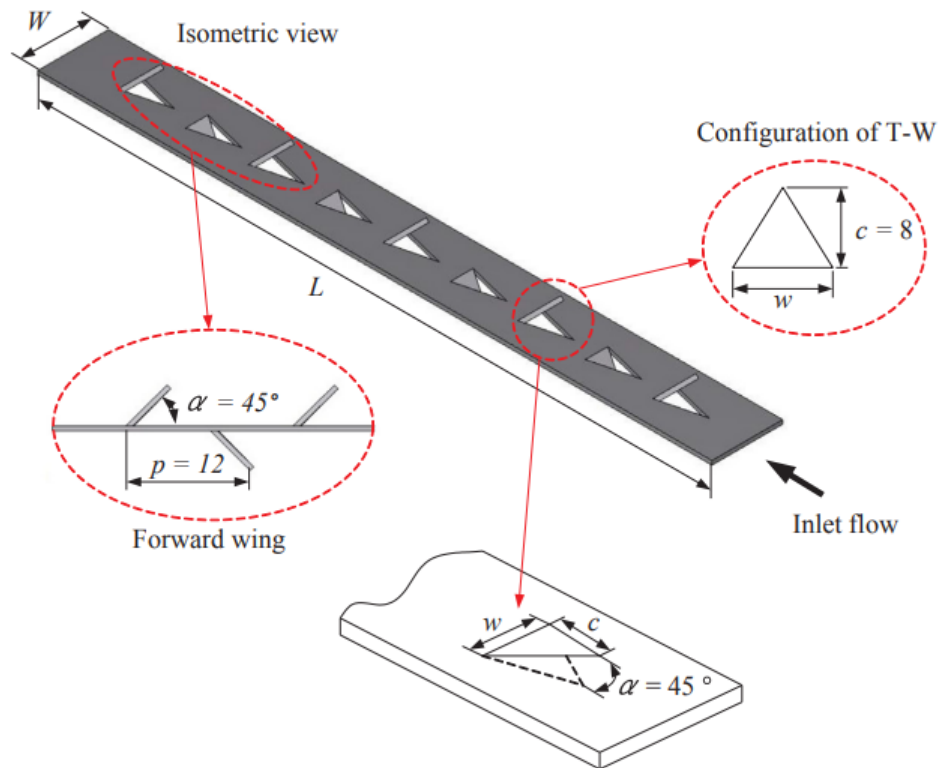


Figura 1.16: Detalle de aletas delta en el estudio de Wijayanta et al. [7].

En 2018, Garelli et al. [6] simulaban computacionalmente con Ansys Fluent el efecto de la inclusión de GVL con forma de ala delta en intercambiadores de placa plana para radiadores de transformadores eléctricos. Como variables utilizan el ángulo de ataque y la distancia de separación entre el GVL y la pared (Fig. 1.17). El fenómeno se modela como un problema de convección natural donde se estudian regímenes desde laminar a turbulento ( $Re = 1519 - 5316$ ), usando como modelo de turbulencia el RANS SST  $k - \omega$  donde las condiciones de borde se señalan en la Figura

1.17. A partir de los resultados de la investigación, concluyen que el levantamiento del GVL respecto a la pared mejora el desempeño  $TEF$  del sistema, con un valor óptimo de  $3\text{ mm}$ , y que el mejor desempeño  $TEF \approx 1,09$  se consigue con un ángulo de ataque de  $30^\circ$ .

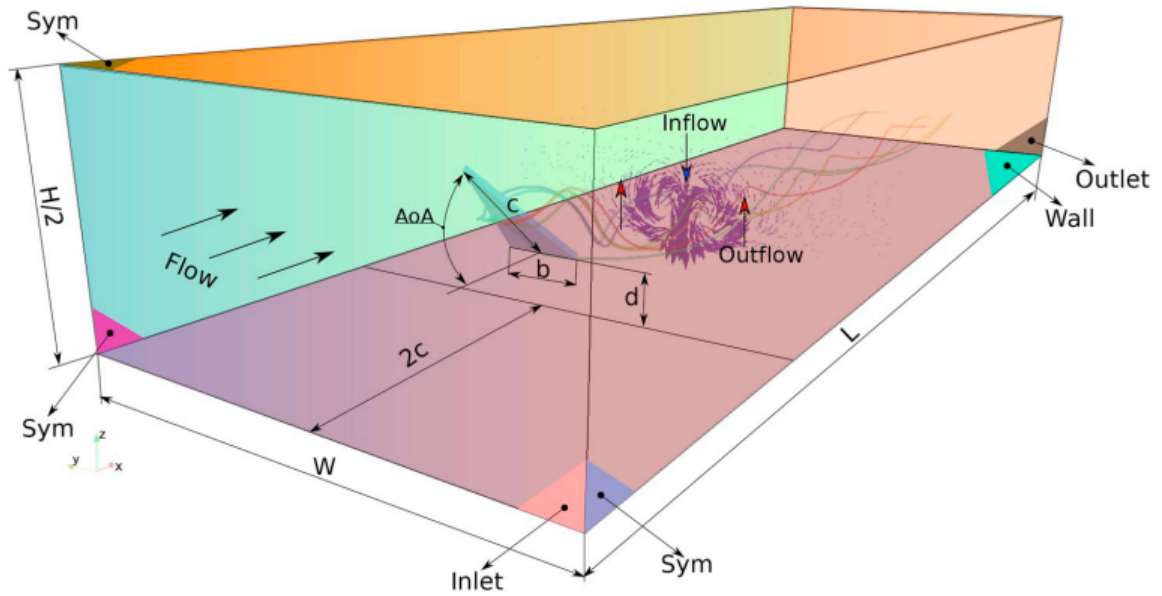


Figura 1.17: Configuración experimental del estudio de Garelli et al. [6].

# Capítulo 2

## Metodología

### 2.1. Planificación de trabajo

La realización de este estudio requirió el software Ansys Fluent 18.2 y el uso de computadores del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Chile. Para el cumplimiento de los objetivos específicos se siguió la siguiente metodología de trabajo.

#### **Modelado de geometrías de estudio.**

- Selección de casos de estudio en función de su geometría, ángulo de ataque y configuración experimental.
- Modelado de casos en Autodesk Inventor.
- Selección de parámetros de simulación: Números de Reynolds, modelo de turbulencia, propiedades físicas del fluido.
- Modelado de casos en Ansys Fluent.

#### **Simulación de caso base.**

- Simulación numérica en un caso base de intercambiador con placas planas.
- Obtención de valores globales de Nusselt.
- Obtención de valores de factor de fricción.

#### **Validación de modelo de simulación numérica.**

- Demostración de convergencia de malla para el caso base.
- Validación de resultados de simulación de caso base a través de correlaciones.
- Simulación numérica de un caso experimental documentado en la literatura.
- Comparación de resultados de simulación con los expuestos en el caso documentado.



### **Simulación de casos de estudio.**

- Simulación numérica del caso de comparación con un ala delta tradicional, de los tres casos de modificación geométrica y de los tres casos de modificación de proporción de tamaño.
- Obtención de valores integrales de Nusselt para cada caso.
- Obtención de factor de fricción para cada caso.

### **Evaluación del desempeño global de los generadores de vórtices.**

- Cálculo del desempeño global de los casos de estudio en función del valor de Nusselt y factor de fricción.
- Evaluación de la mejoría en el desempeño global para los casos de estudio con respecto al caso base.

## **2.2. Casos de simulación computacional**

### **2.2.1. Modelación de casos**

Para realizar la simulación computacional es necesario definir el volumen de control que representa el problema físico a resolver. Si bien un intercambiador de calor tiene numerosas placas planas, modelarlo en su totalidad conllevaría un costo computacional altísimo. Afortunadamente, estos sistemas presentan cierto grado de simetría y periodicidad con lo cual, a través de herramientas disponibles en el software, es posible reducir la formulación del problema a una unidad básica replicable. Esto permite estudiar el comportamiento del sistema completo a través de los resultados de la unidad básica (Fig 2.1), donde el volumen de control corresponde al espacio utilizado por el fluido dentro de la unidad.

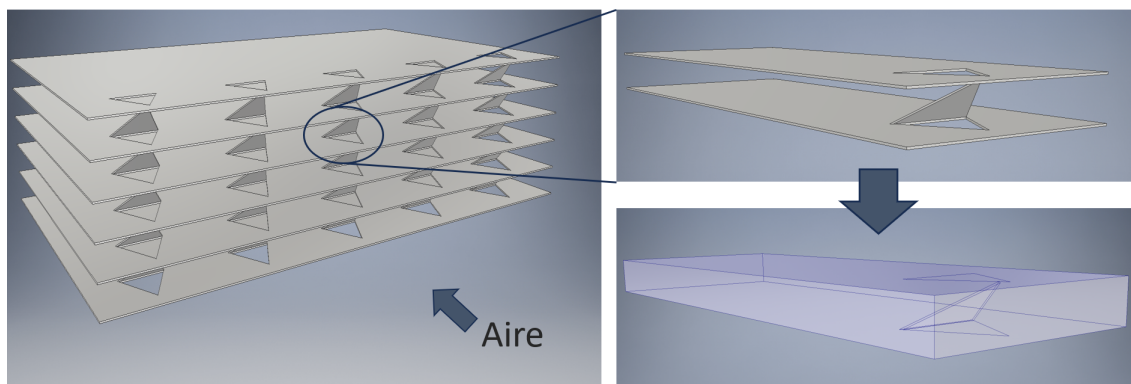


Figura 2.1: Simplificación del problema a resolver y formulación del volumen de control.

Para representar fidedignamente el problema real, se deben elegir minuciosamente las condiciones de borde del sistema. En este estudio, basado en las configuraciones experimentales presentadas en la literatura, se considera una entrada uniforme de aire a temperatura y velocidad constante, una salida de presión, condiciones de simetría en los dos lados largos, condición adiabática en el GVL,

temperatura de pared constante arriba y abajo, y condiciones de periodicidad en ambos agujeros de punzonado (Fig. 2.2)

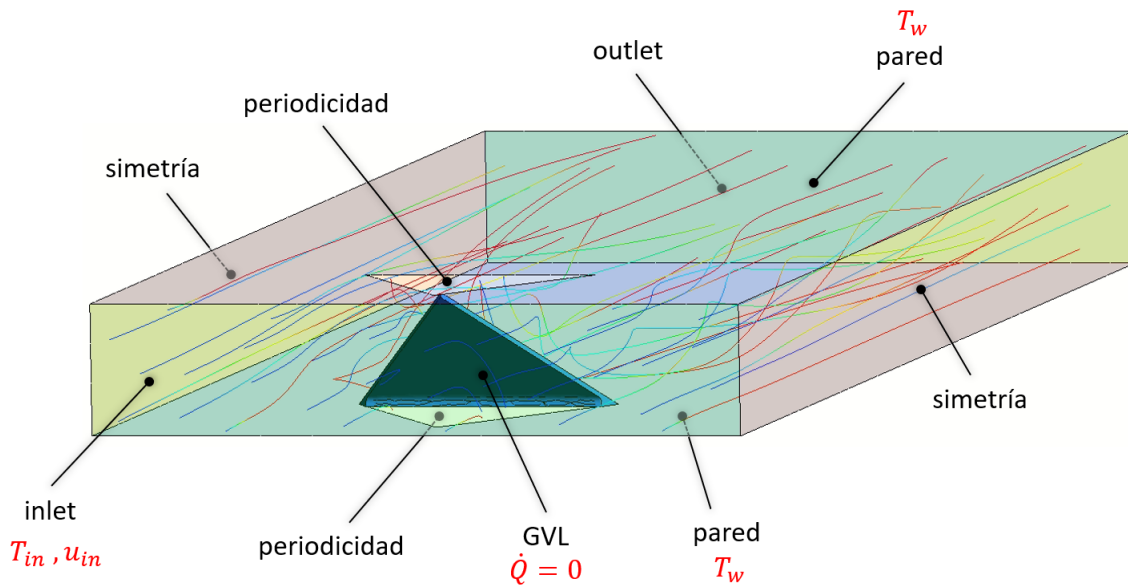


Figura 2.2: Condiciones de borde del sistema, en rojo las magnitudes impuestas.

En las siguientes secciones se presentan los casos simulados en la investigación. El modelo es validado a través de la comparación entre los resultados de simulación y los datos experimentales obtenidos por Tiggelbeck et al. en 1994 para el GVL de ala delta a  $Re = 4600$ . Para mayor certeza del modelo computacional, los resultados simulados del caso base son validados a través de correlaciones analíticas. La misma geometría utilizada por Tiggelbeck et al. en 1994 es utilizada como caso de comparación a los casos de estudio de esta investigación, por cuanto se decidió mantener las dimensiones generales del volumen de control con la finalidad de poder analizar sus resultados bajo las mismas condiciones. Los regímenes de turbulencia simulados para los casos de estudio en esta investigación van desde  $Re = 2000 - 10000$ , cubriendo las fases de transición y turbulencia completa (Tabla 2.1).

Tabla 2.1: Simulaciones realizadas para cada caso.

	Re					
	2000	4000	4600 <sup>a</sup>	6000	8000	10000
Canal Plano	✓	✓	✓	✓	✓	✓
DW Tiggelbeck	✓	✓	✓	✓	✓	✓
DDW (R)				✓		
DDW (L)	✓	✓		✓	✓	✓
DDW (R+L)	✓	✓		✓	✓	✓
DDW (R+L) (0.75)	✓	✓		✓	✓	✓
DDW (R+L) (0.50)	✓	✓		✓	✓	✓
DDW (R+L) (0.25)	✓	✓		✓	✓	✓

<sup>a</sup> Bajo las condiciones descritas por Tiggelbeck et al. (1994), todos los demás casos son bajo las condiciones de esta investigación (refiérase a la Tabla. 2.2).

Tabla 2.2: Condiciones de borde empleadas y propiedades termofísicas del fluido (@  $T_m$  y 1 atm) para los casos.

		Tiggelbeck et al. (Re = 4600)	Esta investigación
Condiciones de borde	$T_{in}$ [°C]	42	20
	$T_w$ [°C]	30,8	50
Propiedades del aire	Densidad $\rho$ [ $kg/m^3$ ]	1,14	1,164
	Viscosidad dinámica $\mu$ [ $kg/m.s$ ]	$1,901 \cdot 10^{-5}$	$1,872 \cdot 10^{-5}$
	Calor específico $C_p$ [ $J/kg.K$ ]	1007	1007
	Conductividad térmica $k$ [ $W/m.K$ ]	0,02635	0,02588
	Número de Prandtl $Pr$	0,7266	0,7284

En la investigación llevada a cabo por Tiggelbeck et al.(1994) la parte gaseosa se enfría, sin embargo, en la práctica por lo general los intercambiadores de calor mencionados en este estudio utilizan la parte gaseosa para evacuar calor del sistema, por cuanto el escenario de enfriamiento del fluido es más pertinente. Esto se incorpora al modelo modificando las magnitudes impuestas en las condiciones de borde del sistema. Al cambiar las temperaturas de trabajo también cambian las propiedades termofísicas del fluido, las cuales deben ser evaluadas a temperatura media (eq. 1.4) (Tabla 2.2).

### 2.2.2. Caso base

A continuación se muestra el esquema del volumen de control (Fig. 2.3) del caso base, correspondiente al *canal plano* generado por las dos placas paralelas, y sus dimensiones (Tabla. 2.3).

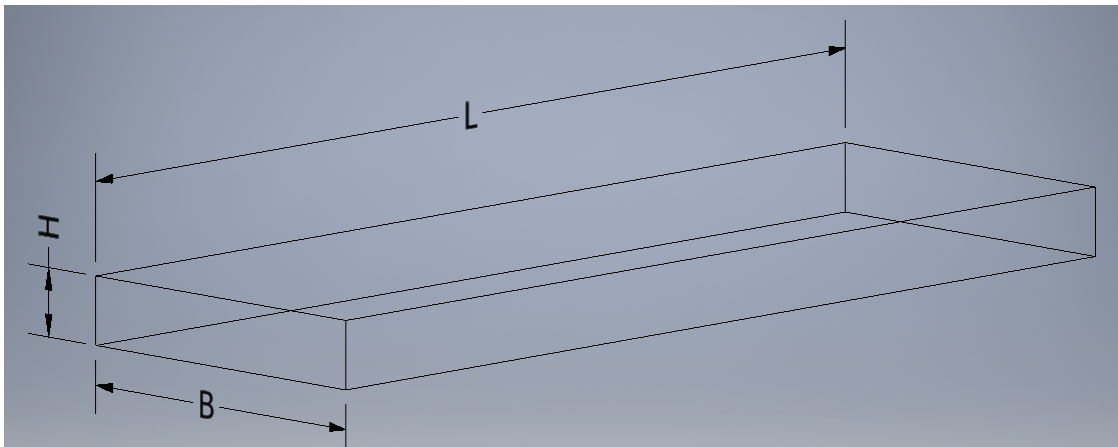


Figura 2.3: Volumen de control del canal plano.

Tabla 2.3: Dimensiones del canal plano.

H [mm]	20
B [mm]	5 H = 100
L [mm]	15 H = 300

### 2.2.3. Caso de validación de modelo: Tiggelbeck et al. (1994)

A continuación se presenta la geometría utilizada para validar el modelo computacional (Fig. 2.4) y sus dimensiones (Tabla 2.4). En adelante se referirá a esta geometría bajo el nombre de *DW Tiggelbeck*.

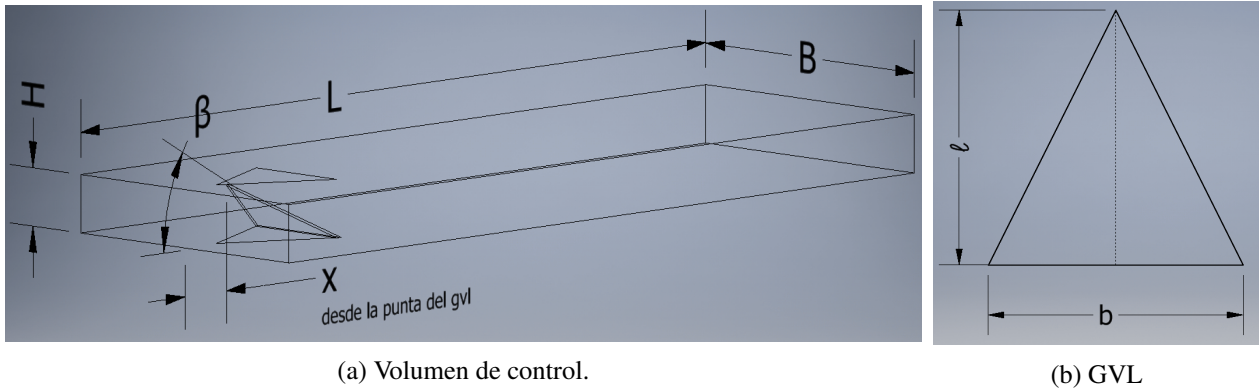


Figura 2.4: Esquema del caso de Tiggelbeck et al (1994).

Tabla 2.4: Dimensiones del caso de Tiggelbeck et al (1994).

H [mm]	20
B [mm]	5 H = 100
L [mm]	15 H = 300
l [mm]	2 H = 40
b [mm]	2 H = 40
x [mm]	H = 20
$\beta$ [°]	30
espesor [mm]	0,8

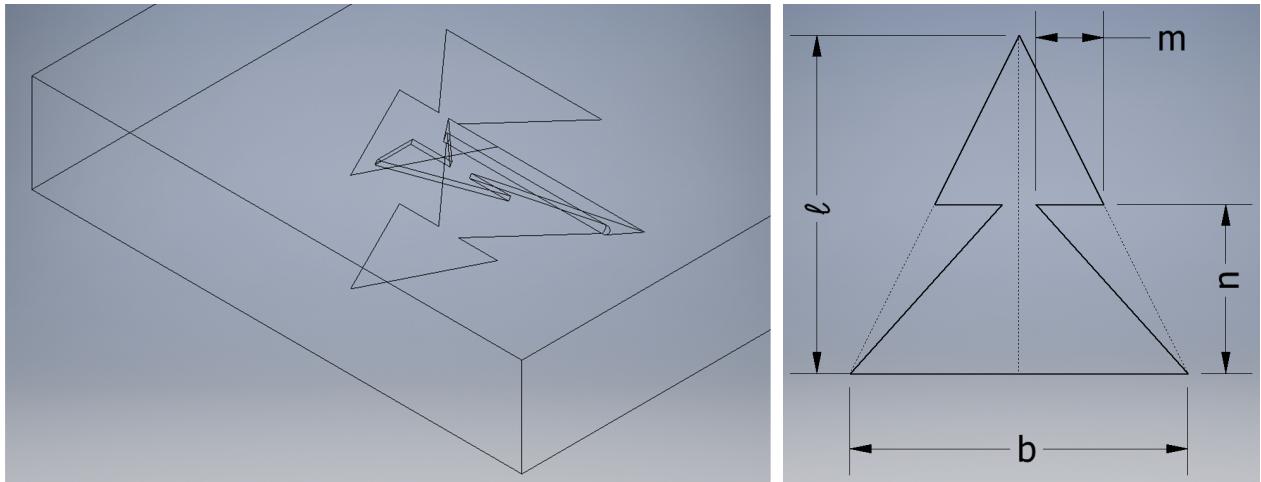
### 2.2.4. Caso de comparación

Para comparar los resultados de los casos propuestos en las siguientes secciones se utiliza el mismo caso de validación presentado en la sección 2.2.3, adecuado para las condiciones de borde y propiedades del fluido de esta investigación.

### 2.2.5. Casos de remoción de superficie y levantamiento en el GVL

En los todos los siguientes casos se modela el volumen de control de la misma forma que en la Figura 2.4.a, donde lo único que es modificado es la geometría del generador vorticial.

El primer caso propuesto corresponde a la remoción de superficie en la inserción (Fig. 2.5), al cual se referirá en adelante bajo el nombre de *DW (R)*. En este caso, inspirado en los resultados de Zhou et al., se remueve un 20% de la superficie a través de dos triángulos formando una doble ala delta, con lo que se espera reducir la pérdida de carga del sistema. Las dimensiones del caso se resumen en la Tabla 2.5.



(a) Volumen de control.

(b) GVL

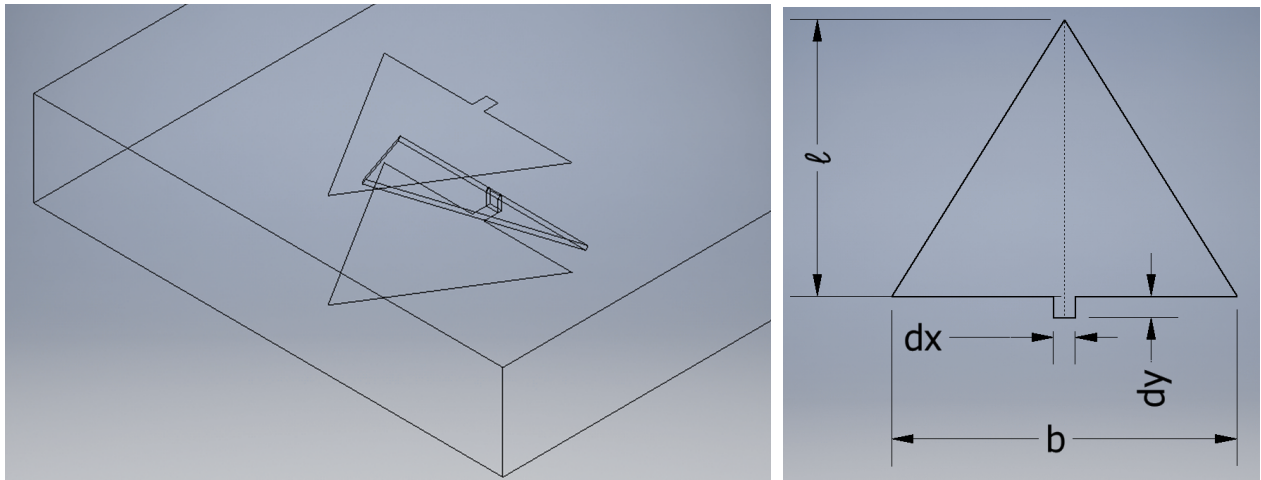
Figura 2.5: Esquema del caso de remoción de superficie.

Tabla 2.5: Dimensiones de casos con remoción y levantamiento.

	DW (R)	DW (L)	DW (R+L)
$l$ [mm]	40	32	32
$b$ [mm]	40	40	40
$m$ [mm]	8	-	8
$n$ [mm]	20	-	16
$dx$ [mm]	-	2,5	2,5
$dy$ [mm]	-	2,5	2,5

El segundo caso propuesto corresponde al levantamiento de la inserción desde la pared (Fig. 2.6), al cual se referirá en adelante bajo el nombre de  $DW (L)$ . En este caso, inspirado en los resultados de Garelli et al., se separa la inserción en  $2.5 \text{ mm}$  desde la placa, con lo cual se espera reducir la pérdida de carga del sistema. Las dimensiones del caso se resumen en la Tabla 2.5.



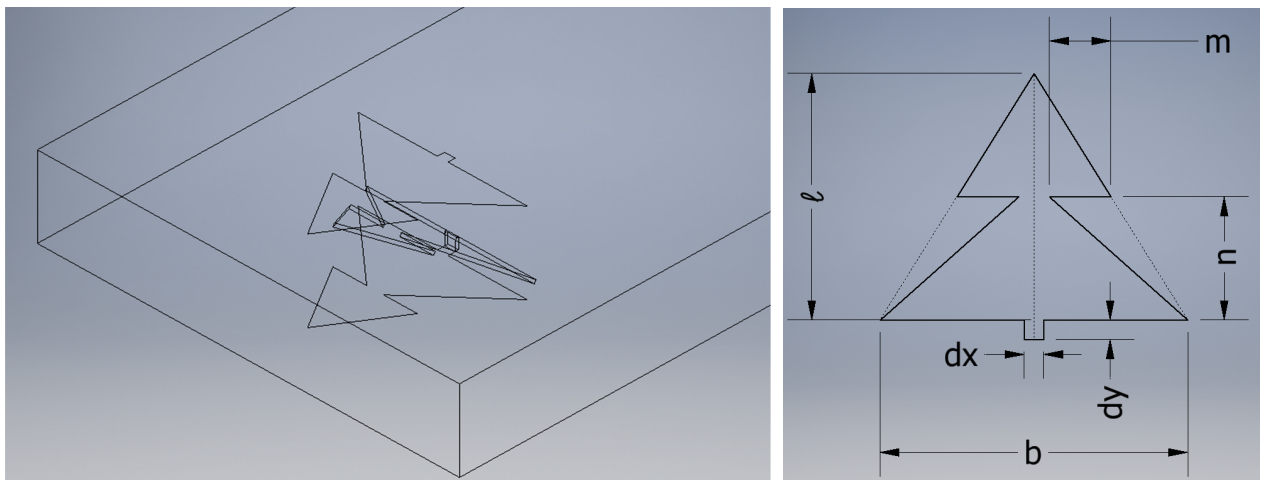


(a) Volumen de control.

(b) GVL

Figura 2.6: Esquema del caso de levantamiento.

El tercer caso propuesto corresponde a la intersección de los dos casos anteriores (Fig. 2.7), al cual se referirá en adelante bajo el nombre de  $DW (R+L)$ . Las dimensiones del caso se resumen en la Tabla 2.5.



(a) Volumen de control.

(b) GVL

Figura 2.7: Esquema del caso de remoción de superficie con levantamiento.

## 2.2.6. Casos de proporción entre el tamaño del GVL y la sección del canal

En los siguientes tres casos propuestos se busca estudiar la influencia del tamaño del GVL de manera relativa al volumen de control. Estos corresponden a escalar las dimensiones del  $DW (R+L)$  manteniendo constante la sección del canal. Para ello se ponderan las dimensiones  $l$ ,  $b$ ,  $m$  y  $n$  de la Tabla 2.5 por los factores 0,75, 0,50 y 0,25, casos que en adelante serán referidos por los nombres  $DW (R+L) (x0.75)$ ,  $DW (R+L) (x0.50)$  y  $DW (R+L) (x0.25)$ , respectivamente.

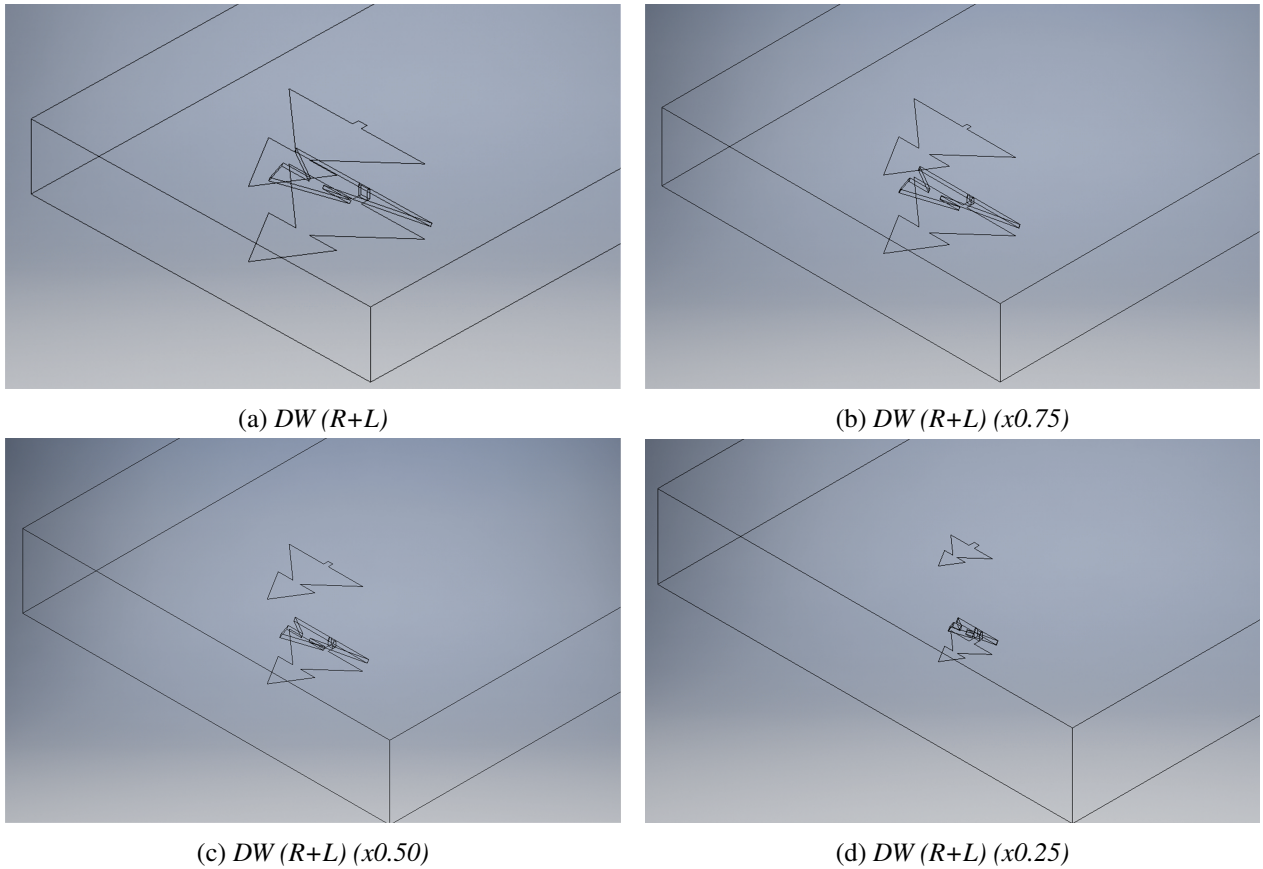


Figura 2.8: Esquemas de los casos de modificación de proporción del  $DW(R+L)$ .

## 2.3. Modelo computacional

### 2.3.1. Mallado de modelos

El mallado de las geometrías es realizado a partir de elementos tetrahédricos y capas de *inflation* en todas las superficies de interés, con un tamaño de primera celda objetivo de  $y^+ < 1$  para lograr capturar correctamente los gradientes y obtener resultados válidos. Como el valor de  $y^+$  depende de la velocidad del fluido y, por consiguiente, del número de Reynolds, se utilizará un tamaño de primera celda que cumpla la condición mencionada para todos los valores de  $Re$  a estudiar.

Para evaluar la calidad de las mallas se utilizarán las estadísticas de la métrica *skewness*, respondiendo a los umbrales presentados en la Tabla 1.1.

### 2.3.2. Configuración del modelo

Las simulaciones computacionales son realizadas en ANSYS Fluent 18, donde el criterio de convergencia de residuos utilizado es de  $10^{-4}$  para las ecuaciones de continuidad y  $10^{-6}$  para todas las demás. A continuación se resume la configuración del modelo.

Tabla 2.6: Configuración de Fluent.

<b>Solver</b>	Basado en presión
<b>Formulación de velocidad</b>	Absoluta
<b>Tiempo</b>	Estacionario
<b>Gravedad</b>	9,81 $m/s^2$
<b>Energía</b>	Si
<b>Modelo de turbulencia</b>	Standard $k - \omega$
<b>Fluido</b>	Aire
<b>Intensidad de turbulencia de entrada</b>	5 %
<b>Método</b>	SIMPLEC
<b>Corrección de <i>skewness</i></b>	0
<b>Discretización de gradiente</b>	Mínimos cuadrados
<b>Discretización de presión</b>	Segundo orden
<b>Discretización de momentum</b>	Segundo orden aguas arriba
<b>Discretización de energía cinética turbulenta</b>	Segundo orden aguas arriba
<b>Discretización de tasa específica de disipación</b>	Primer orden aguas arriba
<b>Discretización de energía</b>	Segundo orden aguas arriba

## 2.4. Método de análisis y validación

Los casos presentados en la sección 2.2 son analizados a partir del desarrollo de las temperaturas a lo largo del volumen de control y de sus valores de  $Nu$  y de  $f$ , utilizando el indicador  $TEF$  (Ec.1.14) para evaluar sus efectos sobre la eficiencia total del sistema. En los casos de modificación de proporción de tamaño se emplea el criterio  $Q$  (Ec. 1.13) para estudiar las vorticidades.

La obtención del valor de  $Nu$  es realizado con las ecuaciones 1.1 y 1.2, a partir de los valores simulados del flujo térmico en la pared inferior del sistema, utilizando la superficie  $A$  de la pared inferior únicamente. Esto se realiza de la misma manera que en el experimento de Tiggelbeck et al. (1994). La obtención del valor de  $f$  es realizado con la ecuación 1.6 a través de los valores simulados de la presión total (dinámica + estática) del sistema. En el experimento de Tiggelbeck et al. (1994) se mide la fuerza de resistencia del sistema y luego se emplea la ecuación 1.7, donde se pondera dicha fuerza por el área  $A_f$ . Esto equivale a utilizar los valores de presión promedio ponderado por área, lo cual en este estudio es utilizado únicamente para la validación del modelo bajo  $Re=4600$ . Para el resto de la investigación la obtención de dichos valores se hace a través del promedio ponderado por masa, debido a que la presión dinámica se basa en la velocidad del fluido.

Para mostrar que los resultados obtenidos son independientes del mallado se simula el canal plano bajo el mayor grado de turbulencia ( $Re = 10000$ ) y se realiza un análisis de convergencia de resultados utilizando la diferencia de los valores simulados de  $Nu$  y  $f$  para distintos niveles de mallado. Como criterios de convergencia se tienen los umbrales utilizados por Oneissi et al. La validación del modelo es llevada a cabo simulando  $DW$  Tiggelbeck bajo las mismas condiciones experimentales documentadas en la publicación, para lo cual se cuenta con las desviaciones de simulación obtenidas por Oneissi et al. Además, para mayor certeza de la validez del modelo, los resultados del canal plano son contrastados con las correlaciones 1.9, 1.10, 1.11 y 1.12.



# Capítulo 3

## Resultados y discusión

### 3.1. Mallado de casos e independencia de resultados

Para comenzar el mallado de los casos se obtiene una primera aproximación para el tamaño de la primera celda de *inflation*. Como el valor de  $y^+$  depende de la rapidez del flujo libre, se calcula el tamaño de la primera celda que garantice un valor menor a la unidad para cada caso de estudio (Tabla. 3.1). A partir de esto, se extrae que para satisfacer la condición mencionada en todos los casos, el tamaño de la primera celda  $y_H$  debe ser de a lo más 0,13 [mm].

Tabla 3.1: Cálculo del tamaño de la primera celda.

Re	$u$ [m/s]	$C_f$	$\tau_w$ [Pa]	$u_\tau$ [m/s]	$y_p$ [mm]	$y_H$ [mm]
2000	0,804	0,0118	0,00445	0,0618	0,26	0,52
4000	1,608	0,0099	0,01495	0,1133	0,14	0,28
6000	2,412	0,0090	0,03040	0,1616	0,10	0,20
8000	3,216	0,0084	0,05030	0,2079	0,08	0,15
10000	4,021	0,0079	0,07433	0,2527	0,06	0,13

De esta manera, se comienza el mallado de los casos con el canal plano, para el cual se analiza la independencia de los resultados simulados frente a progresivos niveles de refinamiento (Tabla 3.2). Debido a que los efectos en las cercanías de las paredes son relevantes en este estudio y teniendo en consideración la primera aproximación del tamaño de la primera celda, se comienza con una malla gruesa y se continúa aumentando el nivel de refinamiento en las paredes y disminuyendo el tamaño de la primera capa de *inflation*. En el cuarto nivel de refinamiento, se simula utilizando un tamaño de primera celda de 0,1 [mm], y a través de sus resultados se observa que el valor máximo de  $y^+$  en el mallado es de 0,83. Además se obtiene una reducción porcentual de -0,6 y -0,2 en los valores de  $Nu$  y  $f$ , lo cual está de acuerdo con el criterio de 1,17% utilizado por Oneissi et al.

En la Figura 3.1 se puede observar que la convergencia de la reducción porcentual en los valores estudiados se genera mucho antes de los 900.000 elementos, sin embargo, para asegurar la convergencia de los casos de estudio siguientes con geometrías más complejas es primordial contar con una cantidad relativamente generosa de elementos. Además, es posible observar que la banda entre los valores simulados y las correlaciones se estabiliza para cierto nivel de error sistemático. Por lo tanto, se decide continuar el estudio con la malla 4.

Tabla 3.2: Análisis de sensibilidad de malla en el canal plano bajo  $Re = 10000$ .

Malla	Elementos [millares]	Tamaño máx. [mm]	Tamaño inflation [mm] $\{y^+\}$	Capas inflation	Face sizing paredes [mm]	% $Nu$	% $f$
1	325	2	0,3	5	2		
2	355	2	0,2	5	2	-6,9 %	-7,2 %
3	528	2	0,1	5	1,7	-4,8 %	-4,8 %
4	901	2	0,1 {0,83}	5	1,3	-0,6 %	-0,2 %

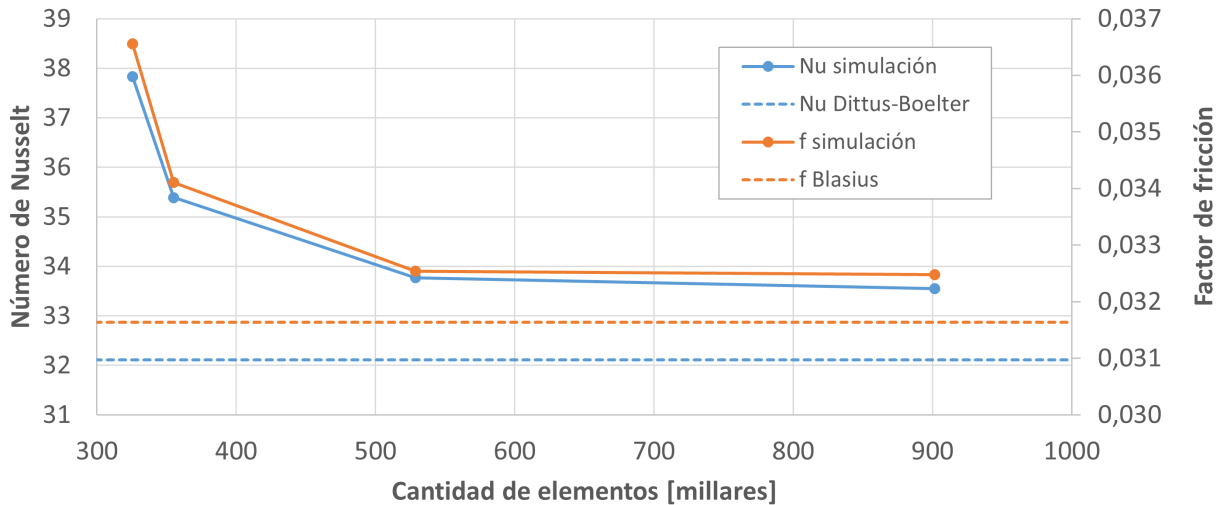


Figura 3.1: Convergencia de resultados en el canal plano para distintas complejidades de malla.

Posteriormente, se procede a realizar el mallado de los casos con inserción de generador vorticial. Esto resultó dificultoso debido a que la geometría de las inserciones generaba una discontinuidad en el volumen de control, inhabilitando la correcta aplicación de las capas de *inflation* en las paredes de interés y arrojando elementos de muy pobre calidad. Adicionalmente, las aristas de los GVL en ángulos problemáticos tuvieron que ser debidamente tratadas para asegurar la calidad de las mallas. La aplicación de la condición de periodicidad en los agujeros de punzonado de los modelos y la solución a las problemáticas mencionadas puede ser encontrada en el Anexo. A.

Como se ha mencionado anteriormente, una buena calidad de malla es primordial para garantizar la convergencia de las simulaciones. En la Tabla 3.3 se resumen las estadísticas de calidad y cantidad de elementos para todos los casos de la investigación. De acuerdo con los umbrales de la Tabla 1.1, se cumple en todos los casos que el promedio de los elementos de mallado corresponde a una calidad excelente con una baja desviación, por ende la mayoría de las celdas son de calidad buena o mejor, y que tan solo un muy bajo porcentaje de celdas son de pobre calidad, sin presentar elementos de calidad mala. Además, se puede observar que los casos presentan distintos niveles de complejidad de geometría los cuales, a través de refinamientos locales, fueron tratados produciendo un ascenso en la cantidad de elementos empleados.

Tabla 3.3: Resumen de estadísticas de mallados.

	Canal Plano	DW Tig- gelbeck	DW (R)	DW (L)	DW (R+L)	DW (R+L) (0.75)	DW (R+L) (0.50)	DW (R+L) (0.25)
Promedio	0,22	0,21	0,21	0,22	0,22	0,21	0,22	0,21
Máx	0,66	0,86	0,88	0,83	0,83	0,82	0,86	0,79
Desviación estándar	0,12	0,13	0,14	0,14	0,14	0,11	0,12	0,11
Cantidad de elementos (millones)	0,9	1,1	1,2	1,2	1,2	1,4	1,4	1,5

## 3.2. Validación del caso base

Los resultados simulados del caso base de canal plano son comparados con correlaciones descritas en la literatura. En la Tabla 3.4 se resumen las diferencias porcentuales entre las simulaciones y dichas ecuaciones, mientras que sus valores pueden ser encontrados en la sección de Anexo. B.

Tabla 3.4: Diferencias porcentuales entre valores simulados y correlaciones en el canal plano.

$Re$	$Nu_0$		$f_0$	
	Dittus-Boelter	Gnielinski	Blasius	Petukhov
2000	40 %	110 %	56 %	40 %
4000	18 %	33 %	21 %	16 %
6000	10 %	18 %	10 %	8 %
8000	6 %	13 %	5 %	5 %
10000	4 %	10 %	3 %	3 %

Es posible observar que la tendencia del valor de  $Nu$  y  $f$  conversa de mejor manera con las correlaciones en la medida que aumenta el número de Reynolds (Fig. 3.2), mientras que para bajos regímenes de flujo se obtiene un error más alto. La raíz de estas desviaciones puede provenir de dos fuentes, en primera instancia, de que las correlaciones están diseñadas para regímenes completamente turbulentos (desde  $Re \approx 4000$ ), y en segunda instancia, de la condición de borde de entrada del flujo. Como es mencionado en la metodología de esta investigación, en la entrada del flujo del modelo se empleó una condición de velocidad uniforme (Fig. 3.3.a y 3.3.b), pero por condición de no-deslizamiento esto no refleja perfectamente el escenario real, donde existe un perfil de velocidades no uniforme. Sin embargo, inmediatamente aguas abajo de la entrada se desarrolla un claro perfil de velocidades (Fig. 3.3.c y 3.3.d). Es posible observar que, en el caso de menor número de Reynolds, el perfil de velocidades no presenta una forma parecida a la condición empleada, mientras que para el caso de mayor turbulencia el perfil de velocidades converge a la forma uniforme, donde cobra más sentido la validez de esta condición. Esto explica la disminución progresiva del error entre los resultados simulados y las correlaciones al aumentar el grado de turbulencia y, a pesar de que estas discrepancias existen, el modelo es válido porque la sobreestimación es relativa-

mente uniforme para ambas cantidades  $Nu$  y  $f$ .

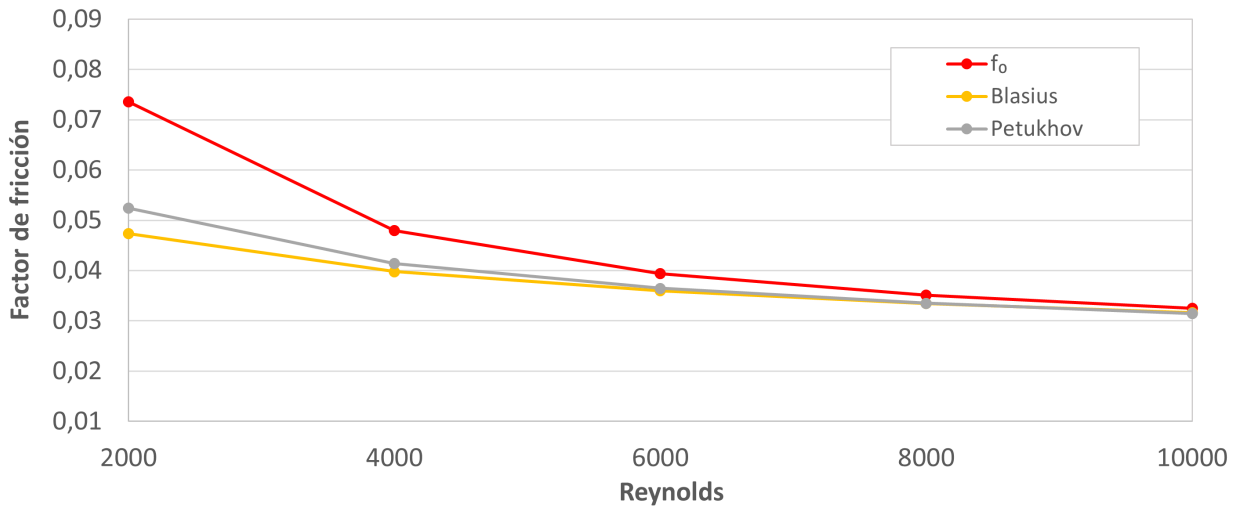
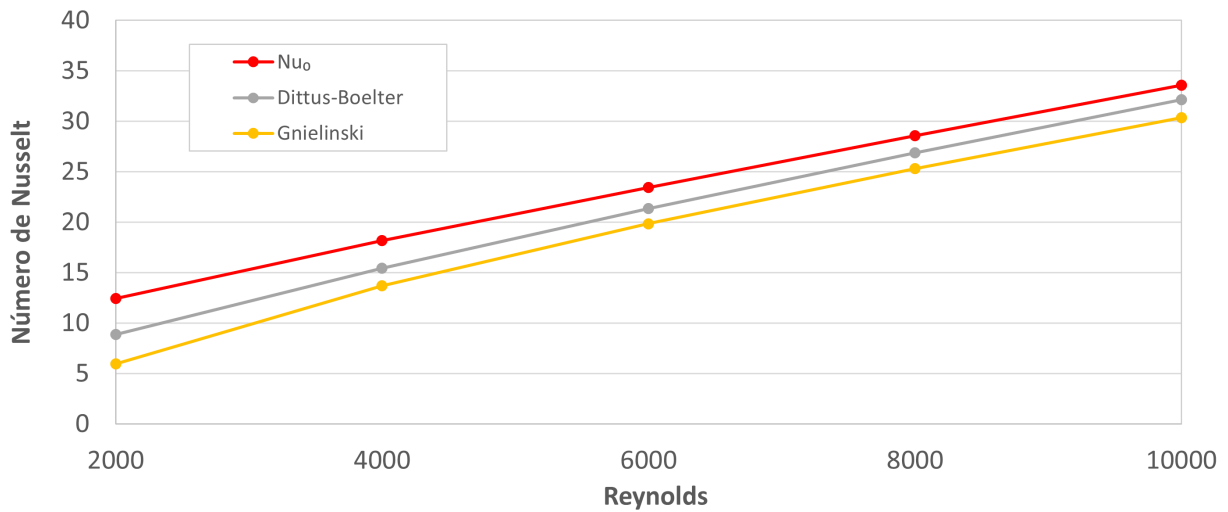
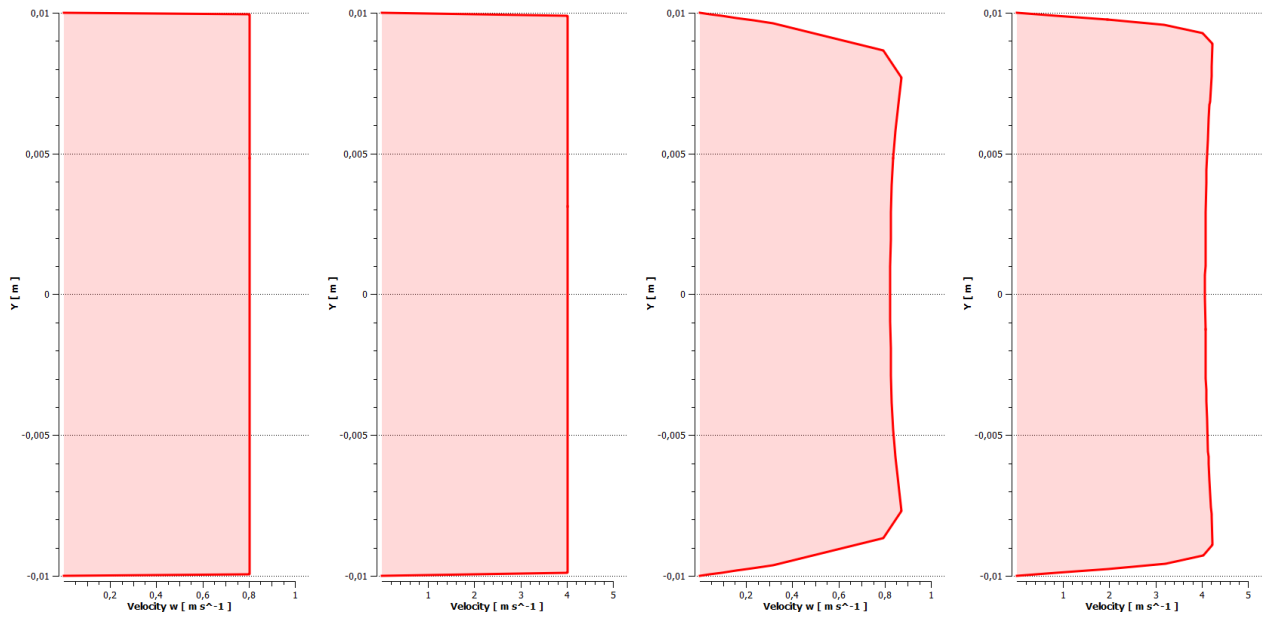


Figura 3.2: Resultados de simulación del canal plano.

### 3.3. Validación del modelo computacional

Los resultados experimentales del *DW Tiggelbeck* bajo las condiciones experimentales mostradas en la publicación son comparados con los resultados obtenidos a través del modelo de simulación en esta investigación (Tabla 3.5).

Tanto los valores de Nusselt como los valores del factor de fricción sobreestimaron lo presentado por Tiggelbeck et al. en los casos del canal plano y del canal con GVL, lo cual puede ser explicado por los efectos de las condiciones de borde sobre las soluciones locales del sistema. En las celdas del mallado que conforman las dos aristas que unen la superficie de entrada y las paredes (Fig. 3.4) colisionan las condiciones de borde impuestas  $T_{in}$ ,  $u_{in}$  y  $T_w$  uniformes para cada superficie, produciéndose un exceso en el cálculo de los resultados locales y, en consecuencia, elevando el valor de las variables globales  $Nu$  y  $f$ .



(a)  $Re = 2000$  en entrada. (b)  $Re = 10000$  en entrada. (c)  $Re = 2000$  aguas abajo. (d)  $Re = 10000$  aguas abajo.

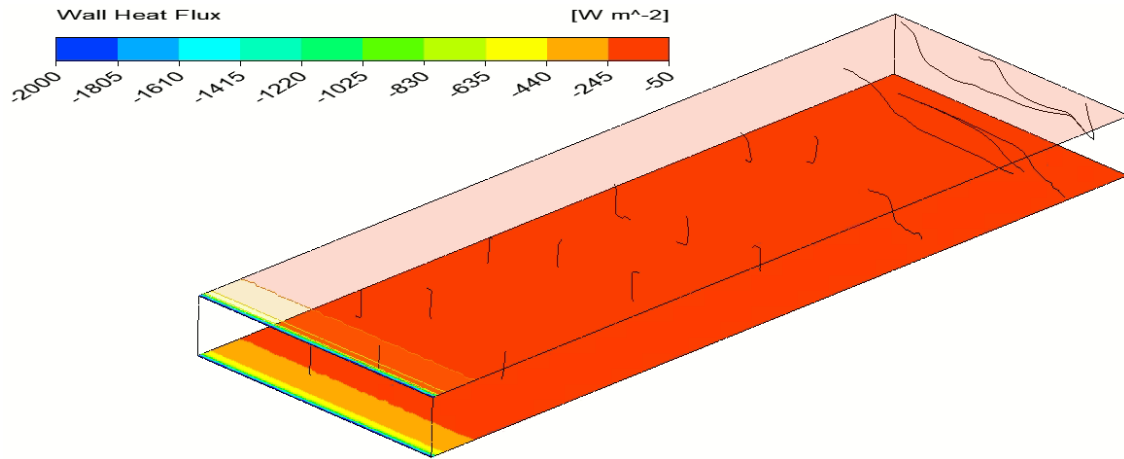
Figura 3.3: Perfiles de velocidad axial en la entrada y 0,03L aguas abajo en el canal plano.

Sin embargo, resulta más relevante de analizar la discrepancia en las desviaciones porcentuales para una misma variable en cada caso, puesto a que el mejoramiento térmico  $TEF$  utiliza la razón de cambio en el valor de  $Nu$  y de  $f$ . A través del modelo, se obtiene un error de  $-6\%$  en la razón  $Nu/Nu_0$ , de  $3\%$  en la razón  $f/f_0$  y, en consecuencia, una sub estimación del valor del mejoramiento térmico de  $-7\%$ . En contraste, las desviaciones porcentuales obtenidas en el estudio numérico llevado a cabo por Oneissi et al., corresponden a  $4,69\%$ ,  $2,09\%$  y  $4,14\%$ . Es posible afirmar que la magnitud del error cometido en ambas investigaciones pertenece a la misma vecindad, con la excepción de que el modelo utilizado en esta investigación tiende a subestimar el aumento de la transferencia de calor producto de la inserción de GVL. En efecto, el modelo es válido y es prudente tener en cuenta que el mejoramiento térmico  $TEF$  de los casos de estudio puede estar siendo sub estimado levemente.

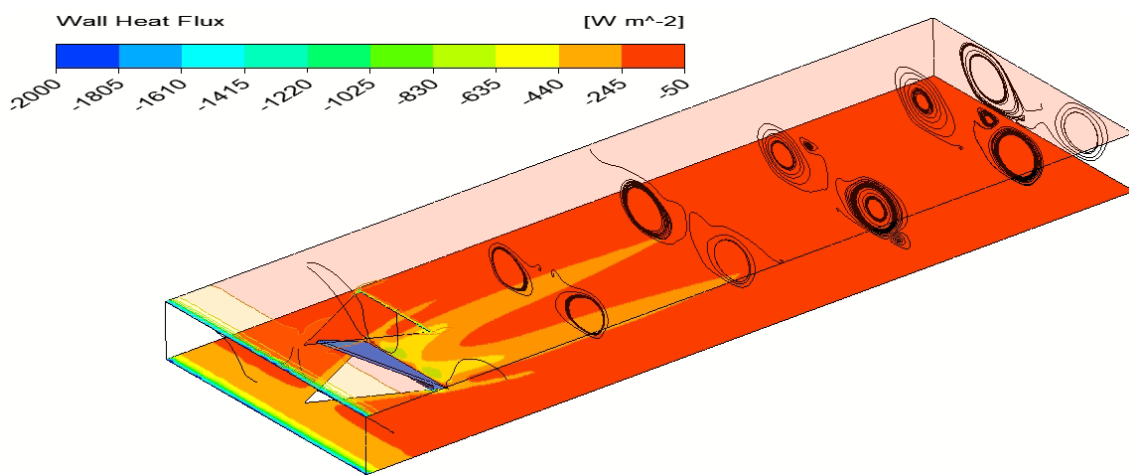
Tabla 3.5: Resumen de simulación de validación.

	Tiggelbeck et al.	Simulación	Error
$Nu$	22,54	25,22	12 %
$Nu_0$	16,62	19,73	19 %
$Nu/Nu_0$	1,36	1,28	-6 %
$f$	0,0904	0,0971	7 %
$f_0$	0,0604	0,0630	4 %
$f/f_0$	1,50	1,54	3 %
$TEF$	1,186	1,107	-7 %

A través de la simulación de validación se puede observar el mecanismo por el cual la inserción permite aumentar la tasa de transferencia de calor del sistema. En la Figura 3.4 se grafica el flujo térmico de la pared inferior de los sistemas y los contornos de la magnitud de la velocidad



(a) Canal plano.



(b) Canal con inserción DW Tiggelbeck.

Figura 3.4: Contornos de flujo térmico en pared inferior y contornos de velocidad a lo largo del ducto ( $Re = 4600$ ).

del fluido para siete secciones transversales al canal. En el canal plano, después de desarrollarse completamente el flujo del fluido, su velocidad se mantiene relativamente constante a través de la longitud del canal, con lo cual el flujo térmico no vuelve a variar a lo largo de la placa. Por otra parte, en el canal con inserción, luego de desarrollarse, el flujo se encuentra con la inserción lo cual perturba su trayectoria, cambiando bruscamente su velocidad y generando estructuras vorticiales que pueden ser notadas en sus gráficas de contorno transversales. Dichas estructuras corresponden a corrientes rotacionales de diversas escalas que mejoran la circulación del flujo, aumentando el intercambio térmico entre el fluido y la placa, como puede ser apreciado inmediatamente aguas abajo del GVL. De esta manera, se promueve el mezclamiento del flujo lo cual se ve claramente reflejado en las gráficas de contorno de temperatura presentadas en la Figura 3.5, donde se puede apreciar una disminución en la temperatura de salida del sistema.

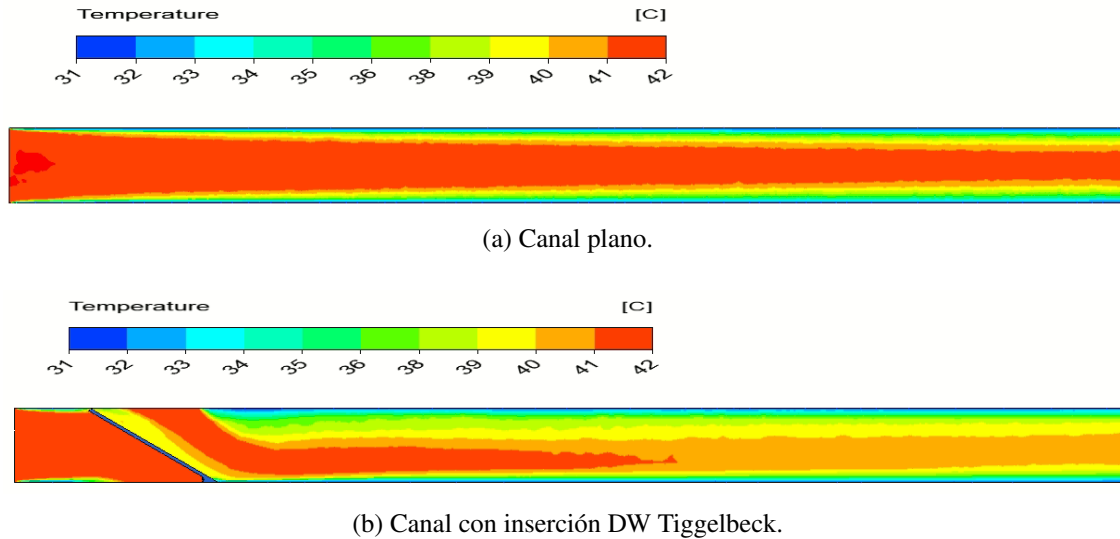


Figura 3.5: Contornos de temperatura en la mitad longitudinal del canal ( $Re = 4600$ ).

### 3.4. Efectos de remoción de superficie y levantamiento en el GVL

En esta sección se presentan y discuten los resultados obtenidos en las simulaciones de *DW Tiggelbeck*, *DW (L)*, *DW (R)* y *DW (R+L)* para estudiar los efectos sobre  $Nu$  y  $f$  producidos por las modificaciones geométricas del GVL.

En la Figura 3.6 se resume el aumento de la temperatura media del fluido a lo largo del canal en los casos de modificación geométrica bajo  $Re = 6000$ , mientras que sus valores pueden ser encontrados en el Anexo B. En la región anterior a las inserciones es posible observar que estas no producen efecto alguno. Aguas abajo de estas, se produce un cambio progresivo en la tendencia de las curvas asociadas a los sistemas con inserciones hacia un más elevado intercambio térmico, logrando separarse del caso base de placas planas. Adicionalmente, se observa que las modificaciones geométricas realizadas sobre el ala delta producen virtualmente nulos efectos sobre la temperatura final del fluido, lo cual indica que estas modificaciones no interfieren en alta medida con el desempeño térmico de las inserciones.

Los efectos que producen las inserciones sobre el mezclado del fluido son materializados a través de las vistas de desarrollo de contornos de temperatura a lo largo del canal bajo  $Re = 6000$  (Fig. 3.7). Las estructuras vorticiales que generan éstas, modifican la trayectoria de las partículas del flujo produciendo un mayor mezclado que interfiere directamente con la capa límite térmica del sistema. Es posible observar que en todos los casos estas estructuras permiten la rotación de una sección del fluido desde las paredes hacia la parte más interna del canal, existiendo un recambio constante a lo largo del sistema. Al comparar los efectos del ala delta tradicional con las inserciones modificadas, se tiene que, relativamente, todas comparten la ubicación de mayor influencia de sus estructuras vorticiales, no observándose mayor impacto sobre éstas, lo cual está en acuerdo con el hecho de que en todos los casos de modificación geométrica el aumento de la temperatura del fluido es similar al caso con *DW Tiggelbeck*.

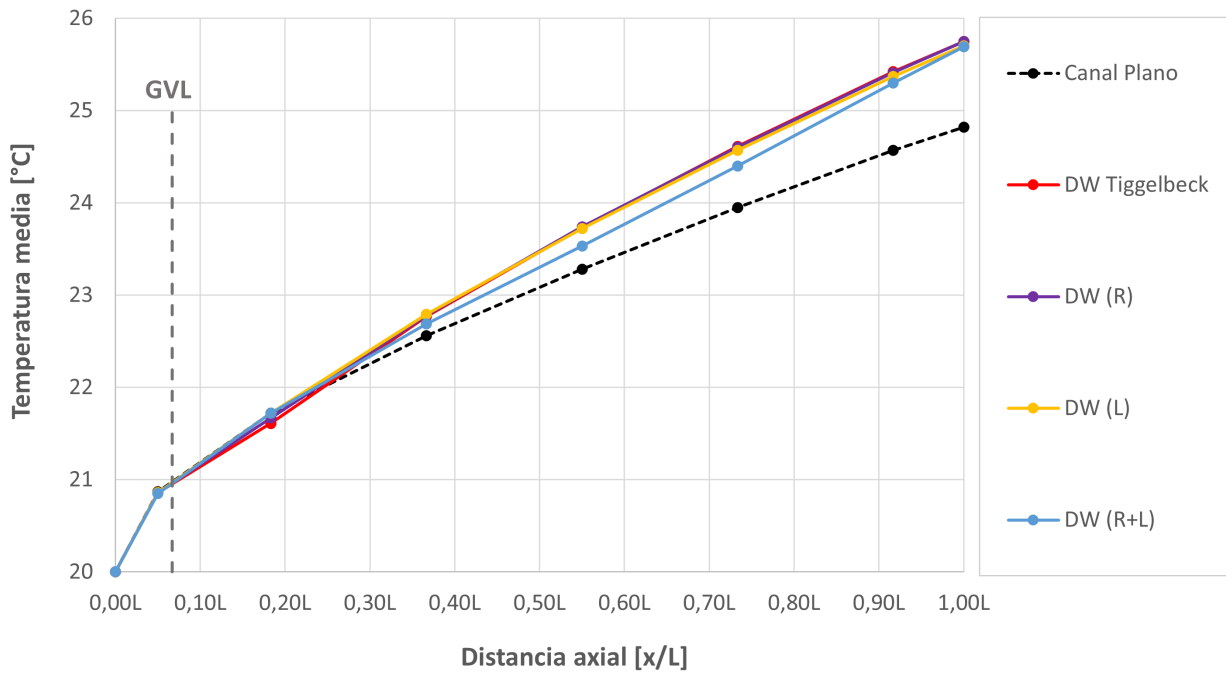


Figura 3.6: Temperatura media en función de la distancia axial en los casos de modificación geométrica ( $Re = 6000$ ).

La Figura 3.8 resume los resultados obtenidos de  $Nu$ ,  $f$  y  $TEF$ , mientras que sus valores pueden ser encontrados en el Anexo B. A partir de la gráfica del mejoramiento térmico  $TEF$  (Fig. 3.8.c) se puede constatar que ninguno de los mecanismos de modificación geométrica propuestos en esta investigación permiten superar el desempeño del *DW Tiggelbeck*, el cual lidera en los valores de  $Nu$ ,  $f$  y  $TEF$ , por cuanto dichas medidas no resultan favorables de implementar. Ahora bien, resulta interesante el análisis de las causas que explican estos resultados. Es posible observar que las medidas adoptadas no inciden en la tendencia de las curvas de  $TEF$ , sino que las desplazan verticalmente en la gráfica. Al notar esto en el momento de la realización de las simulaciones, se obtiene para  $Re = 6000$  que *DW (R)* tampoco iría a sobresalir en contraste a *DW Tiggelbeck*, por cuanto se opta por no continuar con su simulación en los casos de  $Re$  restantes.

Para el análisis en particular de cada caso, resulta útil estudiar las trayectorias favorecidas del flujo, puesto que, tanto las modificaciones de remoción de superficie como las de levantamiento buscan alivianar la pérdida de carga del sistema habilitando nuevos caminos para el pasaje del fluido, sin perjudicar en mayor medida la transferencia de calor. Para ello en la Tabla 3.6 se recopilan las fracciones del flujo másico total que pasan a través de las superficies de color naranja presentadas en la Figura 3.9.

En el caso de *DW (L)*, el levantamiento corresponde a la remoción de un 13% de su superficie, para la cual se esperaba que el flujo encontrara su camino a través de él. Esto permitió que un 2% más del flujo pasara por el canal principal, sin embargo, aún un 10% del flujo encontraba menor resistencia en pasar a través del agujero de punzonado, siendo la medida menos efectiva para redirigir la trayectoria. Como resultado se obtiene una muy leve disminución en la pérdida de carga del sistema y la mayor pérdida de Nusselt, dando el peor rendimiento  $TEF$ . En el caso de *DW (R)*, la remoción de material asciende a un 20% de su superficie, lo cual aumenta un 3% el



flujo en el canal principal, logrando disminuir la pérdida de carga levemente mejor que  $DW (L)$  y acotar la disminución de Nusselt a una muy leve pérdida, sin embargo sus efectos en  $TEF$  son muy sutiles, sino, imperceptibles. Mientras tanto, el caso  $DW (R+L)$  no es más que la intersección de las dos geometrías anteriores, por lo que su 5% de aumento de flujo en el canal principal corresponde al 3% del  $DW (R)$  y al 2% del  $DW (L)$ , ganándose un rango de operación viable desde  $Re$  2000 hasta antes de 8000.

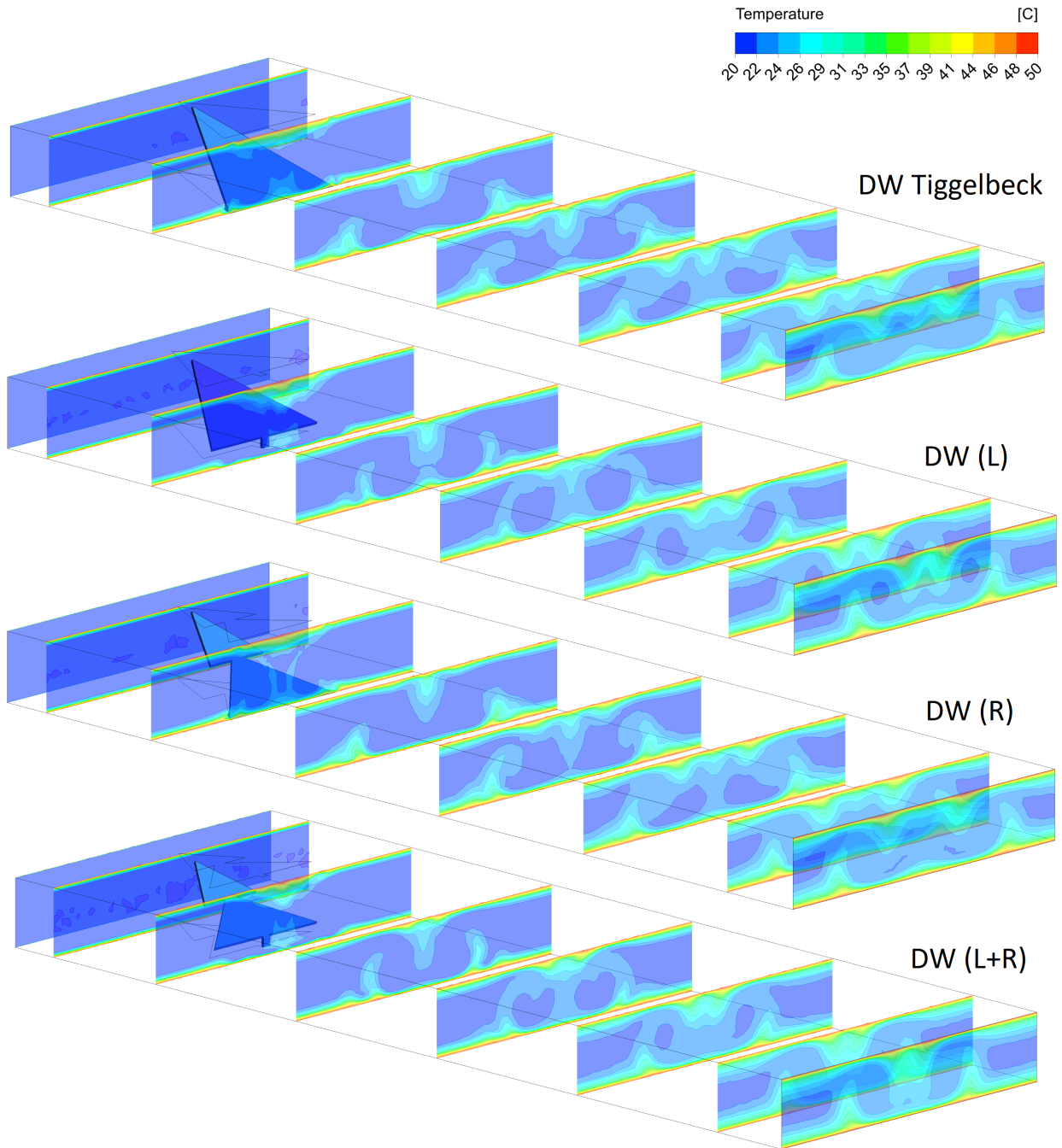
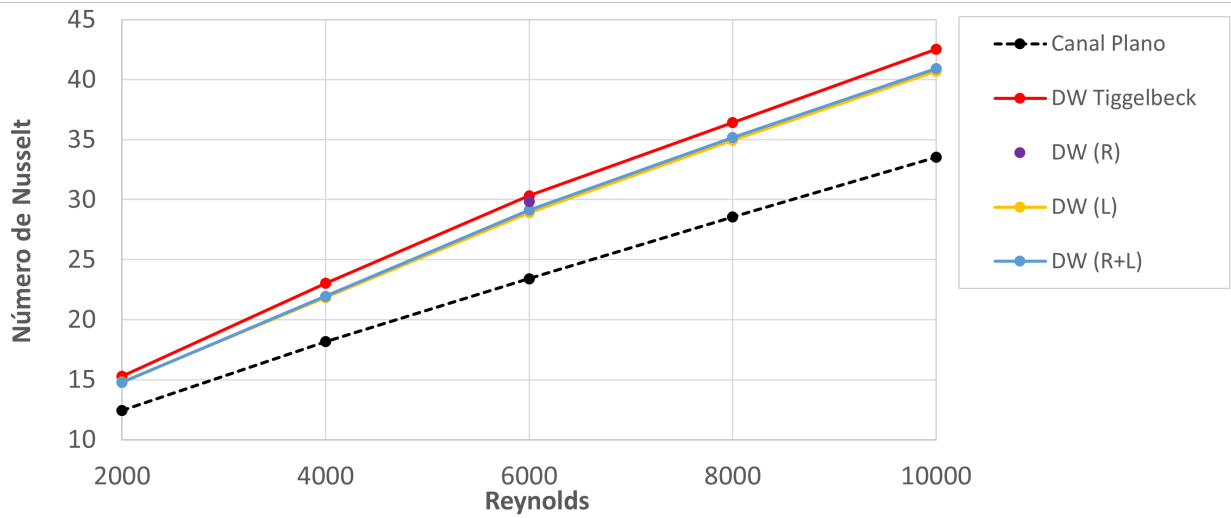
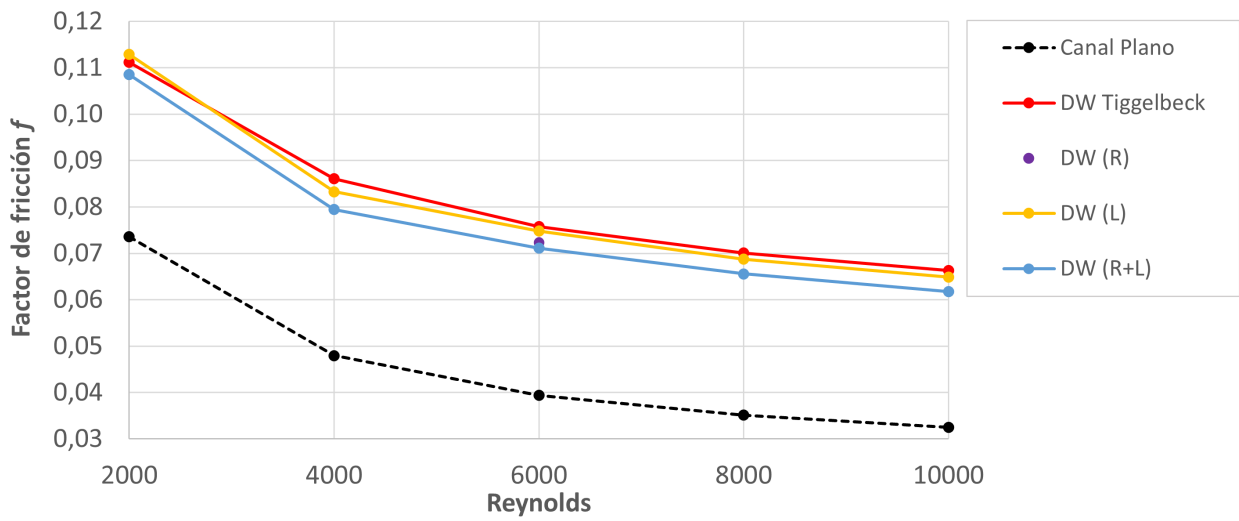


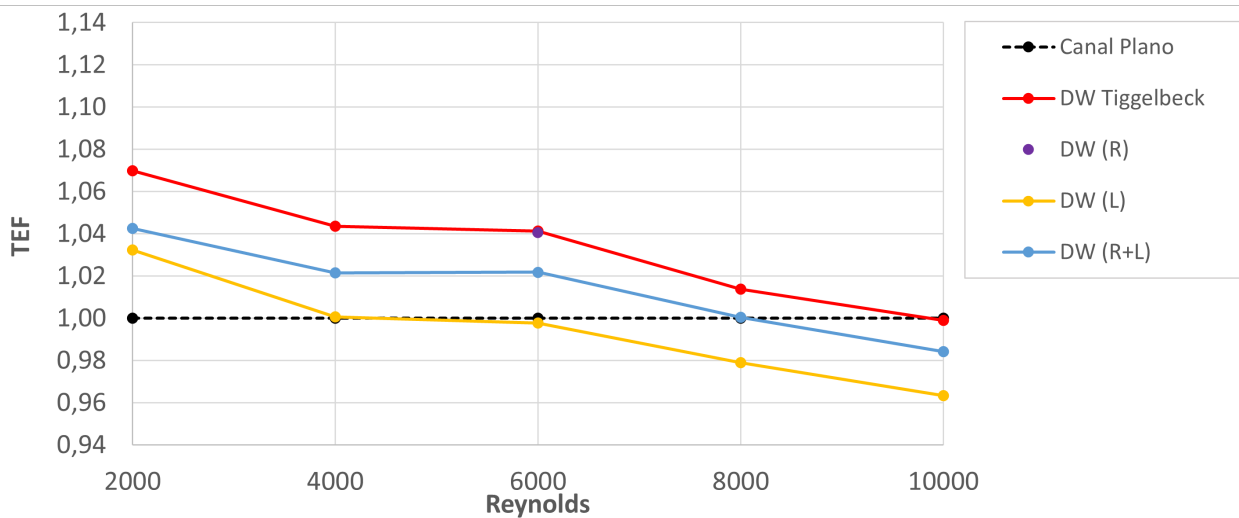
Figura 3.7: Desarrollo de temperaturas en los casos de modificación de modificación geométrica ( $Re = 6000$ ).



(a) Número de Nusselt promedio.



(b) Factor de fricción global  $f$ .



(c) Factor de mejoramiento térmico  $TEF$ .

Figura 3.8: Resultados de simulación en los casos de remoción y levantamiento.

Los efectos provocados por el levantamiento pueden haber encontrado su motivo en que la velocidad del flujo está mucho más restringida en las cercanías de la pared por la condición de no deslizamiento existente en la interfaz, mientras que en la mitad del flujo se encuentra la velocidad de corriente libre, de esta manera el  $DW (R)$  es más eficaz por unidad de superficie removida que  $DW (L)$  en términos de una mayor disminución en la fricción  $f$ , una menor disminución en el coeficiente  $Nu$  y, consecuentemente, un mejor desempeño.

A pesar lo anterior y de que existen ciertos valores de Reynolds en que los casos conllevan una mejora con respecto al canal plano, ninguno de los mecanismos, ni la combinación de ellos logran ser más beneficiosos para el sistema que el  $DW Tiggelbeck$ , por lo tanto se puede aseverar que no se tienen los efectos reclamados por Zhou et al. para la remoción de superficie, ni los efectos reclamados por Garelli et al. para el levantamiento del GVL, en este último caso muy probablemente porque el modelo de Garelli et al. no representa fidedignamente las condiciones reales en que se manufacturan las placas con generadores vorticiales longitudinales, pues no incluyeron agujeros de punzonado en su modelo y, de esta forma el flujo no tiene otra alternativa de desvío.

Tabla 3.6: Fracciones del flujo másico total ( $5.61 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}$ ) a través las superficies de la Figura 3.9 para los casos de remoción de superficie bajo  $Re = 6000$ .

A través de	DW Tiggelbeck	DW (R)	DW (L)	DW (R+L)
Canal	88 %	91 %	90 %	92 %
Agujero	12 %	9 %	10 %	8 %

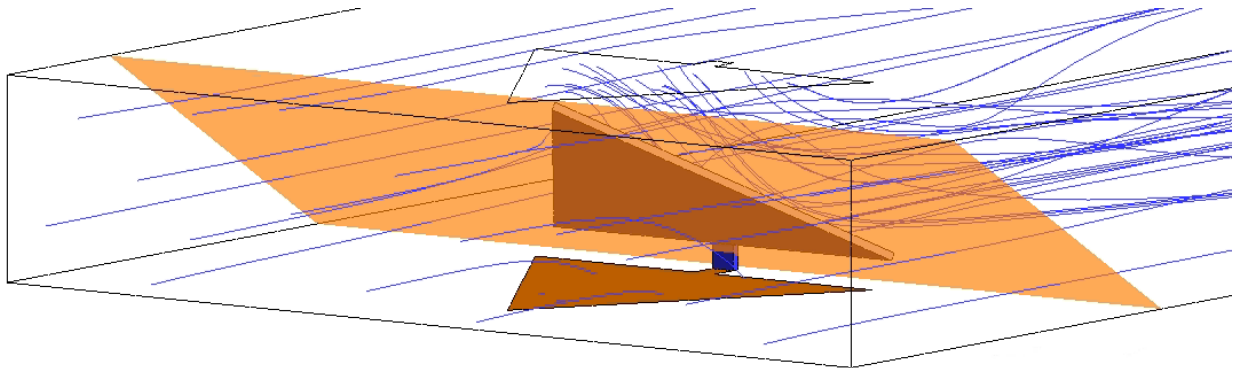


Figura 3.9: Superficies de control para estudiar la trayectoria del fluido.

### 3.5. Efectos de la proporción entre el tamaño del GVL y la sección del canal

La baja incidencia en la pérdida de carga del sistema a través de los mecanismos de remoción de superficie y levantamiento, causó que sus curvas de factor de fricción compartieran parte de una misma familia. Esto motivó a estudiar otras formas para reducir drásticamente la fricción del sistema y escapar de dichas familias.

En esta sección se presentan y discuten los resultados obtenidos en las simulaciones de  $DW (R+L) (x0.75)$ ,  $DW (R+L) (x0.50)$  y  $DW (R+L) (x0.25)$ , en relación a  $DW (R+L)$ , correspondiente al caso de proporción inicial, para estudiar los efectos sobre  $Nu$  y  $f$  producidos por las modificaciones de proporción de tamaño entre el GVL y la sección del canal. Cabe mencionar que la decisión de utilizar el  $DW (R+L)$  para estudiar este mecanismo es completamente arbitraria, haciendo la suposición de que sus efectos son extrapolables a las otras geometrías estudiadas en esta investigación. Dicho esto, la confirmación de tal hipótesis podría ser materia de un posterior estudio.

En la Figura 3.6 se resume el aumento de la temperatura media del fluido a lo largo del canal en los casos de modificación de proporción de tamaño bajo  $Re = 6000$ , mientras que sus valores pueden ser encontrados en el Anexo B. De igual manera que en los casos anteriores, en la región anterior a las inserciones no se produce efecto alguno sobre la temperatura. Luego de estas, el aumento de la temperatura es directamente influido por el tamaño de la inserción, donde su reducción disminuye el desempeño térmico de los sistemas, asemejándose cada vez más al caso base.

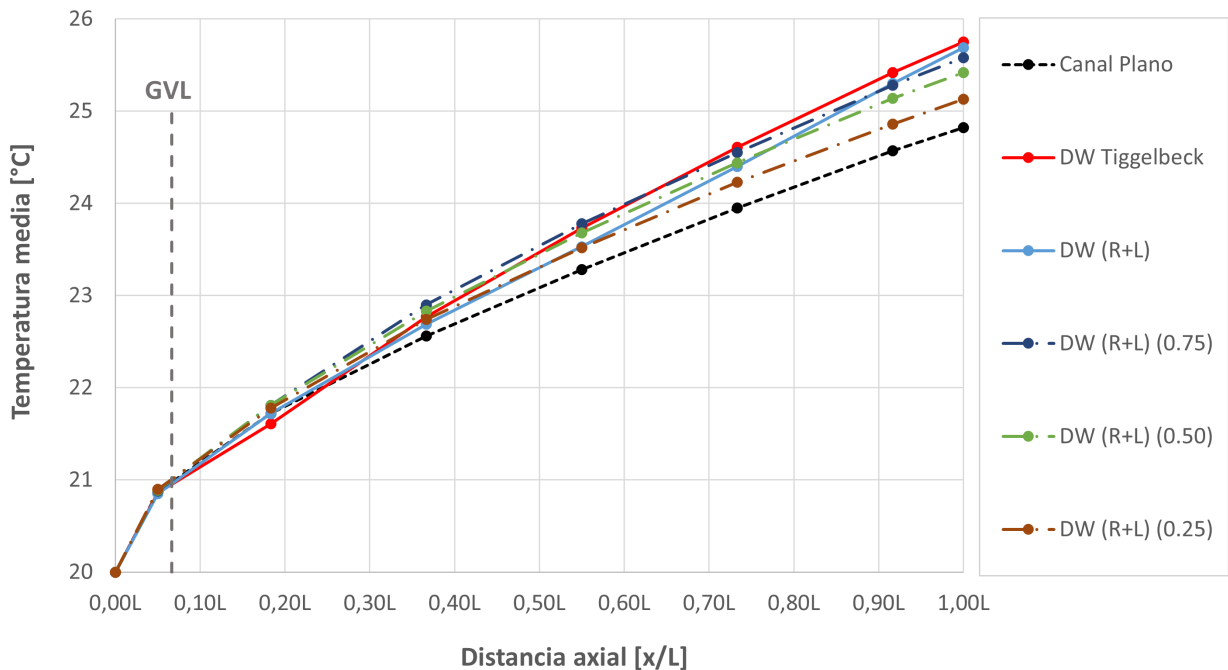


Figura 3.10: Temperatura media en función de la distancia axial en los casos de modificación de proporción de tamaño ( $Re = 6000$ ).

La influencia de las estructuras vorticiales generadas por los distintos tamaños sobre la temperatura del fluido se explicita en la Figura 3.11 para  $Re = 6000$ . A partir de estos desarrollos, se desprende que la magnitud de las estructuras vorticiales también depende directamente del tamaño de la inserción, donde la reducción en tamaño produce que la región de influencia de éstas decremente, al igual que la perturbación de la capa límite térmica. La magnitud de las vorticidades en estos casos es cuantificable a través del criterio  $Q$  en la Figura 3.12. De manera esperable a partir de los resultados anteriores de temperatura, los resultados arrojados por este criterio explicitan que la reducción en tamaño también reduce la producción de turbulencias.

Si bien estos mecanismos de modificación disminuyen el desempeño térmico de los sistemas, es imperativo cuantificar los niveles de pérdida de carga que generan en el sistema para poder sacar conclusiones sobre su eficacia. A pesar de que la turbulencia inducida por éstos se ve mermada con respecto a su tamaño original, si sus reducciones en términos de fricción son más significativas podrían obtenerse altos desempeños termohidráulicos *TEF*.

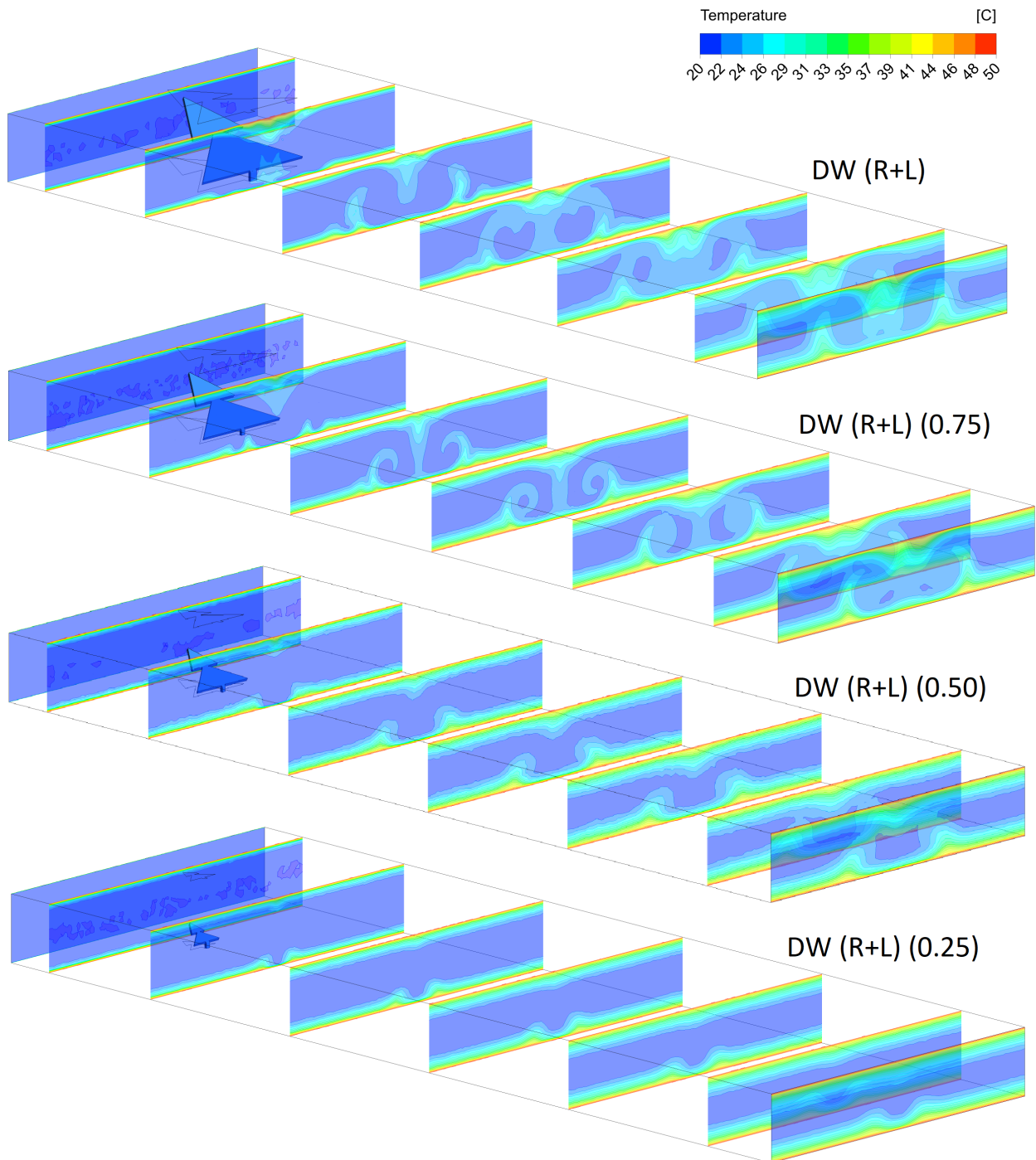


Figura 3.11: Desarrollo de temperaturas en los casos de modificación de proporción de tamaño ( $Re = 6000$ ).

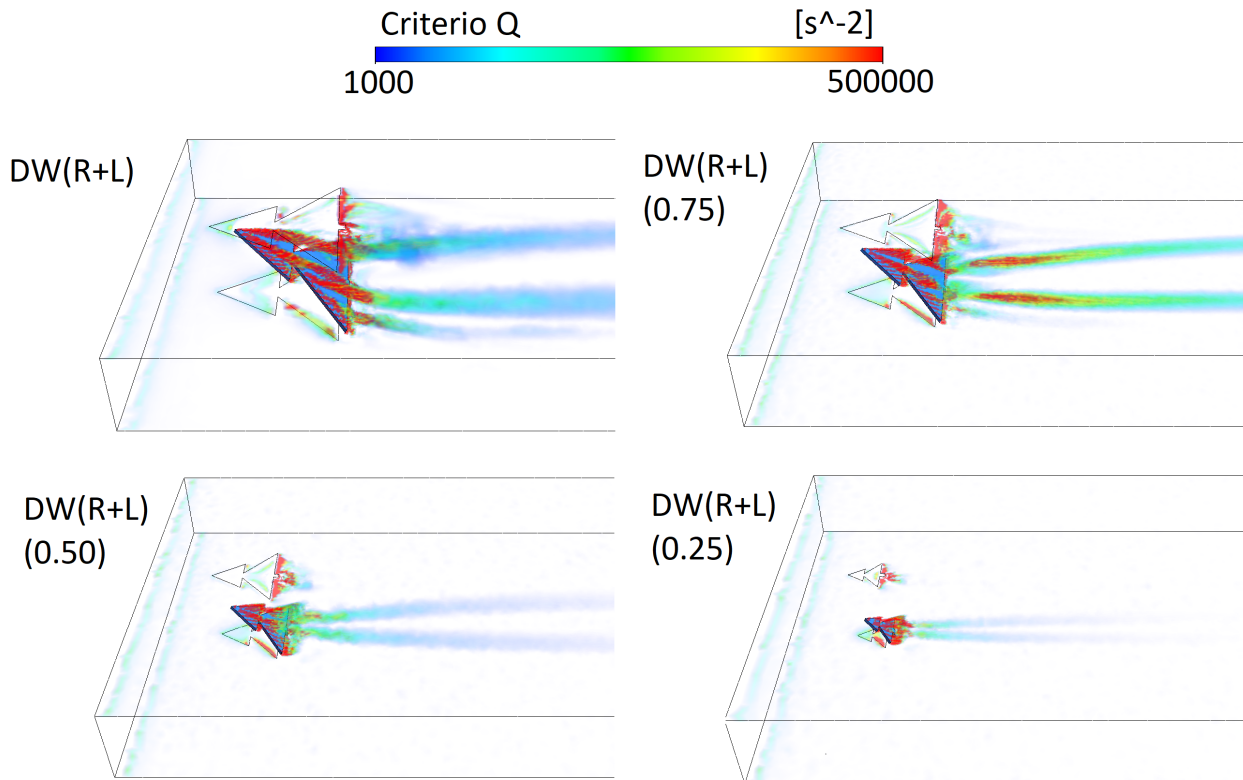


Figura 3.12: Visualización de producción de estructuras vorticiales en los casos de modificación de proporción de tamaño ( $Re = 6000$ ).

La Figura 3.13 resume los resultados obtenidos de  $Nu$ ,  $f$  y  $TEF$ , mientras que sus valores pueden ser encontrados en la sección de Anexo B. A partir de la gráfica de mejoramiento térmico (Fig. 3.13.c), inmediatamente se puede observar que la proporción de tamaño entre el GVL y la sección del canal tiene una gran influencia en el desarrollo de la curva de  $TEF$  en todos los casos, superando con creces el desempeño del caso inicial en casi todas las instancias. Éste mecanismo de modificación no solo desplaza verticalmente las curvas sino también cambia drásticamente sus tendencias, produciendo diversas regiones de desempeño óptimo en función del régimen de flujo al cual se expone el sistema.

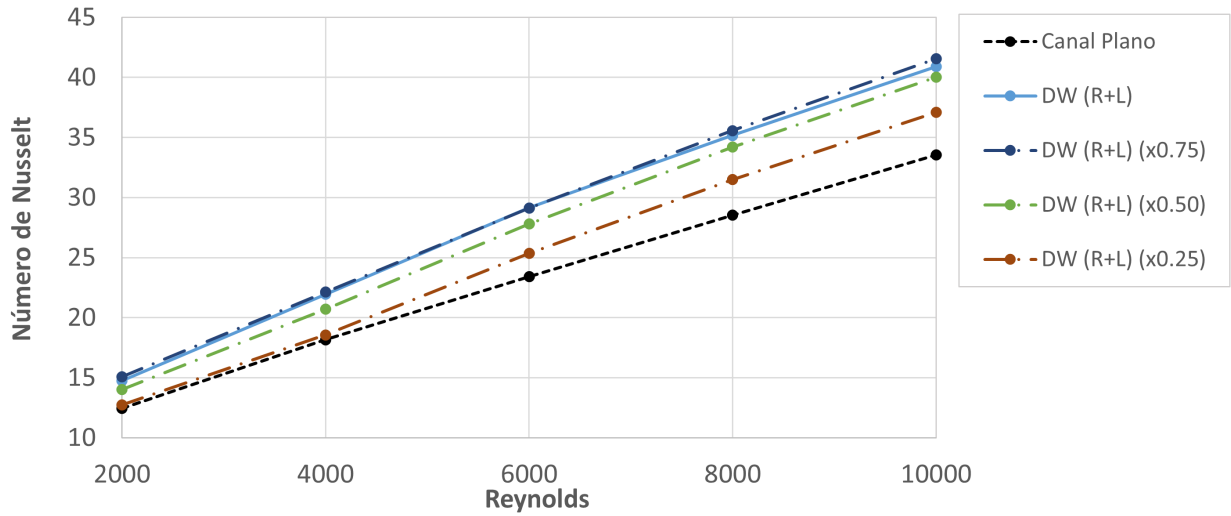
Si analizamos en términos del número de Nusselt (Fig. 3.13.a), salvo discrepancias asociadas al error asociado al modelo, es posible aseverar que reducir el tamaño del GVL disminuye el valor del coeficiente  $Nu$ . Además, se observa que para el caso  $DW(R+L) (x0.25)$ , la curva de  $Nu$  presenta una tendencia bi-lineal en la cual, para el régimen de transición laminar-turbulento ( $Re = 2000 - 4000$ ), comparte el comportamiento del canal plano, separándose de ella en las regiones de mayor turbulencia. De la misma manera, el factor de fricción  $f$  (Fig. 3.13.b) se mantiene en estrecha relación con la proporción de tamaño del GVL, donde ambas magnitudes disminuyen de forma acompañada. Nuevamente el caso  $DW(R+L) (x0.25)$  presenta una tendencia muy parecida al canal plano para el primer régimen, asemejándose a una mera rugosidad en el volumen.

En términos del mejoramiento térmico  $TEF$ , se obtiene que disminuir las dimensiones del GVL a un 75% de las iniciales asciende la curva verticalmente manteniendo una tendencia decreciente, de manera muy similar a la curva inicial. En el caso de la disminución de tamaño del 50% se produce

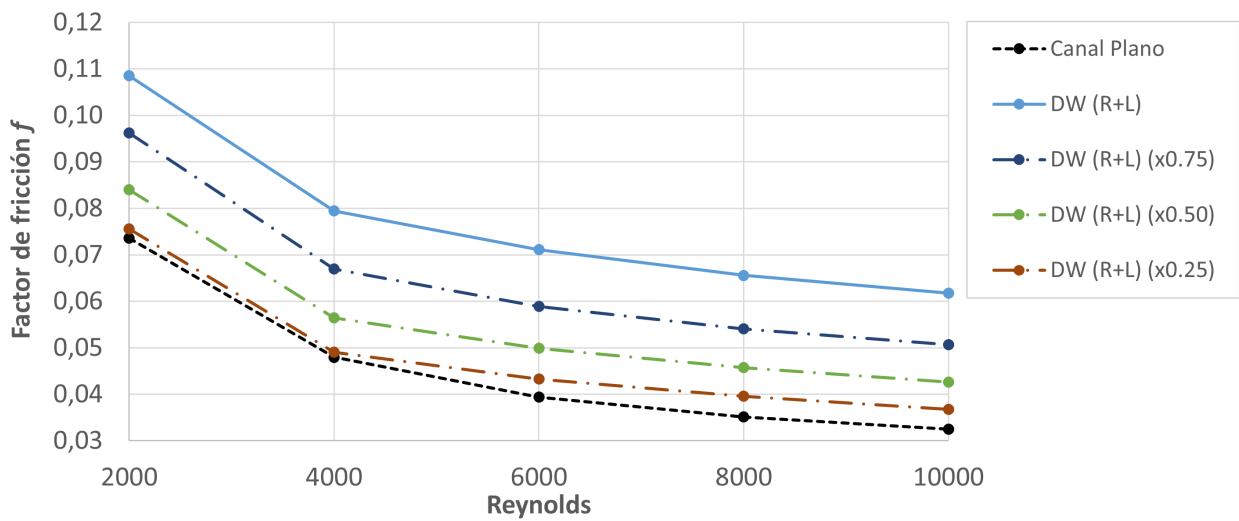
un cambio brusco en la tendencia de la curva, evolucionando hacia una tendencia relativamente creciente y conservando relativamente la posición vertical. Por último, el efecto sobre  $TEF$  que tiene disminuir el tamaño a un 25 % del inicial, consiste en desplazar verticalmente hacia abajo la curva de  $DW (R+L) (0.50)$ , compartiendo la misma tendencia relativamente ascendente que su predecesor.

De forma evidente, en regímenes donde  $Re = 2000 - 5000$  el mayor desempeño del sistema se extrae a través de la inserción de generadores vorticiales  $DW (R+L) (0.75)$ , mientras que en los regímenes donde  $Re = 5000 - 10000$ , esto se logra a través de  $DW (R+L) (0.50)$ . Sin embargo, a pesar de que la inserción de éstos mejoran la eficiencia del sistema para todas las velocidades, podría darse el caso en que se requiera hacer de su eficiencia invariable con respecto al régimen de flujo. Nótese que en los casos  $DW (R+L) (0.50)$  y  $DW (R+L) (0.25)$ , el mejoramiento  $TEF$  se mantiene invariable ante los regímenes de transición a turbulencia. Adicionalmente, disminuir la proporción de tamaño desde 75 % a 50 % produce un cambio en la tendencia de las curvas, desde una pendiente negativa hacia una pendiente positiva, lo cual insinúa la existencia de un punto de inflexión a partir de una proporción crítica de tamaño, para la cual la eficiencia se mantiene constante. Esto podría producir un GVL de rendimiento térmico cercano a 1,09, en otras palabras, 9 % más eficiente que el caso base de placas planas, e independiente al régimen de flujo, asegurando flexibilidad en las condiciones del sistema y manteniendo el desempeño.

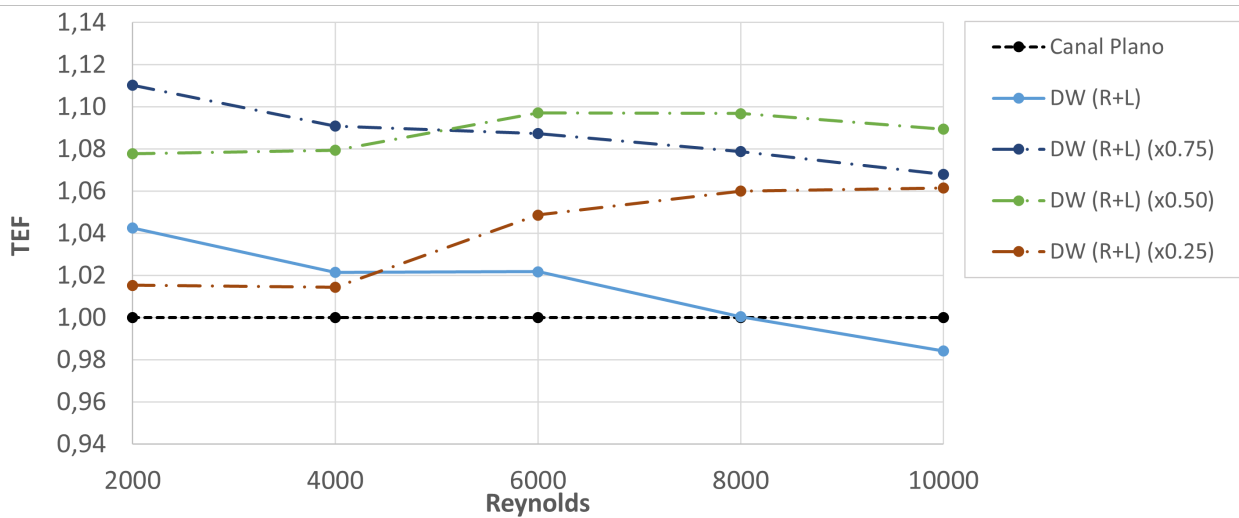




(a) Número de Nusselt promedio.



(b) Factor de fricción global  $f$ .



(c) Factor de mejoramiento térmico  $TEF$ .

Figura 3.13: Resultados de simulación en los casos de proporción de tamaño.

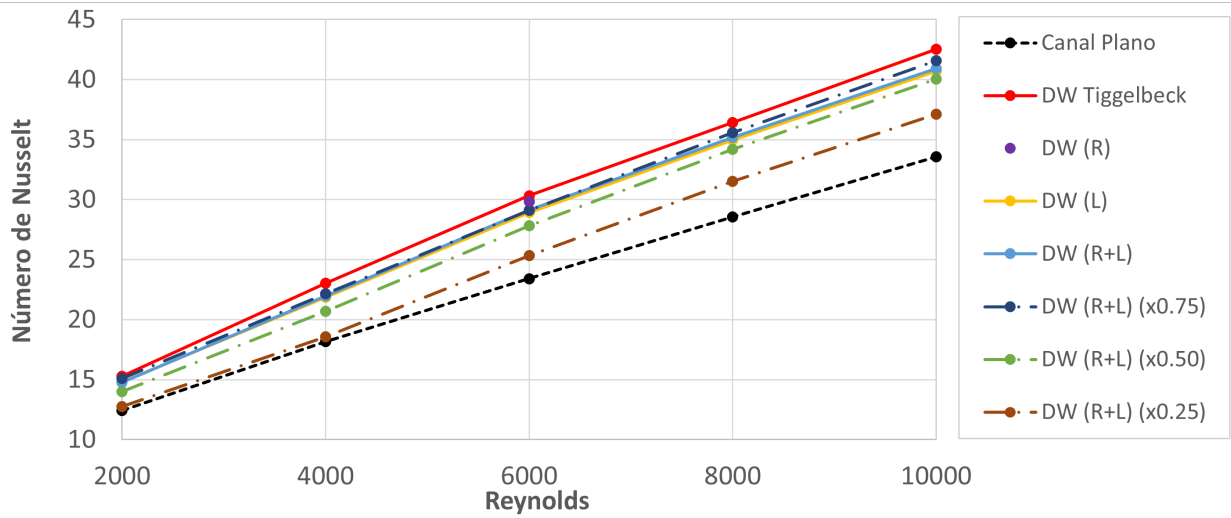


### 3.6. Análisis global

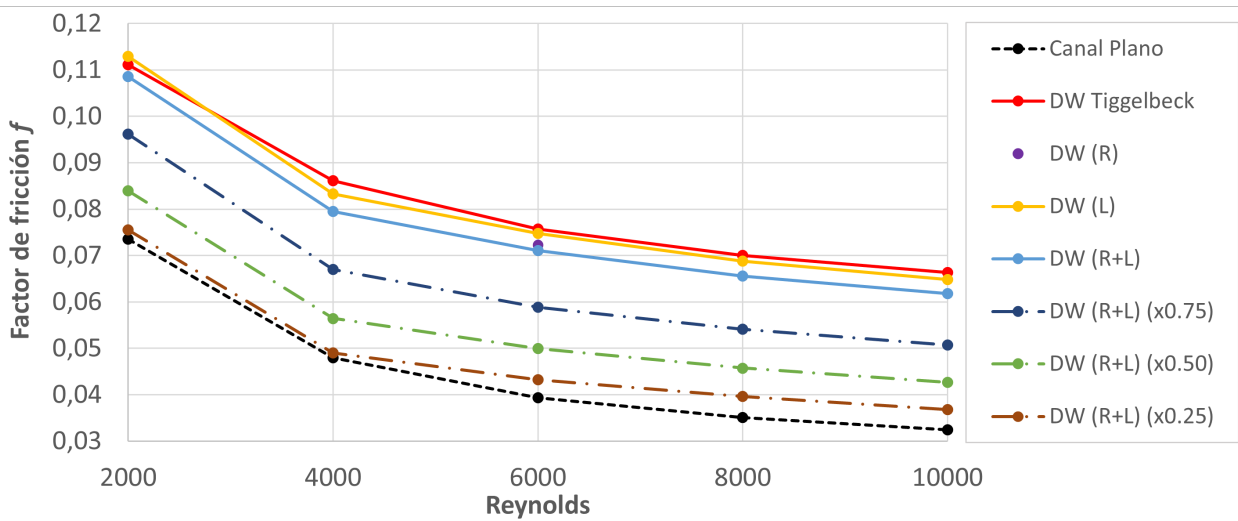
Ya realizado el análisis en particular de los resultados en los casos de modificación geométrica y proporción de tamaño, resulta interesante estudiarlos de manera global, para lo cual la Figura 3.14 contrasta todos los resultados obtenidos en la investigación.

En términos generales, *DW Tiggelbeck* se mantuvo como la inserción que aumenta en mayor medida el intercambio térmico en el sistema, pero también como el agente que más aumenta la pérdida de carga, sin embargo, su inserción en el sistema resulta beneficiosa en virtualmente todos los regímenes estudiados, entregando una máxima mejora en la eficiencia de un 7% para  $Re = 2000$ . Con respecto a los mecanismos de modificación geométrica por remoción de superficie y levantamiento, estos no produjeron los efectos esperados, reduciendo  $f$  en muy baja medida y perjudicando  $Nu$  a su vez, lo cual les impidió superar el desempeño de su predecesor. Finalmente, se observó que la relación entre el tamaño del generador vorticial y la sección del canal tiene una gran influencia en el desempeño de las inserciones, logrando manipular fuertemente la magnitud de la pérdida de carga del sistema y produciendo así dos alternativas con  $TEF$  de entre 1,07 y 1,11, que superan el rendimiento de *DW Tiggelbeck* por alrededor de un 3 y un 9%, mejor que el 6% conseguido por Oneissi et al.

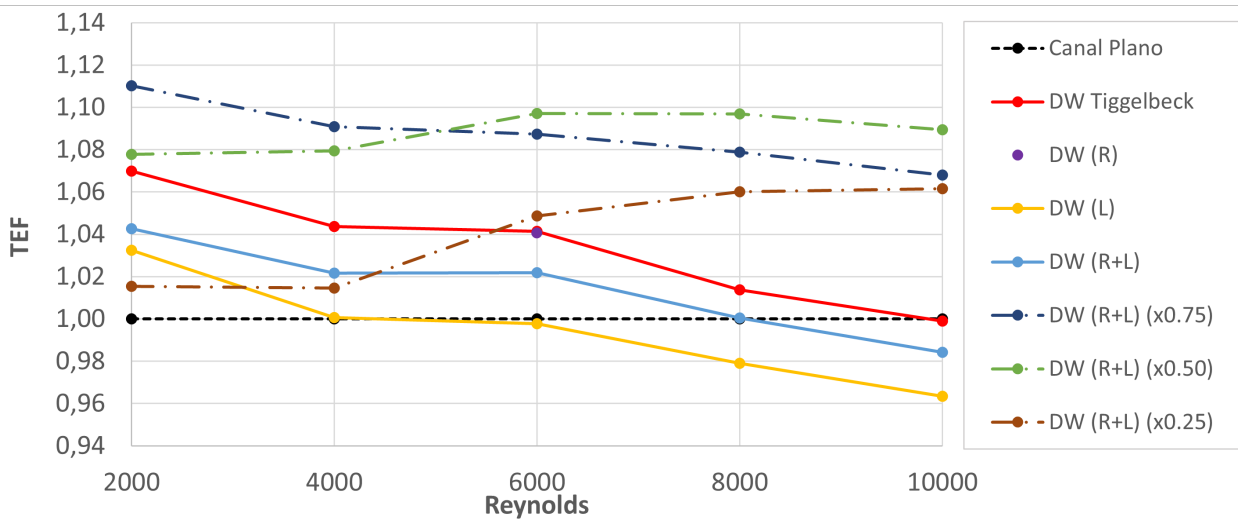
De esta manera, a través de la investigación se encontró un mecanismo de modificación que permitió optimizar los efectos producidos por un generador vorticial longitudinal del tipo ala delta, superando su desempeño en todos los rangos de Reynolds y haciendo a los sistemas entre un 7 y un 11% más eficientes con respecto al caso base de placas planas. Así, aún cuando la validación del modelo computacional sugiere que los resultados del mejoramiento térmico están siendo subestimados, las geometrías propuestas compiten con el  $TEF$  máximo de 1,09 obtenido por Garelli et al.



(a) Número de Nusselt promedio.



(b) Factor de fricción global  $f$ .



(c) Factor de mejoramiento térmico  $TEF$ .

Figura 3.14: Resultados globales de la investigación.

# Capítulo 4

## Conclusiones

En esta investigación, se llevan a cabo simulaciones numéricas en ANSYS Fluent para estudiar los efectos de la modificación geométrica y relación de tamaño de generadores vorticiales del tipo ala delta en intercambiadores de calor por aire. El estudio está enfocado en regímenes de número de Reynolds desde 2000 hasta 10000, donde se simula un caso base de placas planas paralelas, un caso de ala delta sin modificaciones como comparativa y seis casos de estudio.

Los modelos tridimensionales son mallados respetando los criterios de calidad recomendados por el fabricante y considerando el tamaño de la primera celda para capturar correctamente los efectos de la sub-capa viscosa. Un análisis de convergencia de mallado es realizado para demostrar la independencia de los resultados y se valida el modelo computacional a través de la comparación con correlaciones analíticas y con la replicación de un caso experimental presentado en la literatura, mostrando resultados en buen acuerdo.

Por la parte de los mecanismos de modificación geométrica, se observa que los efectos de la remoción de superficie  $DW (R)$ , del levantamiento de la inserción  $DW (L)$  y de la combinación de ellos  $DW (R+L)$  solamente empeoran el mejoramiento térmico asociado al ala delta original estudiada por Tiggelbeck et al., siendo incluso, en algunos escenarios, una peor alternativa frente al caso base.

Respecto a los mecanismos de modificación de proporción de tamaño, se observa que disminuir proporcionalmente el tamaño del  $DW (R+L)$  tiene una gran influencia en la reducción de la pérdida de carga del sistema, acompañado de una más leve disminución en el número de Nusselt, lo cual produce factores de mejoramiento térmico  $TEF$  de entre 1,07 y 1,11 de manera compartida entre los casos  $DW (R+L) (x0.75)$  y  $DW (R+L) (x0.50)$ , logrando superar sustancialmente el desempeño del ala delta tradicional por alrededor de un 3 y un 9%.

En general, los resultados sugieren que independientemente de la forma que tenga la inserción, modificar su tamaño permite afinar sus efectos y manipular directamente su desempeño hacia uno viable.

Finalmente, es posible constatar que se logró alcanzar cada uno de los objetivos específicos, pudiendo conseguir exitosamente el objetivo general de evaluar la mejora de la eficiencia global en intercambiadores de calor de placas planas con aire en régimen turbulento, al incluir generadores vorticiales modificados del tipo ala delta.

## Propuesta de Trabajo

Las siguientes líneas de continuación de investigación corresponden a enfoques que surgen a partir de las conclusiones de este estudio y/o a experimentos que no pudieron ser abordados debido a los alcances del mismo. Se propone:

- Estudiar los efectos de la proporción de tamaño en otras geometrías de inserción, de manera de respaldar la conclusión de que el tamaño es más relevante que la forma de la inserción.
- Estudiar los efectos de la proporción de tamaño al escalar el sistema. Esto puesto a que en esta investigación se mantuvo constante el tamaño del canal de placas planas en todo momento. Resultaría interesante evaluar si los resultados de proporción de tamaño se mantienen para otras escalas del sistema.
- Evaluar la hipótesis de la existencia de una proporción de tamaño óptima que mantenga invariable  $TEF$  ante el régimen de flujo.

# Bibliografía

- [1] Cengel, Y. A., “Transferencia de calor y masa: un enfoque práctico,” McGraw-Hill Education, 2007.
- [2] Zhou, G. y Feng, Z., “Experimental investigations of heat transfer enhancement by plane and curved winglet type vortex generators with punched holes,” *Int. Jou. Th. Sc.*, vol. 78, pp. 26–35, 2014, [doi:https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2013.11.010](https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2013.11.010).
- [3] Aris, M. S., Owen, I., y Sutcliffe, C. J., “The development of active vortex generators from shape memory alloys for the convective cooling of heated surfaces,” *Int. Jou. H. M. T.*, vol. 54, no. 15, p. 3566–3574, 2011, [doi:https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.03.030](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.03.030).
- [4] Tiggelbeck, S., Mitra, N. K., y Fiebig, M., “Experimental investigations of heat transfer enhancement and flow losses in a channel with double rows of longitudinal vortex generators,” *Int. Jou. H. M. T.*, vol. 36, no. 9, p. 2327–2337, 1993, [doi:https://doi.org/10.1016/s0017-9310\(05\)80117-6](https://doi.org/10.1016/s0017-9310(05)80117-6).
- [5] Tiggelbeck, S., Mitra, N. K., y Fiebig, M., “Comparison of wing-type vortex generators for heat transfer enhancement in channel flows,” *Jou. H. T.*, vol. 116, no. 4, pp. 880–885, 1994, [doi:https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.03.030](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.03.030).
- [6] Garelli, L., Ríos Rodríguez, G., Dorella, J. J., y Storti, M. A., “Heat transfer enhancement in panel type radiators using delta-wing vortex generators,” *Int. Jou. Th. Sc.*, vol. 137, pp. 64–74, 2019, [doi:https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.10.037](https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.10.037).
- [7] Wijayanta, A. T., Yaningsih, I., Aziz, M., Miyazaki, T., y Koyama, S., “Double-sided delta-wing tape inserts to enhance convective heat transfer and fluid flow characteristics of a double-pipe heat exchanger,” *App. Th. Eng.*, vol. 145, pp. 27–37, 2018, [doi:https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.09.009](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.09.009).
- [8] Tam, H. K., Tam, L. M., y Ghajar, A. J., “Effect of inlet geometries and heating on the entrance and fully-developed friction factors in the laminar and transition regions of a horizontal tube,” *Exp Th and Fl Sc*, vol. 44, no. 4, pp. 680–696, 2013, [doi:https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2012.09.008](https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2012.09.008).
- [9] Dogan, M. y Abir İgci, A., “An experimental comparison of delta winglet and novel type vortex generators for heat transfer enhancement in a rectangular channel and flow visualization with stereoscopic piv,” *Int. Jou. H. M. T.*, vol. 164, p. 120592, 2021, [doi:https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120592](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120592).
- [10] Kumar, K., “Understanding vortex identification criteria,” Indian Institute of Science Education and Research Pune, 2019.
- [11] Ansys, I., “Ansys meshing user’s guide 13.0,” 2010.
- [12] Ansys, I., “Customer training material. introduction to ansys fluent. lecture 6: Turbulence

modeling,” 2010, [https://imechanica.org/files/fluent\\_13.0\\_lecture06-turbulence.pdf](https://imechanica.org/files/fluent_13.0_lecture06-turbulence.pdf).

[13] Ansys, I., “Ansys fluent theory guide,” pp. 42, 61–64, 2021.

[14] Oneissi, M., Habchi, C., Russeil, S., Bougeard, D., y Lemenand, T., “Novel design of delta winglet pair vortex generator for heat transfer enhancement,” *Int. Jou. Th. Sc.*, vol. 109, pp. 1–9, 2016, [doi:http://dx.doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2016.05.025](http://dx.doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2016.05.025).

# Anexos

## Anexo A. Configuración de mallado

Como se menciona en la sección 2.2, para modelar correctamente el sistema es necesario aplicar una condición de periodicidad en las dos superficies que representan los agujeros de punzonado del GVL en la placa. Esto permite que el fluido pueda desplazarse a través de un agujero y aparecer en el otro, como, por ejemplo, entrar por el agujero inferior y aparecer en el agujero superior, logrando replicar el fenómeno real. Para lograr este efecto es necesario crear dos selecciones nombradas con las superficies a tratar, cuidando que tengan exactamente la misma geometría y cantidad de superficie (Fig. A.1). Luego se debe crear un sistema de coordenadas exclusivo para cada superficie (Fig. A.2) y aplicar un método de *Match Control* sobre *Mesh* (Fig. A.3). De esta forma, ambas superficies tendrán la misma cantidad de nodos y forma de mallado, logrando establecer biyectividad entre las superficies.

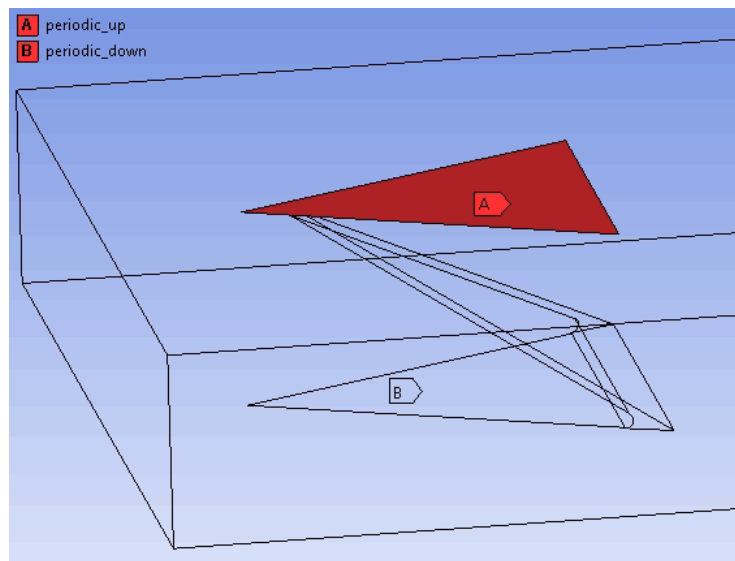


Figura A.1: Configuración de condición de periodicidad.

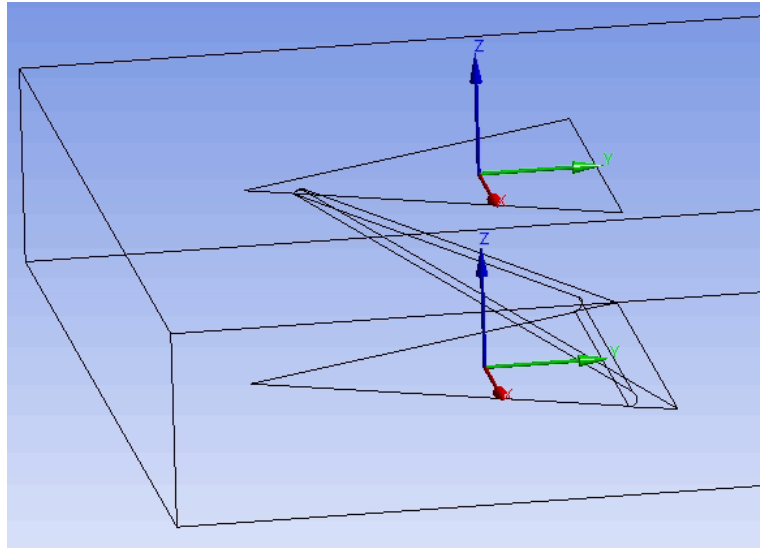


Figura A.2: Configuración de condición de periodicidad (*cont.*).

Details of "Match Control" - Match Control	
[-] Scope	
Scoping Method	Named Selection
High Boundary	periodic_up
Low Boundary	periodic_down
[-] Definition	
Suppressed	No
Transformation	Arbitrary
High Coordinate System	Coordinate System up
Low Coordinate System	Coordinate System down
Control Messages	No

Figura A.3: Configuración de condición de periodicidad (*cont.*).

Incluir un GVL en el canal plano genera una discontinuidad en el volumen de control lo cual genera altas dificultades en la aplicación de las imprescindibles capas de *inflation*. Para aplicar correctamente este método en el modelo es necesario activar la opción de *Inflation* desde el árbol general de *Mesh* (Fig. A.4, A.5), y no realizarlo aplicando un método de *inflation* sobre *Mesh*. Luego, para cada selección nombrada donde se requiera aplicar capas se debe activar la opción de controlar *inflation* por el programa (Fig. A.6). De esta forma, las capas se generan de manera continua en todas las selecciones necesarias, sin embargo, para obtener una buena calidad de malla es necesario tener precaución con los cambios abruptos en la geometría, lo cual es posible controlar aplicando una operación de filete en las aristas problemáticas (Fig. A.7).



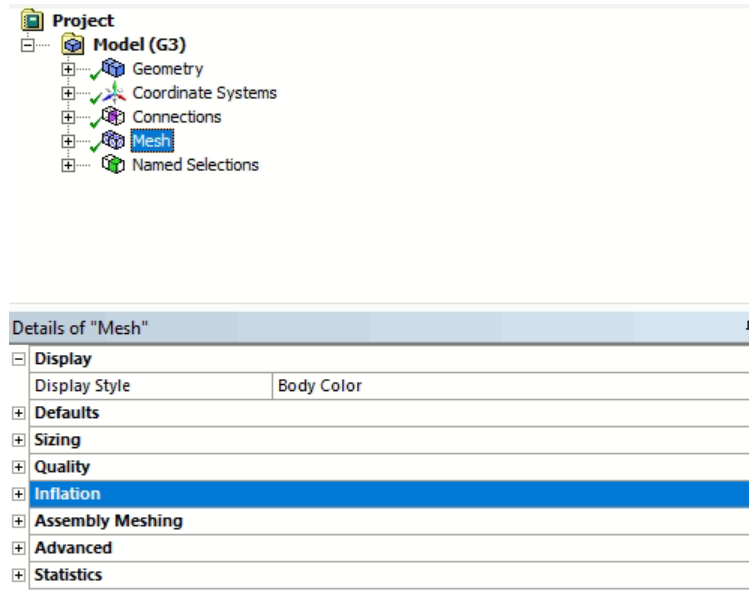


Figura A.4: Configuración de *inflation*.

Inflation	
Use Automatic Inflation	Program Controlled
Inflation Option	First Layer Thickness
<input type="checkbox"/> First Layer Height	0,1 mm
<input type="checkbox"/> Maximum Layers	5
<input type="checkbox"/> Growth Rate	1,2
Inflation Algorithm	Pre
View Advanced Options	Yes
Collision Avoidance	Layer Compression
Fix First Layer	No
<input type="checkbox"/> Gap Factor	0,5
<input type="checkbox"/> Maximum Height over Base	1
Growth Rate Type	Geometric
<input type="checkbox"/> Maximum Angle	140,0 °
<input type="checkbox"/> Fillet Ratio	1
Use Post Smoothing	Yes
<input type="checkbox"/> Smoothing Iterations	20

Figura A.5: Configuración de *inflation (cont.)*.

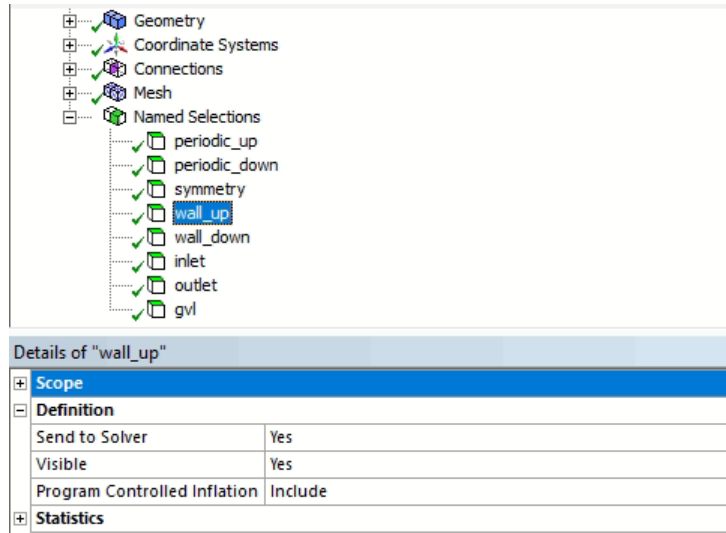


Figura A.6: Configuración de *inflation* (cont.).

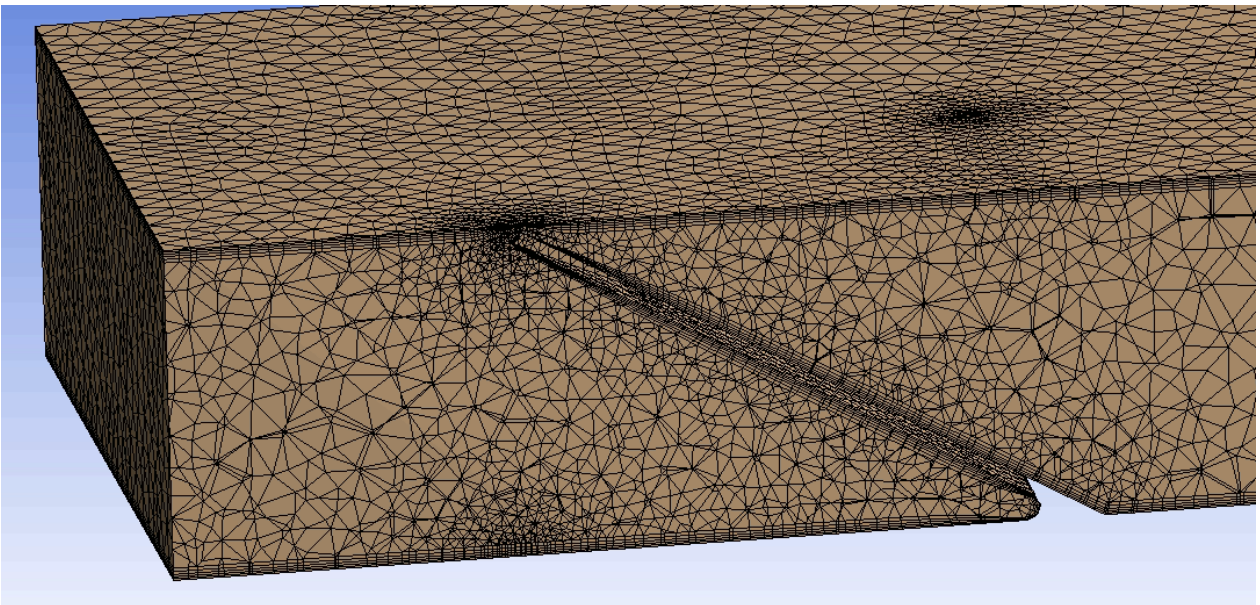


Figura A.7: Corte longitudinal del volumen de control, posicionado en la mitad del DW Tiggelbeck.

## Anexo B. Resultados numéricos

Tabla B.1: Valores simulados y correlaciones en el canal plano.

$Re$	Simulación		$Nu_0$		$f_0$	
	$Nu_0$	$f_0$	Dittus-Boelter	Gnielinski	Blasius	Petukhov
2000	12,44	0,0736	8,86	5,93	0,0473	0,0524
4000	18,17	0,0480	15,43	13,68	0,0398	0,0414
6000	23,42	0,0394	21,34	19,84	0,0359	0,0365
8000	28,55	0,0351	26,86	25,31	0,0335	0,0335
10000	33,55	0,0325	32,11	30,36	0,0316	0,0314

Tabla B.2: Resumen de números de Nusselt de los casos simulados.

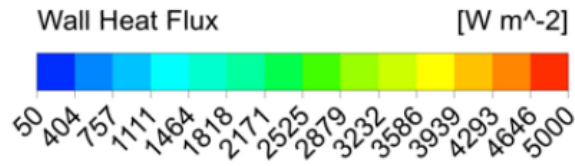
$Re$	$Nu$						
	DW Tiggelbeck	DW (R)	DW (L)	DW (R+L)	DW (R+L) (x0.75)	DW (R+L) (x0.50)	DW (R+L) (x0.25)
2000	15,27		14,81	14,76	15,10	14,01	12,74
4000	23,04		21,85	21,96	22,15	20,70	18,57
6000	30,33	29,83	28,94	29,14	29,12	27,81	25,34
8000	36,43		34,97	35,17	35,57	34,20	31,50
10000	42,52		40,70	40,91	41,57	40,02	37,11

Tabla B.3: Resumen de factores de fricción de los casos simulados.

<i>Re</i>	<i>f</i>						
	DW Tiggelbeck	DW (R)	DW (L)	DW (R+L)	DW (R+L) (x0.75)	DW (R+L) (x0.50)	DW (R+L) (x0.25)
2000	0,1112		0,1129	0,1086	0,0962	0,0840	0,0756
4000	0,0861		0,0833	0,0795	0,0670	0,0564	0,0490
6000	0,0757	0,0722	0,0748	0,0711	0,0589	0,0499	0,0433
8000	0,0700		0,0688	0,0656	0,0541	0,0457	0,0396
10000	0,0663		0,0648	0,0618	0,0507	0,0426	0,0368

Tabla B.4: Resumen global de rendimiento TEF de los casos simulados.

<i>Re</i>	TEF						
	DW Tiggelbeck	DW (R)	DW (L)	DW (R+L)	DW (R+L) (x0.75)	DW (R+L) (x0.50)	DW (R+L) (x0.25)
2000	1,070		1,032	1,043	1,110	1,078	1,015
4000	1,044		1,001	1,022	1,091	1,079	1,014
6000	1,041	1,041	0,998	1,022	1,087	1,097	1,049
8000	1,014		0,979	1,000	1,079	1,097	1,060
10000	0,999		0,963	0,984	1,068	1,089	1,061



Canal plano:



DW (R+L):



DW (R+L) (0.75):



Figura B.1: Contornos de flujo térmico en la pared inferior en casos de modificación de proporción.

DW (R+L) (0.50):



DW (R+L) (0.25):



Figura B.2: Contornos de flujo térmico en la pared inferior en casos de modificación de proporción (*cont.*).

Tabla B.5: Temperatura media [°C] a lo largo del canal ( $Re = 6000$ ).

	Distancia axial							
	0,00L	0,05L	0,18L	0,37L	0,55L	0,73L	0,92L	1,00L
Canal Plano	20	20,87	21,72	22,56	23,28	23,95	24,57	24,82
DW Tiggelbeck	20	20,86	21,61	22,77	23,73	24,61	25,42	25,75
DW (R)	20	20,86	21,67	22,78	23,74	24,6	25,41	25,75
DW (L)	20	20,86	21,72	22,79	23,72	24,57	25,37	25,70
DW (R+L)	20	20,85	21,72	22,69	23,53	24,4	25,3	25,69
DW (R+L)(0.75)	20	20,88	21,81	22,9	23,78	24,55	25,28	25,58
DW (R+L)(0.50)	20	20,89	21,81	22,83	23,68	24,44	25,14	25,42
DW (R+L)(0.25)	20	20,9	21,78	22,74	23,52	24,23	24,86	25,13