



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

**ESTUDIO NUMÉRICO DEL USO DE GENERADORES DE VÓRTICES
LONGITUDINALES EN UN INTERCAMBIADOR DE CALOR COMPACTO
DE ALETAS Y TUBOS**

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

EMILIANO LUIS ALBERTO OLIVARES DÍAZ

PROFESOR GUÍA:
ÁLVARO VALENCIA MUSALEM

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
MÓNICA ZAMORA ZAPATA
BENJAMÍN HERRMANN PRIESNITZ

SANTIAGO DE CHILE

2022

RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR
AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO
POR: EMILIANO LUIS ALBERTO OLIVARES DÍAZ
FECHA: 2022
PROF. GUÍA: ÁLVARO VALENCIA MUSALEM

ESTUDIO NUMÉRICO DEL USO DE GENERADORES DE VÓRTICES LONGITUDINALES EN UN INTERCAMBIADOR DE CALOR COMPACTO DE ALETAS Y TUBOS

Los intercambiadores de calor de aletas y tubos circulares son dispositivos ampliamente utilizados en procesos que requieren de la transferencia de energía en forma calorífica, por ejemplo para enfriar el motor de un auto se utiliza un radiador. Existe una cantidad extensa de estudios que buscan mejorar el rendimiento de estos dispositivos mediante la implementación de generadores de vórtices longitudinales, ya sea variando su posición, orientación, geometría, tamaño, entre muchos otros parámetros.

En el presente trabajo se estudian 4 tipos de GVL diferentes: tipo delta winglet, delta winglet curvo, delta winglet con ala secundaria y delta winglet curvo con ala secundaria, y tiene como objetivo principal cuantificar y comparar el rendimiento térmico de los modelos propuestos mediante simulaciones computacionales, para así comprobar cual es el mejor, y además corroborar si añadir un ala secundaria a un generador de vórtices mejora el desempeño de un intercambiador de calor compacto.

Para lograr el objetivo principal se emplea una metodología que consiste de 5 etapas: diseño de modelos en Autodesk Inventor, validación del modelo, lograr la independencia del mallado, simular los casos para 5 números de Reynolds bajo condiciones iniciales y de borde definidas, y finalmente analizar los resultados. Para conseguir lo anterior se debe definir un caso base a partir del cual poder comparar los resultados y verificar el cumplimiento de los objetivos.

Los resultados demuestran en primera instancia que todos los modelos con generadores de vórtices mejoran el desempeño respecto al caso base, siendo el modelo con GVL tipo delta winglet el que otorga un mejor rendimiento térmico para $Re \geq 2000$ logrando un aumento máximo de 36.3%, no obstante el modelo con GVL tipo delta winglet con ala secundaria presenta el mejor rendimiento para $Re = 1000$ con un aumento del 28%. De igual manera el GVL curvo con ala secundaria también presenta un mejor desempeño que el modelo curvo sin ala secundaria para $Re = 1000$.

Si bien los GVL con ala secundaria modelados presentaron un mejor desempeño para $Re = 1000$, no es posible aseverar de forma directa que la implementación de estos mejoraron considerablemente el rendimiento térmico, sin embargo se pudo visualizar que en régimen laminar efectivamente hay una mejora, por lo que es posible profundizar aún más el estudio de esta incógnita, al considerar nuevas aristas en el diseño de las alas secundarias.

*A mi padre, a mi madre y a mis hermanas.
Gracias por todo.*

Agradecimientos

Quisiera empezar por agradecer a toda mi familia, en primer lugar a mis padres por el apoyo y amor incondicional que me han brindado, por todas las herramientas que me han dado para hoy estar donde estoy, por todas las enseñanzas me han dejado y los valores que han inculcado en mi por tantos años. A mis hermanas por el amor, la contención y la motivación que me dieron para seguir paso a paso, y por darme a las sobrinas y sobrinos mas hermosos de este mundo. También agradecer a mi tía y a toda su familia por acogerme en su casa tantos fines de semana, y por hacer posible que desde la lejanía de mi hogar me sintiera como en casa. Este trabajo no sería posible sin ustedes.

Sería imposible escribir esta sección sin mencionar a todos los que he conocido en esta etapa de mi vida, que han sido parte fundamental en mi paso por la universidad y con quienes puedo celebrar este logro. Gracias infinitas a todos mis archi-amigos, por el apañe, las risas, los partidos de fútbol, tardes completas de ocio, basicamente por todo. Gracias también a mis mecaniamigos por todo el aguante durante los años, las tardes de estudio y ajedrez, la pasta en el quinto, paseos mecánicos y por todas las buenas anécdotas que hoy puedo recordar.

Imposible no agradecerle a mi polola, quien ha sido alguien fundamental para mi en estos últimos años, quien me ha acompañado sin condición alguna, me ha apoyado en diversas situaciones, me ha aconsejado cada vez que lo he requerido, y con quien he podido contar cada vez que lo he necesitado. Gracias de verdad.

Y por último, quisiera agradecer a todos los profesores miembros de la comisión por aceptar ser parte de este trabajo y apoyarme cada vez que lo necesité. Muchas gracias por guiarme con sus conocimientos y experiencia en la correcta realización de este trabajo.

Finalmente y no por eso menos importante, gracias al Bolo por cada duda que alguna vez tuve, y por muy minúscula que esta fuera, siempre tuvo la paciencia para resolverla. Si no fuera por él, no habría podido titularme *guiño guiño*.

Tabla de Contenido

1. Introducción	1
1.1. Antecedentes generales	1
1.2. Motivación	2
1.3. Objetivos	2
1.3.1. Objetivo general	2
1.3.2. Objetivos específicos	2
1.4. Alcances	3
2. Antecedentes específicos	4
2.1. Intercambiadores de calor	4
2.2. Vórtices	5
2.2.1. Vórtices transversales	5
2.2.2. Vórtices longitudinales	6
2.3. Generadores de vórtices longitudinales	7
2.4. Ecuaciones gobernantes	8
2.5. Estudios previos	9
3. Metodología	13
3.1. Modelo de validación	13
3.2. Definición de geometrías	14
3.3. Dominio Computacional	20
3.4. Definición de mallado	20
3.5. Condiciones de borde	22
3.5.1. Parámetros	23
3.6. Validación del modelo	26
3.7. Independencia del mallado	27
4. Resultados	31
4.1. Resultados	31
4.1.1. Caso Base	31
4.1.2. Caso 1	35
4.1.3. Caso 2	39
4.1.4. Caso 3	43
4.1.5. Caso 4	47
4.2. Análisis comparativo	51
5. Conclusiones	58

Bibliografía	60
Anexos	62
Anexo A. Propiedades de mallas	62
Anexo B. Resultados obtenidos	63
Anexo C. Contornos de presión - Plano XZ	66

Índice de Tablas

3.1.	Resultados estudio independencia del mallado.	28
A.1.	Propiedades de mallas estudiadas.	62
B.1.	Resultados obtenidos para el Caso 0.	63
B.2.	Resultados obtenidos para el Caso 1.	63
B.3.	Resultados obtenidos para el Caso 2.	63
B.4.	Resultados obtenidos para el Caso 3.	64
B.5.	Resultados obtenidos para el Caso 4.	64
B.6.	Factor de Colburn, de fricción y de rendimiento térmico para todos los casos. .	65

Índice de Ilustraciones

1.1.	GVL novedoso con ala secundaria. (a) Vista superior; (b) Vista isométrica con ángulos de ataque de aleta principal y secundaria.	2
2.1.	Intercambiador de calor de aletas y tubos circulares.	5
2.2.	Vórtices transversales con número de Reynolds bajo [2].	5
2.3.	Vórtices transversales con número de Reynolds alto [2].	6
2.4.	Esquema representativo de vórtices longitudinales en un canal de placas paralelas [5].	7
2.5.	Tipos de GVL. (a) Ala delta; (b) Ala rectangular; (c) Aleta delta; (d) Aleta rectangular [5].	7
2.6.	Estructura de flujo generada por la aleta [6].	8
2.7.	Vista superior de intercambiador de calor con (a) arreglo alineado de tubos y (b) arreglo escalonado de tubos.	10
2.8.	GVL novedoso con ala secundaria. (a) Vista superior; (b) Vista isométrica con ángulos de ataque de aleta principal y secundaria.	11
3.1.	Diagrama con metodología de trabajo.	13
3.2.	Intercambiador de calor de aletas y tubos circulares. (a) Vista isométrica; (b) Vista superior.	14
3.3.	Modelo de intercambiador de calor de aletas y tubos circulares.	15
3.4.	Dimensiones del modelo, (a) Vista lateral; (b) Vista superior.	15
3.5.	Intercambiador de calor con generadores de vórtices delta winglet. Vista isométrica.	16
3.6.	Disposición y dimensiones del generador de vórtice tipo delta winglet.	16
3.7.	Intercambiador de calor con generadores de vórtices delta curvo. Vista isométrica.	17
3.8.	Disposición y dimensiones del generador de vórtices tipo delta curvo.	17
3.9.	Intercambiador de calor con generadores de vórtices delta winglet con ala secundaria. Vista isométrica.	18
3.10.	Disposición y dimensiones del generador de vórtices tipo delta winglet con ala secundaria.	18
3.11.	Intercambiador de calor con generadores de vórtices delta curvo con ala secundaria.	19
3.12.	Disposición y dimensiones del generador de vórtices tipo delta curvo con ala secundaria.	19
3.13.	Dominio computacional. Vista isométrica.	20
3.14.	Dominio Computacional. Vista superior.	20
3.15.	Detalle de mallado modelo base (Caso 0).	21
3.16.	Condiciones de borde en dominio computacional.	23
3.17.	Factor de Colburn para cada mallado estudiado.	29
3.18.	Factor de Colburn para cada mallado estudiado.	30
4.1.	Contorno de flujo de calor aleta inferior de modelo base, $Re = 3000$	31
4.2.	Contorno de flujo de calor aleta superior de modelo base, $Re = 3000$	32

4.3.	Nusselt a lo largo de la aleta de modelo base, $Re = 3000$	32
4.4.	Contorno de temperatura de modelo base en plano medio XZ, $y/T_p = 0.2$, $Re = 3000$	33
4.5.	Contorno de temperatura de modelo base en plano medio XY, $2z/S2 = 0.5$, $Re = 3000$	33
4.6.	Líneas de flujo de modelo base en planos YZ, $Re = 3000$	34
4.7.	Contornos de temperatura de modelo base en planos YZ, $Re = 3000$	34
4.8.	Contorno de velocidad de modelo base en plano XZ, $y/T_p = 0.2$, $Re = 3000$	34
4.9.	Contorno de flujo de calor aleta inferior de modelo GVL tipo delta, $Re = 3000$	35
4.10.	Contorno de flujo de calor aleta superior de modelo GVL tipo delta, $Re = 3000$	35
4.11.	Nusselt a lo largo de la aleta de modelo GVL tipo delta, $Re = 3000$	36
4.12.	Contorno de temperatura de modelo GVL tipo delta en plano medio XZ, $y/T_p = 0.2$, $Re = 3000$	37
4.13.	Contorno de temperatura de modelo GVL tipo delta en plano medio XY, $2z/S2 = 0.5$, $Re = 3000$	37
4.14.	Líneas de flujo de modelo GVL tipo delta en planos YZ, $Re = 3000$	37
4.15.	Contornos de temperatura de modelo GVL tipo delta en planos YZ, $Re = 3000$	38
4.16.	Contorno de velocidad de modelo GVL tipo delta en plano XZ, $y/T_p = 0.2$, $Re = 3000$	38
4.17.	Contorno de flujo de calor aleta inferior de modelo GVL tipo delta curvo, $Re = 3000$	39
4.18.	Contorno de flujo de calor aleta superior de modelo GVL tipo delta curvo, $Re = 3000$	39
4.19.	Nusselt a lo largo de la aleta de modelo GVL tipo delta curvo, $Re = 3000$	40
4.20.	Contorno de temperatura de modelo GVL tipo delta curvo en plano medio XZ, $y/T_p = 0.2$, $Re = 3000$	40
4.21.	Contorno de temperatura de modelo GVL tipo delta curvo en plano medio XY, $2z/S2 = 0.5$, $Re = 3000$	41
4.22.	Líneas de flujo de modelo GVL tipo delta curvo en planos YZ, $Re = 3000$	41
4.23.	Contornos de temperatura de modelo GVL tipo delta curvo en planos YZ, $Re = 3000$	42
4.24.	Contorno de velocidad de modelo GVL tipo delta curvo en plano XZ, $y/T_p = 0.2$, $Re = 3000$	42
4.25.	Contorno de flujo de calor aleta inferior de modelo GVL tipo delta con ala secundaria, $Re = 3000$	43
4.26.	Contorno de flujo de calor aleta superior de modelo GVL tipo delta con ala secundaria, $Re = 3000$	43
4.27.	Nusselt a lo largo de la aleta de modelo GVL tipo delta con ala secundaria, $Re = 3000$	44
4.28.	Contorno de temperatura de modelo GVL tipo delta en plano medio XZ, $y/T_p = 0.2$, $Re = 3000$	44
4.29.	Contorno de temperatura de modelo GVL tipo delta en plano medio XY, $2z/S2 = 0.5$, $Re = 3000$	45
4.30.	Líneas de flujo de modelo GVL tipo delta en planos YZ, $Re = 3000$	45
4.31.	Contornos de temperatura de modelo GVL tipo delta en planos YZ, $Re = 3000$	46
4.32.	Contorno de velocidad de modelo GVL tipo delta en plano XZ, $y/T_p = 0.2$, $Re = 3000$	46

4.33.	Contorno de flujo de calor aleta inferior de modelo GVL tipo delta curvo con ala secundaria, $Re = 3000$	47
4.34.	Contorno de flujo de calor aleta superior de modelo GVL tipo delta curvo con ala secundaria, $Re = 3000$	47
4.35.	Nusselt a lo largo de la aleta de modelo GVL tipo delta curvo con ala secundaria, $Re = 3000$	48
4.36.	Contorno de temperatura de modelo GVL tipo delta curvo con ala secundaria en plano medio XZ, $y/T_p = 0.2$, $Re = 3000$	48
4.37.	Contorno de temperatura de modelo GVL tipo delta curvo con ala secundaria en plano medio XY, $2z/S^2 = 0.5$, $Re = 3000$	49
4.38.	Líneas de flujo de modelo GVL tipo delta curvo con ala secundaria en planos YZ, $Re = 3000$	49
4.39.	Contornos de temperatura de modelo GVL tipo delta curvo con ala secundaria en planos YZ, $Re = 3000$	50
4.40.	Contorno de velocidad de modelo GVL tipo delta curvo con ala secundaria en plano XZ, $y/T_p = 0.2$, $Re = 3000$	50
4.41.	Temperatura de salida para cada caso estudiado.	51
4.42.	Flujo de calor para cada caso estudiado.	52
4.43.	Factor de Colburn para cada caso estudiado.	54
4.44.	Factor de fricción para cada caso estudiado.	55
4.45.	Factor de rendimiento térmico JF para cada caso estudiado.	56
4.46.	Factor de rendimiento de transferencia de calor vs Factor de potencia de bombeo por unidad de volumen.	57
C.1.	Contorno de presión de modelo base en plano XZ, $y/T_p = 0.2$, $Re = 3000$	66
C.2.	Contorno de presión de modelo GVL tipo delta en plano XZ, $y/T_p = 0.2$, $Re = 3000$	66
C.3.	Contorno de presión de modelo GVL tipo delta curvo en plano XZ, $y/T_p = 0.2$, $Re = 3000$	67
C.4.	Contorno de presión de modelo GVL tipo delta con ala secundaria en plano XZ, $y/T_p = 0.2$, $Re = 3000$	67
C.5.	Contorno de presión de modelo GVL tipo delta curvo con ala secundaria en plano XZ, $y/T_p = 0.2$, $Re = 3000$	67

Capítulo 1

Introducción

1.1. Antecedentes generales

Los intercambiadores de calor de tubos y aletas (ICA) son dispositivos que permiten la transferencia de calor entre dos fluidos que se encuentran a diferentes temperaturas, evitando al mismo tiempo que los fluidos se mezclen entre sí, generalmente un líquido fluye por los tubos y un gas a través de las aletas. Estos dispositivos son ampliamente utilizados en aplicaciones ingenieriles, tales como sistemas de refrigeración, acondicionamiento de aire, ingeniería química, sistemas de potencia, entre otros. Dada la amplia cantidad de aplicaciones y usos que tienen los ICA en diversas industrias, es que constantemente se investigan nuevos métodos para mejorar la transferencia de calor en los ICA, específicamente generando un acrecentamiento del coeficiente convectivo en la zona de intercambio de calor. Alcanzar una mejora en la transferencia de calor del ICAs, puede resultar beneficioso en términos de diseño, eficiencia térmica, costos y espacio.

Dentro de los diversos métodos existentes para mejorar el intercambio de calor en un ICA, existe una técnica pasiva¹ que consiste en montar generadores de vórtices longitudinales (GVL) en las aletas de un ICA para así mejorar la transferencia de calor. Un GVL es una protrusión con forma de aleta que al entrar en contacto con un flujo, produce vórtices en la dirección del flujo, provocando que el fluido cercano a la pared sea sustituido por un flujo con mayor momento ubicado en el centro entre las aletas, lo cual aumenta la mezcla del fluido, disminuye el crecimiento de la capa límite, lo que se traduce en un acrecentamiento de la transferencia de calor.

El interés respecto a esta materia data aproximadamente del año 1960, donde se comienza el estudio de la mezcla forzada de la capa límite de un fluido en un canal, obteniendo resultados llamativos respecto al tema en estudio, y es a partir de entonces que comienzan diversas investigaciones que consideran la implementación de GVL en ICA para ver su efecto en la transferencia de calor. Dichos estudios abarcan diferentes configuraciones, con distintos tipos de aletas para los GVL, diferentes formas de tubo de los ICA y diferente disposición de los GVL en el mismo ICA.

¹ Una técnica pasiva para mejorar la transferencia de calor es aquella que no requiere de una fuente externa de energía, a diferencia de una técnica activa que si requiere de una fuente externa de energía para mejorar la transferencia de calor.

1.2. Motivación

Si bien existen diversos y extensos estudios respecto a esta materia con resultados concluyentes conforme a su investigación, la motivación de este trabajo nace de poder aportar al conocimiento ya existente respecto al uso de GVL como técnicas pasivas para el aumento de transferencia de calor. Durante años de investigación se ha logrado identificar diversas geometrías de GVL que mejoran la transferencia de calor en ICA, dentro de las cuales destacan los GVL tipo aleta delta y aleta rectangular. Este trabajo busca investigar con dos (2) nuevas geometrías de GVL, las cuales son de tipo aleta delta y aleta delta-curva, que además presentan un ala accesoria por el costado de la aleta, como se muestra en la Figura 2.8.

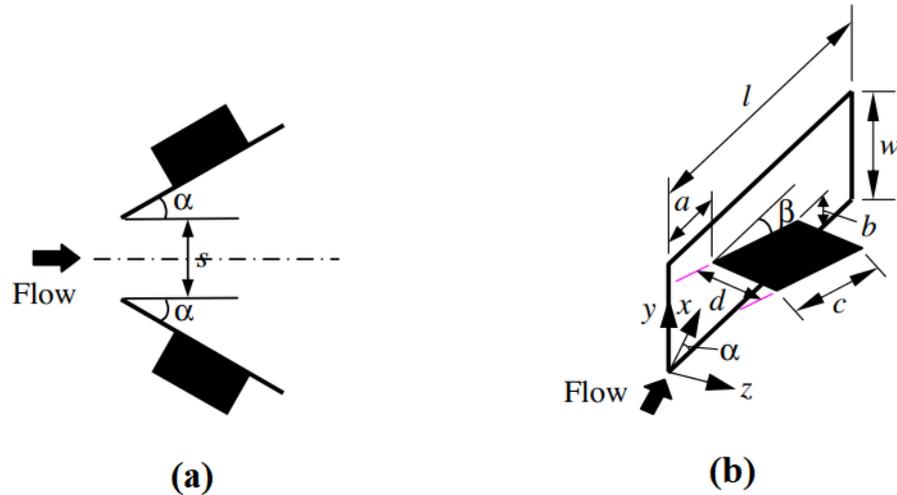


Figura 1.1: GVL novedoso con ala secundaria. (a) Vista superior; (b) Vista isométrica con ángulos de ataque de aleta principal y secundaria.

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo general

Cuantificar y comparar el efecto de utilizar diferentes generadores de vórtices longitudinales en un intercambiador de calor de aletas y tubos circulares mediante un modelo computacional, para así determinar cual permite un mejor rendimiento térmico.

1.3.2. Objetivos específicos

- Validar el modelo computacional planteado a partir de una investigación previa.
- Simular un flujo de aire a través de un intercambiador de calor de aletas y tubos circulares con diferentes generadores de vórtices longitudinales.
- Comparar los resultados obtenidos a partir de la transferencia de calor y pérdida de carga.
- Identificar los efectos provocados por los distintos generadores de vórtices longitudinales sobre el flujo de aire.

- Determinar el mejor generador de vórtices longitudinales, a partir de un factor de eficiencia entre el factor de Colburn y el factor de fricción.

1.4. Alcances

El trabajo consiste en simular computacionalmente un flujo de aire a través de un intercambiador de aletas y tubos circulares mediante ANSYS Fluent.

- Se estudia el comportamiento térmico de un flujo de aire bajo condiciones iniciales de temperatura y velocidad definidas, donde el flujo interactúa con la zona intermedia entre las aletas del IC..
- Se consideran 4 diferentes tipos de GVL, teniendo un total de 5 casos por analizar considerando el ICA sin ningún GVL (caso base).
- Para cada caso se realizan cinco (5) simulaciones, cada uno presentando un diferente número de Reynolds como condición inicial. Este valor varía entre 1000 y 5000, abarcando el estado laminar y turbulento.
- La comparación entre cada caso se realiza a partir de variables termo-hidráulicas como el factor de Colburn y el factor de fricción.

Capítulo 2

Antecedentes específicos

2.1. Intercambiadores de calor

Un intercambiador de calor (IC) consiste en un dispositivo cuya principal función es transferir energía en forma de calor entre dos fluidos, generalmente separados entre sí. Diversos empleos se le puede dar a un intercambiador de calor, tanto en usos industriales como en usos domésticos, por ejemplo, en procesos de refrigeración, calefacción, acondicionamiento de aire, entre otros. Como ejemplo práctico, el radiador de un auto es un intercambiador de calor, cuya función es extraer la energía calórica del motor mediante un líquido refrigerante y disiparla al aire externo [1].

Hoy en día existen diversos tipos de intercambiadores de calor y pueden ser clasificados según diferentes criterios, dentro de los cuales resaltan el diseño de construcción y la disposición de los fluidos involucrados en el intercambio de calor. El primer criterio clasifica los intercambiadores de calor en intercambiador de doble tubo, compacto, de tubos y corazas, y de placas y armazón. El segundo criterio clasifica los intercambiadores de calor en intercambiador de flujo paralelo, contraflujo y flujo cruzado [1].

Dentro de los distintos tipos de IC mencionados anteriormente, destaca el intercambiador de calor tipo compacto por su amplio uso cotidiano en procesos de refrigeración, calefacción y acondicionamiento de aire. Un intercambiador de calor que presenta una densidad de área $\beta > 700 [m^2/m^3]$ se clasifica como compacto, dado que son diseñados para lograr una alta superficie de transferencia de calor por unidad de volumen. Complementando lo anterior, este tipo de IC destaca ya que permite razones elevadas de transferencia de calor entre dos fluidos para volúmenes pequeños [1].

El intercambiador compacto que más destaca es el intercambiador de calor de aletas y tubos (ICA). Estos presentan aletas que otorgan una alta superficie al intercambiador, y se disponen de forma repetitiva por una pequeña separación. A través de estas separaciones fluye un gas o un líquido. Por otra parte, presentan tubos dispuestos de manera transversal a las aletas por el cual fluye un líquido, como puede verse en la Figura 2.1. Cabe destacar que las aletas al separarse por una distancia tan pequeña, implica que el intercambiador presente un tamaño o volumen pequeño, dándole así la clasificación de intercambiador compacto frente a la alta superficie de transferencia de calor que presenta el dispositivo [1].

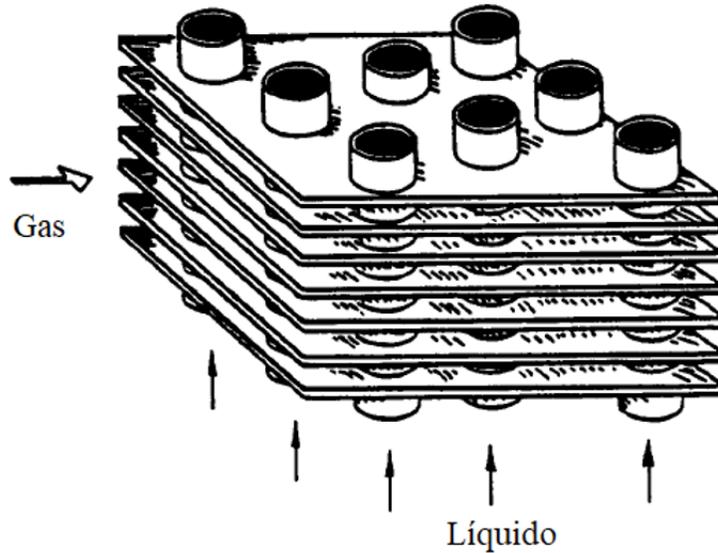


Figura 2.1: Intercambiador de calor de aletas y tubos circulares.

2.2. Vórtices

Es necesario recalcar que no existe un acuerdo para una definición matemática sobre lo que es un vórtice, pero si se puede entender por vorticidad como el movimiento rotatorio o en forma de remolino que presenta un fluido en torno a un eje de rotación. Es posible distinguir dos tipos de vórtices: transversales y longitudinales [2].

2.2.1. Vórtices transversales

Los vórtices transversales presentan su eje de rotación perpendicular a la dirección del flujo que los genera. Dentro de este tipo se pueden distinguir dos tipos: oscilatorio y estacionario. El primero se da cuando un flujo con número de Reynolds bajo, entre 5 y 47, presenta un obstáculo por lo que se separa generando dos vórtices transversales como se aprecia en la Figura 2.2. Por otra parte, el segundo se da cuando a un fluido con número de Reynolds mas alto, se le presenta un obstáculo y se generan este tipo de vórtices que presentan un patrón repetitivo en el tiempo, como se ve en la Figura 2.3.



Figura 2.2: Vórtices transversales con número de Reynolds bajo [2].

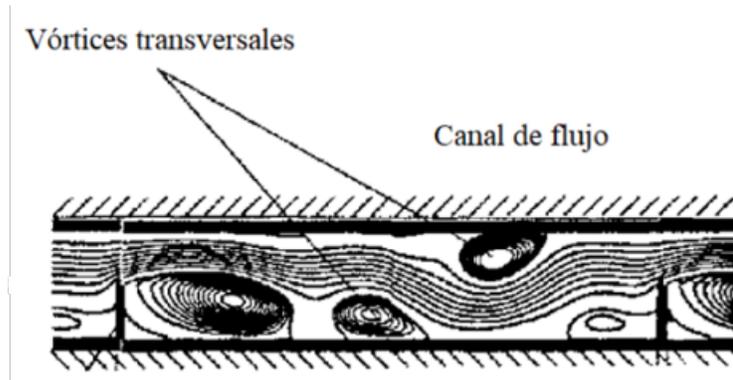


Figura 2.3: Vórtices transversales con número de Reynolds alto [2].

En diversos estudios se ha comprobado que los vórtices transversales oscilatorios mejoran la transferencia de calor debido a la inestabilidad generada a partir de las turbulencias del flujo. Por otra parte, los vórtices transversales estacionarios no aportan un aumento significativo en la transferencia de calor global de un fluido. No así la transferencia de calor localizada en la zona de vorticidad transversal, donde debido a la rotación del fluido, energía térmica es transportada desde el centro de la región hacia las paredes, y desde las paredes hacia el centro de la región, generando aumentos en la transferencia de calor localizado [2].

2.2.2. Vórtices longitudinales

Este tipo de vórtices presenta el movimiento rotatorio de forma axial a la dirección del flujo, lo cual da un carácter tridimensional al campo de velocidades del fluido [2]. Un ejemplo que clarifica este fenómeno se puede ver en los extremos de las alas de un avión, donde debido al desprendimiento de la capa límite se presenta un problema de sustentación debido a la presencia de turbulencias, siendo la solución a esto la implementación de winglets en los extremos de las alas que generan vórtices longitudinales que permiten la re-energización de la capa límite mediante la mezcla entre el fluido externo e interno de la capa límite [3].

Los vórtices longitudinales se caracterizan además de su movimiento rotatorio en la dirección del flujo, por presentar una larga duración aguas abajo conforme el flujo continúa su movimiento, y además por presentar una alta influencia en la variación del momento del fluido. Es a partir de lo anterior que al generarse vórtices longitudinales en las aletas de un intercambiador, al producirse la rotación del fluido se sustituye el fluido cercano a las aletas por fluido con un mayor momento ubicado en la zona central entre las aletas, permitiendo así una mayor mezcla y por ende mayores tasas de transferencia de calor en las aletas, que aumentan conforme el flujo avanza aguas abajo [2][4]. Este efecto se puede ver ilustrado en la Figura 2.4.

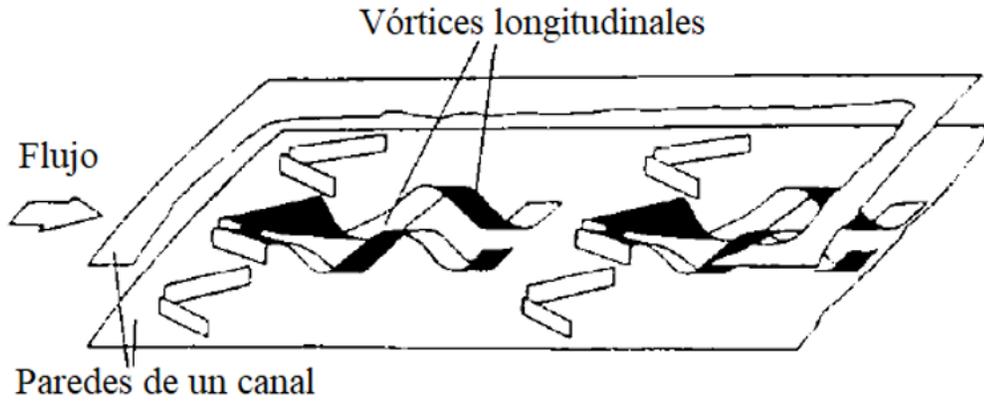


Figura 2.4: Esquema representativo de vórtices longitudinales en un canal de placas paralelas [5].

2.3. Generadores de vórtices longitudinales

Se entiende por generadores de vórtices longitudinales (GVL) como artefactos aerodinámicos con forma de aleta, que al interponerse con un fluido en movimiento, produce vórtices longitudinales en este mismo. Estas protusiones pueden ser ubicados en la superficie de una aleta de un ICA, interactuando así con el flujo de aire y como consecuencia de esto generando vórtices, interrumpiendo la separación de la capa límite, intensificando la mezcla del fluido y así mejorando la transferencia de calor [2]. Dentro de todos los tipos de GVL existentes hay cuatro geometrías clásicas que son las que más se han estudiado en esta materia, las cuales se pueden ver en la Figura 2.5.

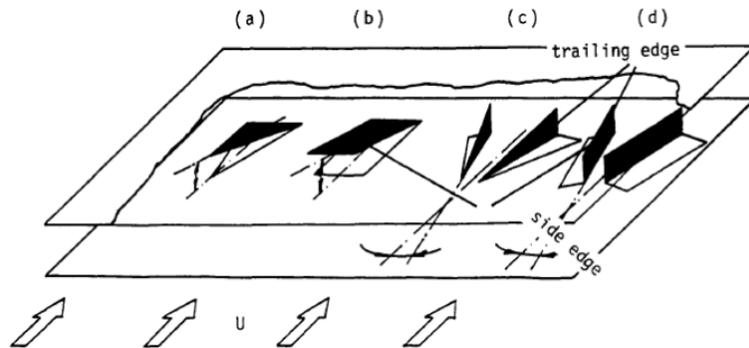


Figura 2.5: Tipos de GVL. (a) Ala delta; (b) Ala rectangular; (c) Aleta delta; (d) Aleta rectangular [5].

En la Figura 2.6 se puede apreciar el comportamiento de un flujo que interactúa con un GVL del tipo delta winglet. De esta se puede desprender que gracias a un GVL puede formarse un vórtice principal a partir de la separación del flujo en la punta de la aleta, además un vórtice de esquina a partir de la deformación de las líneas de vórtices al borde de la salida del GVL en la zona de alta presión, y también pueden formarse vórtices inducidos de baja magnitud en la parte inferior del GVL [6].

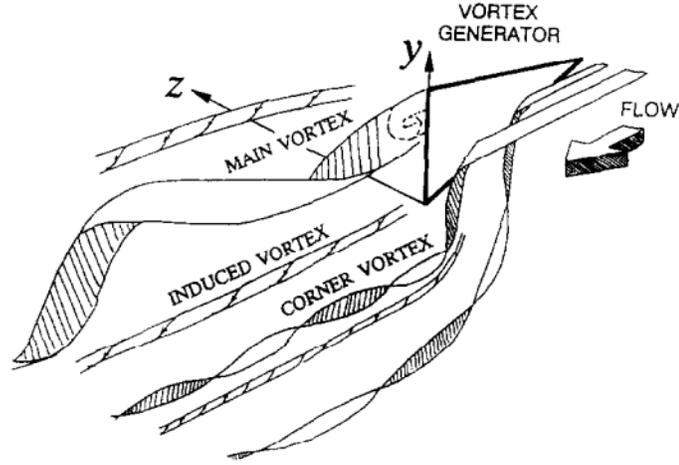


Figura 2.6: Estructura de flujo generada por la aleta [6].

2.4. Ecuaciones gobernantes

A continuación se presentan las ecuaciones que describen el comportamiento físico del fluido en coordenadas cartesianas y en 3 dimensiones, dada la geometría del problema.

Ecuación de continuidad

Se considera flujo incompresible, densidad $\rho [kg/m^3]$ constante en el tiempo y se desprecia el efecto de la gravedad. De esta manera la ecuación de continuidad se expresa de la siguiente manera:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2.1)$$

Donde u , v y w corresponden a la velocidad $[m/s]$ en los ejes x , y y z , respectivamente.

Ecuaciones de Navier-Stokes

Se considera μ la viscosidad dinámica $[N s/m^2]$ y se desprecia el efecto de la gravedad. De esta manera la ecuación de momentum se expresa de la siguiente manera:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2.2)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (2.3)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (2.4)$$

Ecuación de Energía

No se considera generación de energía, ni disipación viscosa. La ecuación de conservación de energía queda de la siguiente manera:

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (2.5)$$

2.5. Estudios previos

Como se mencionó anteriormente, los intercambiadores de calor compacto se posicionaron de forma trascendente en la industria de equipos de transferencia de calor y es por esto que se ha vuelto de suma importancia la investigación de nuevas técnicas pasivas que permitan la mejora en el rendimiento de los intercambiadores de calor en su operación. Es a partir de esto que por décadas se ha estudiado el efecto de implementar generadores de vórtices.

En el estudio publicado en 1998 por Fiebig [2], se comparan vórtices longitudinales con vórtices transversales en un canal de placas paralelas. A partir de esto, se logra identificar el comportamiento característico de los vórtices longitudinales y transversales. En base a los resultados el autor pudo concluir que los vórtices longitudinales intensifican la transferencia de calor de forma local y global tanto en régimen laminar y turbulento, no así los vórtices transversales cuya mejora en la transferencia de calor global es muy baja. Además, en el mismo estudio se comparó el uso de generadores de vórtices tipo ala y tipo aleta (Ver Figura 2.5), resultando en que los generadores de tipo aleta causan un mayor aumento en la transferencia de calor con respecto a los de tipo ala, bajo los mismos parámetros de funcionamiento.

En otra investigación realizada por Fiebig [7], este estudia experimentalmente el efecto de utilizar GVL considerando arreglos para los tubos del intercambiador de forma alineada o escalonada (ver en la Figura 2.7) en el rendimiento de un intercambiador de calor. En primer lugar se logró concluir que montar GVL seguido de los tubos puede aumentar sustancialmente la transferencia de calor en el lado del aire del intercambiador de calor. Por otra parte se corroboró un aumento de 55-65% en la transferencia de calor y de 20-45% en el factor de fricción para el arreglo alineado, siendo menor para el arreglo escalonado. Es importante recalcar que en el estudio no se presenta una ecuación para el rendimiento térmico ni resultados respecto a esto, por lo que no se logra concluir cual arreglo es el más óptimo, siendo este un punto de partida para investigar tipo de arreglo puede mejor los resultados considerando tamaño, separación de tubos, y otras variables en futuros estudios.

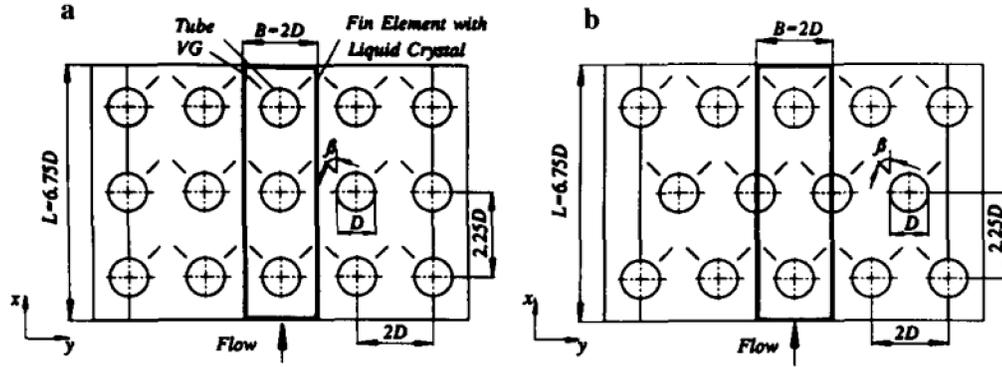


Figura 2.7: Vista superior de intercambiador de calor con (a) arreglo alineado de tubos y (b) arreglo escalonado de tubos.

Chu [8] realizó un estudio numérico simulando un intercambiador de calor de aletas y tubos circulares en 3D para ver el efecto sobre el uso de GVL tipo aleta rectangular en la transferencia de calor y la estructura del flujo, en el que consideró arreglos de tubos alineados y escalonados, y además configuraciones de 1, 3 y 7 generadores de vórtices dispuestos longitudinalmente. En primer lugar se observa la influencia en las pérdidas de presión del aire a partir del tipo de arreglo que se utilice en los tubos, donde el arreglo escalonado presenta un aumento entre 47-54 % con respecto al alineado con un solo GVL, un aumento entre 22-32 % con respecto al alineado con 3 GVL y un aumento entre 20-26 % con respecto al alineado con 7 GVL. Lo anterior debido principalmente a que el aire al interactuar con un arreglo escalonado se le interponen más tubos que en un arreglo alineado, siendo forzado a cambiar de dirección repetidas veces generando un efecto de arrastre mucho mayor, y por ende causando mayores pérdidas de presión. Por otra parte, el coeficiente de transferencia de calor también se ve aumentado en mayor proporción en el intercambiador de calor con arreglos escalonado, donde se presenta un aumento de 29-35 %, 19-24 % y 18-20 % para los casos de 1, 3 y 7 GVL respectivamente, con respecto al arreglo alineado. En la parte posterior de los tubos se forman vórtices dada la recirculación del aire que intensifican la transferencia de calor en esa zona, en el caso del arreglo escalonado esto ocurre reiteradas veces dada la disposición de los tubos, lo cual no ocurre de la misma forma en el arreglo alineado donde los tubos generan un efecto estela en el aire, disminuyendo la transferencia de calor en la zona posterior de cada tubo y por ende aminorando en su totalidad el coeficiente de transferencia de calor.

Song [9] realizó un estudio con 15 muestras experimentales con 3 diferentes medidas para el paso de la aleta, 2 medidas para el paso de los tubos, y 2 generadores de vórtices tipo curvo delta con diferente tamaño, para poder verificar el efecto que estas variaciones generan en la transferencia de calor y pérdidas de presión. Los resultados demostraron que para Re bajos, los GVL de menor tamaño, que a su vez se encuentran más cerca de los tubos, presentaron un mayor aumento en la transferencia de calor, y los generadores de mayor tamaño presentaron un mayor aumento para Re altos. Por otra parte, se logra corroborar que el paso de la aleta tiene un efecto muy pequeño en el factor de Colburn, no así para sobre las pérdidas de presión que si presentan una alta variación al disminuir el paso de las aletas.

Shi y Song [10] realizaron en conjunto al continuación del estudio anterior de Song, donde simularon computacionalmente el mismo intercambiador del paper de Song. El objetivo de la investigación fue variar la posición longitudinal de los GVL, y así verificar que posición brinda una mayor intensificación en la transferencia de calor sin aumentar abruptamente las pérdidas de presión. Se usaron GVL tipo delta curvo y 5 posiciones diferentes para realizar la comparación, considerando la distancia longitudinal desde el centro de los tubos hasta el inicio del generador de vórtice. Las distancias que se utilizaron fueron $\Delta x = -10, -8, -3, 0$ y 2 [mm], donde resultó que la posición que presenta los mejores resultados fue $\Delta x = -8$ [mm], donde el número de Nusselt aumenta en 15.2-43.9% y 5.4-9.8%, mientras que el factor de fricción aumenta en 12.2-15.7% y 4-8-12-2% comparado con la configuración original.

Min [11] hizo un estudio numérico simulando un canal de placas paralelas en 3D, en el que investiga el efecto que produce un generador de vórtices longitudinal novedoso, el cual presenta una ala secundaria por el costado de la aleta como se puede ver en la Figura 2.8. Como se puede observar, el GVL es de tipo rectangular con un ala secundaria con forma rectangular, y los parámetros que definen este tipo de GVL son largo, ancho, altura y ángulos de ataque. Para las simulaciones se varían todos los parámetros recién mencionados, con el fin de determinar los valores que optimizan el modelo y entregan los mejores resultados en el rango de Reynolds estudiado con respecto a la transferencia de calor y factor de fricción. En primer lugar los resultados muestran que el GVL con ala secundaria puede proporcionar una mejor mezcla en el flujo del aire, dando como consecuencia un aumento en la transferencia de calor y también en las pérdidas de presión con respecto al GVL rectangular sin ala secundaria. El número de Nusselt y el factor de fricción se ven aumentados en 2.1-20.7% y 4.7-104.1%, donde el ángulo de ataque de la aleta principal influye significativamente en la transferencia de calor y pérdida de presión, seguido del ángulo del ala secundaria, largo y ancho del ala secundaria, distancia del ala secundaria desde el borde y finalmente la altura del ala secundaria desde la base.

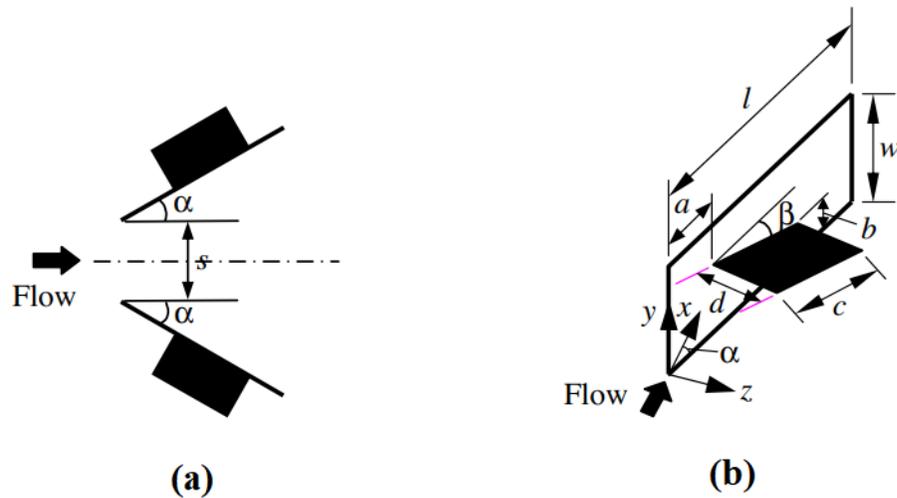


Figura 2.8: GVL novedoso con ala secundaria. (a) Vista superior; (b) Vista isométrica con ángulos de ataque de aleta principal y secundaria.

Como se detalló anteriormente, existen diversos estudios sobre el efecto que genera la implementación de GVL en intercambiadores de calor en la transferencia de calor y pérdidas

de presión, los cuales han permitido identificar que tipo de configuración y parámetros de diseño trae una mejora en el rendimiento de un IC. A partir de la información recopilada hasta la actualidad es posible investigar nuevas aristas de investigación considerando otras variables. Teniendo esto en consideración, se propone estudiar los efectos en el intercambio de calor y factor de fricción implementando GVL tipo delta y delta curvo agregando un ala secundaria inspirada en la se plantea en el estudio de Min [11] sometido a modificaciones, utilizando el modelo de Shi y Song [10] como modelo base para la investigación.

Capítulo 3

Metodología

A continuación se presenta un diagrama de flujo (ver Figura 3.1) que indica los pasos seguidos durante el trabajo para el cumplimiento de los objetivos propuestos.

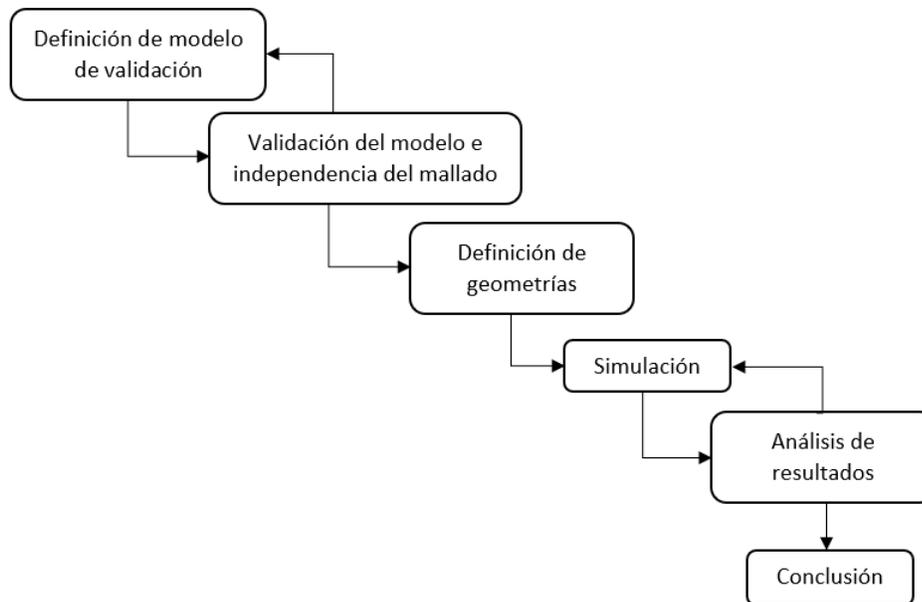


Figura 3.1: Diagrama con metodología de trabajo.

3.1. Modelo de validación

Para esta etapa del trabajo, se realizó una revisión bibliográfica previa a partir de investigaciones que se adapten a los objetivos y alcancens del estudio. En este caso se requiere una investigación que emplee un intercambiador de calor de aletas y tubos circulares, además de considerar un flujo de aire turbulento. Con lo anterior en consideración se selecciona el trabajo de WeiNa Shi [10] que estudia un flujo de aire entre las placas de un intercambiador de aletas y tubos circulares con generadores de vórtices tipo delta winglet y delta winglet curvo, en el cual varía la posición longitudinal de los GVL con el fin de encontrar la posición óptima. El estudio seleccionado para la validación cuenta con un amplio respaldo bibliográfico, además que tiene su propio estudio de validación experimental.

En la Figura 3.2 se puede observar el diseño del intercambiador de calor a utilizar en la etapa de validación del estudio. A la izquierda en la Figura 3.2a se tiene una vista isométrica de intercambiador de calor, y a la derecha en la Figura 3.2b se tiene la vista superior, donde el contorno punteado de color rojo representa el volumen de control a considerado en el dominio computacional.

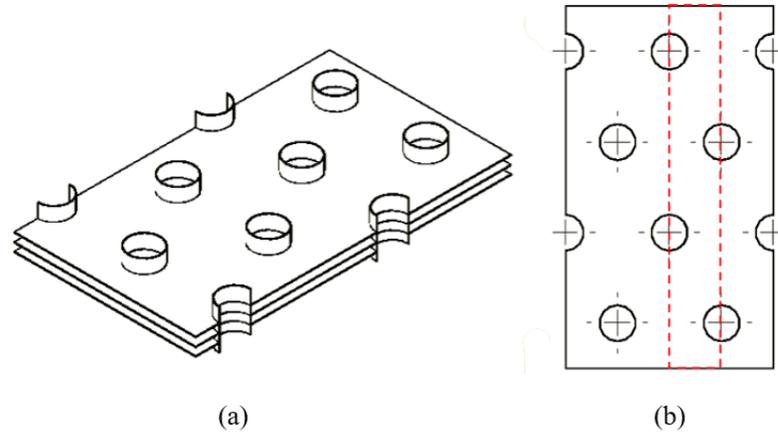


Figura 3.2: Intercambiador de calor de aletas y tubos circulares. (a) Vista isométrica; (b) Vista superior.

3.2. Definición de geometrías

Ya con el modelo de validación definido, se procede a modelarlo en Autodesk Inventor 2022 basándose en las dimensiones del intercambiador utilizadas en el modelo de WeiNa Shi [10]. En este trabajo se consideran 5 diferentes casos a estudiar, el primero corresponde al intercambiador de calor sin generadores de vórtices en las aletas, siendo este el caso base, a partir del cual se genera un punto de comparación. Los 4 casos restantes consideran la utilización de 4 diferentes generadores de vórtices para cada caso. Los tipos de GVL a emplear en estos casos son del tipo delta winglet, delta winglet curvo, delta winglet con ala secundaria y delta winglet curvo con ala secundaria. Es importante recalcar que la distribución de los GVL es la misma para cada caso, y de esta forma tener una base para comparar los resultados de cada caso y determinar cual tiene un mejor rendimiento térmico.

A continuación se detalla cada caso con sus características y dimensiones correspondientes.

Caso base

Dada la simetría del problema es que para todos los casos el tamaño del modelo se reduce y puede ser representado por la parte encerrada en rojo en la Figura 3.2b, logrando así la geometría que se muestra en la Figura 3.3. Esta geometría se utilizará para validar el modelo computacional a partir de simulaciones computacionales, y además será empleado como caso base para los siguientes casos de estudio.

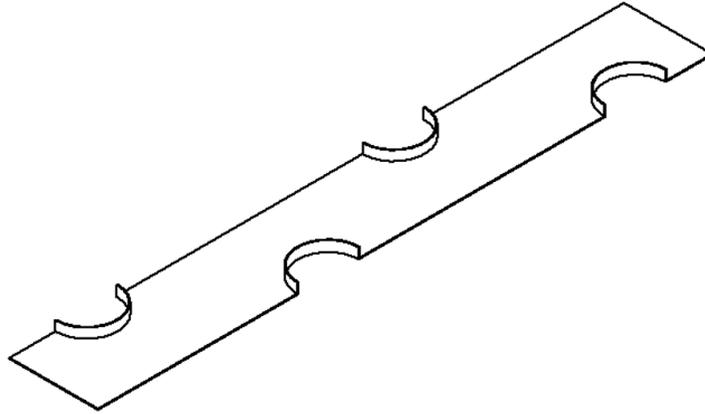


Figura 3.3: Modelo de intercambiador de calor de aletas y tubos circulares.

En la figura 3.4 se muestran las dimensiones del intercambiador de calor estudiado por WeiNa Shi [10], donde el largo del intercambiador es $L = 88$ [mm], el diámetro de los tubos $D = 8,9$ [mm], la separación longitudinal y separación transversal son $S1 = 22$ [mm] y $S2 = 25,3$ [mm], respectivamente, la separación entre las aletas $H = 2,3$ [mm] y el espesor de las aletas y tubos es $\delta = 0,12$ [mm].

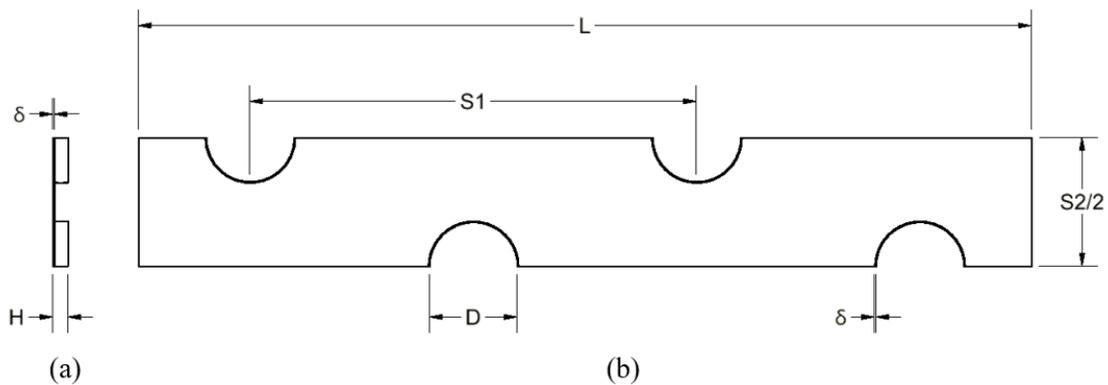


Figura 3.4: Dimensiones del modelo, (a) Vista lateral; (b) Vista superior.

Caso Delta Winglet (Caso 1)

El primer caso consiste en el intercambiador del caso base con generadores de vórtices tipo delta winglet dispuestos en la aleta inferior de forma longitudinal como se puede ver en la Figura 3.5. Estos se encuentran orientados de forma decreciente ya que así son modelados por de WeiNa Shi [10], y se disponen a 8 [mm] del centro de los tubos como se muestra en la Figura 3.6. Cabe destacar que para los próximos casos de estudio la orientación y disposición de los generadores de vórtice es siempre la misma.

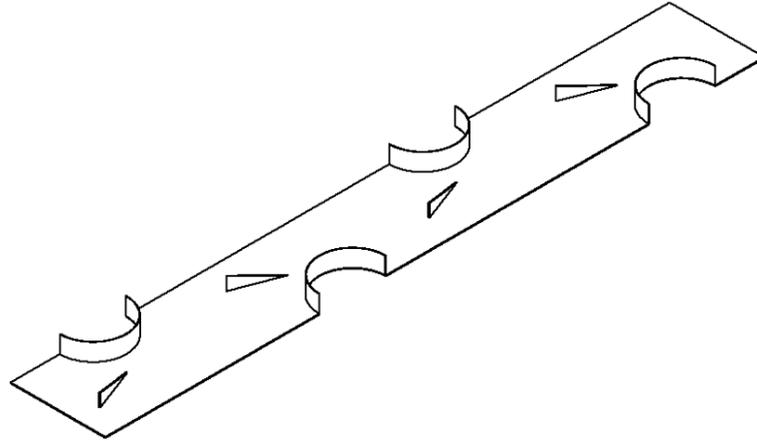


Figura 3.5: Intercambiador de calor con generadores de vórtices delta winglet. Vista isométrica.

En la Figura 3.6 se detallan tanto la disposición y características del generador de vórtice delta winglet, teniendo como principales dimensiones altura de 1,7 [mm] y largo de 6,31 [mm]. Se encuentran ubicados a 6,54 [mm] del centro de los tubos, con un ángulo de ataque de 21° respecto a la horizontal que atraviesa el canal.

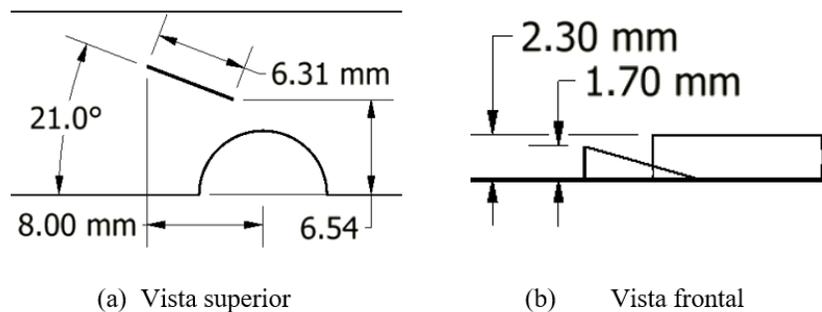


Figura 3.6: Disposición y dimensiones del generador de vórtice tipo delta winglet.

Caso Delta Winglet Curvo (Caso 2)

El segundo caso consiste en el intercambiador del caso base con generadores de vórtices tipo delta winglet curvo dispuestos en la aleta inferior como se puede observar en la Figura 3.7.

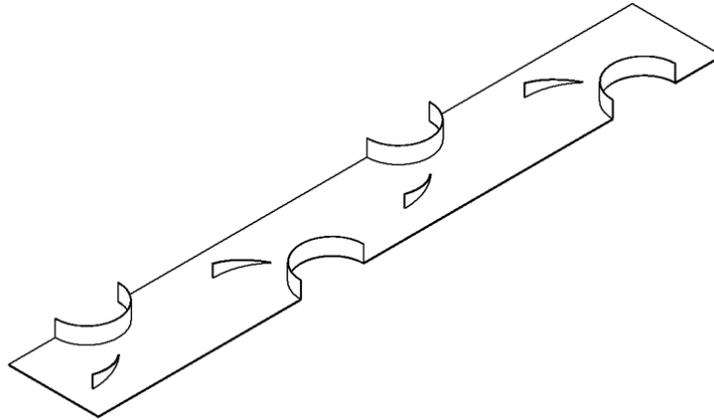


Figura 3.7: Intercambiador de calor con generadores de vórtices delta curvo. Vista isométrica.

En la Figura 3.8 se detallan tanto la disposición y características del generador de vórtice delta winglet curvo, teniendo como principales dimensiones una altura de 1,7 [mm], largo frontal de 5.97 [mm], radio de curvatura de 8,8 [mm] y se encuentra a una distancia de 6,54 [mm] del centro de los tubos. A diferencia del anterior este no presenta un ángulo de ataque dada la geometría que este presenta.

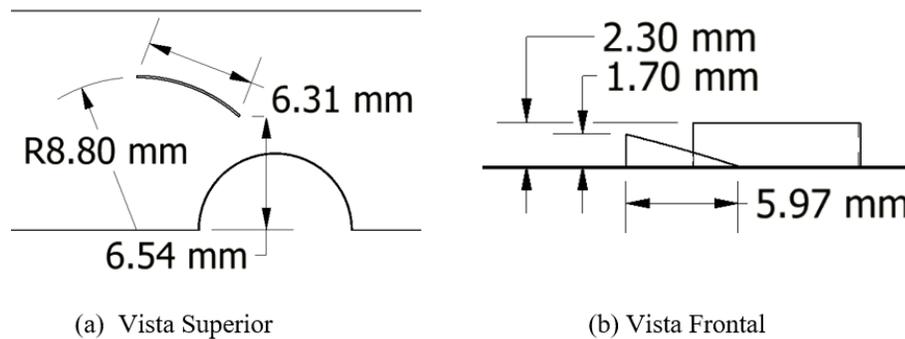


Figura 3.8: Disposición y dimensiones del generador de vórtices tipo delta curvo.

Caso Delta Winglet con ala accesoria (Caso 3)

El tercer caso consiste en el intercambiador del caso base con generadores de vórtices tipo delta winglet con ala secundaria dispuestos en la aleta inferior como se puede ver en la Figura 3.9. Es importante notar que los casos 3 y 4 son considerados los casos novedosos del estudio dada la geometría que presentan los generadores de vórtices.

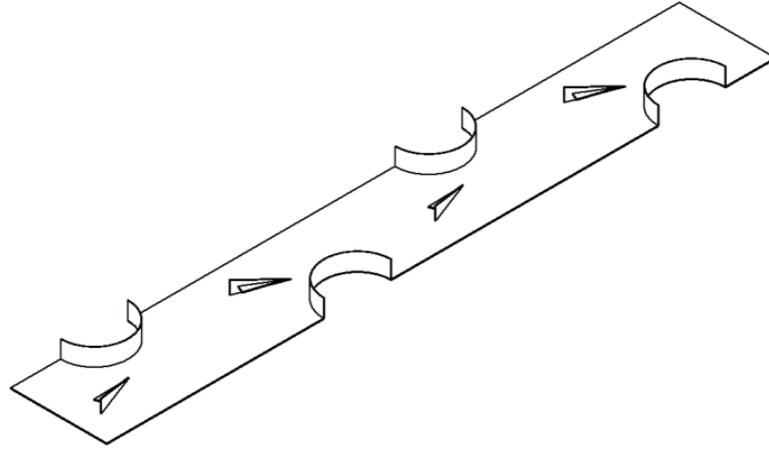


Figura 3.9: Intercambiador de calor con generadores de vórtices delta winglet con ala secundaria. Vista isométrica.

En la Figura 3.10 se detallan tanto la disposición y características del generador de vórtice delta winglet con ala secundaria, teniendo como principales dimensiones una altura de 1,7 [mm], largo de 6,31 [mm], ángulo de ataque de 21° , largo del ala accesoria de 4,52 [mm], ancho del ala accesoria de 1 [mm] y ángulo de inclinación del ala accesoria con respecto a la base de $7,5^\circ$.

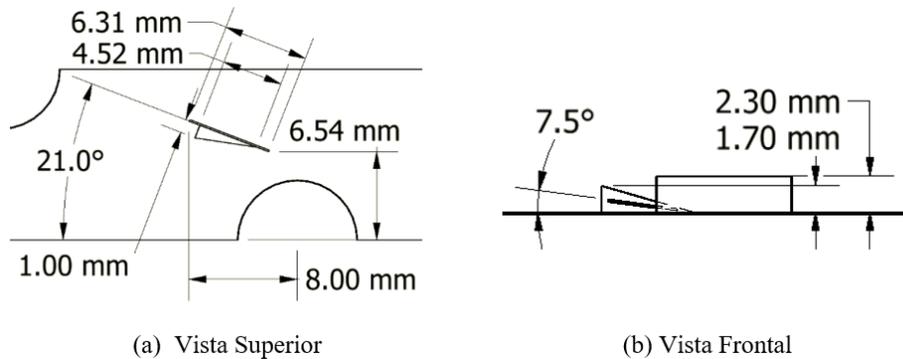


Figura 3.10: Disposición y dimensiones del generador de vórtices tipo delta winglet con ala secundaria.

Caso Delta Winglet Curvo con ala accesoria (Caso 4)

El cuarto caso consiste en el intercambiador del caso base con generadores de vórtices tipo delta winglet curvo con ala secundaria dispuestos en la aleta inferior como se puede ver en la Figura 3.11.

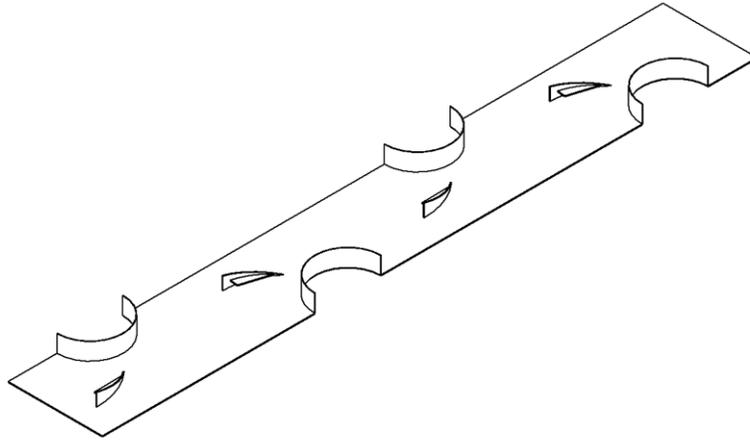


Figura 3.11: Intercambiador de calor con generadores de vórtices delta curvo con ala secundaria

En la Figura 3.12 se detallan tanto la disposición y características del generador de vórtice delta winglet con ala secundaria, teniendo como principales dimensiones una altura de 1,7 [mm], largo frontal de 5,97 [mm], radio de curvatura de 8,8 [mm], largo del ala secundaria de 4,19 [mm], ancho del ala accesoria de 1 [mm], ángulo de inclinación del ala secundaria con respecto a la base de 7,5°.

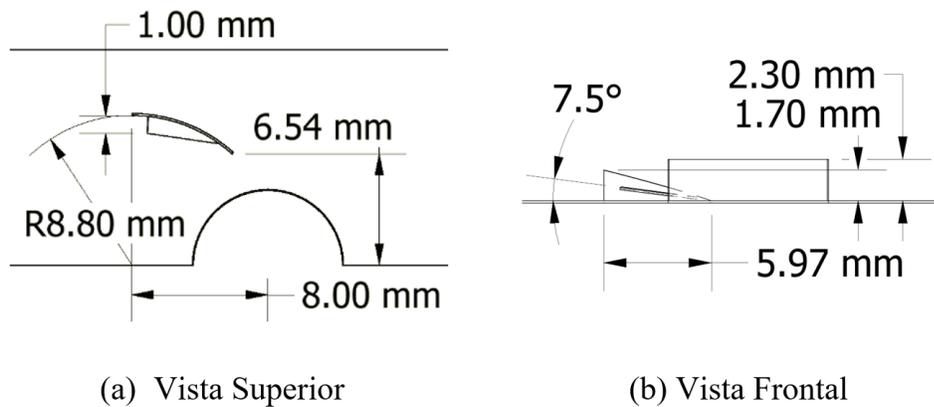


Figura 3.12: Disposición y dimensiones del generador de vórtices tipo delta curvo con ala secundaria.

3.3. Dominio Computacional

Como se explicó anteriormente, el volumen de control o dominio computacional que se considera en este estudio consiste en una porción intercambiador de calor dada la simetría que este presenta, logrando así un ahorro en los recursos computacionales a utilizar en la etapa de simulación.

En las Figuras 3.13 y 3.14 se presenta el dominio del modelo computacional a estudiar, el cual cuenta con 4 filas de tubos circulares escalonadas. Además, el diseño considera una extensión denominada región de salida al final de la región interior del intercambiador, la cual permite que el flujo se desarrolle correctamente y evita la recirculación del fluido.

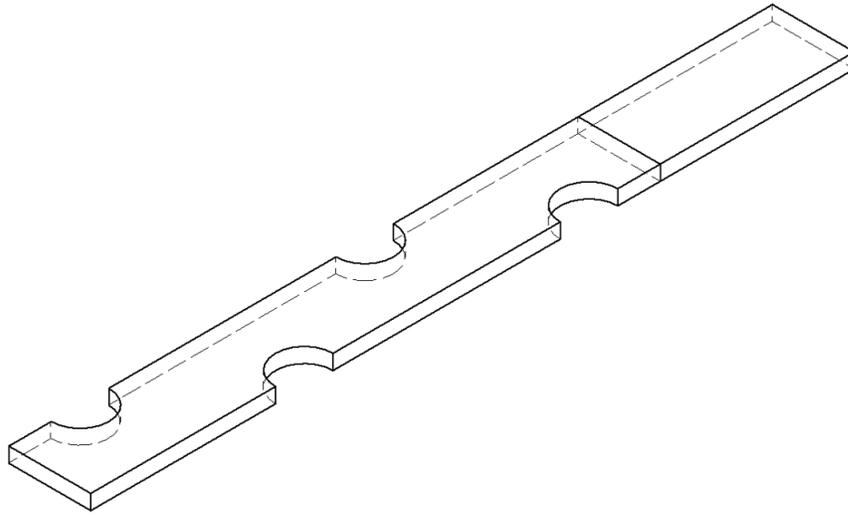


Figura 3.13: Dominio computacional. Vista isométrica.

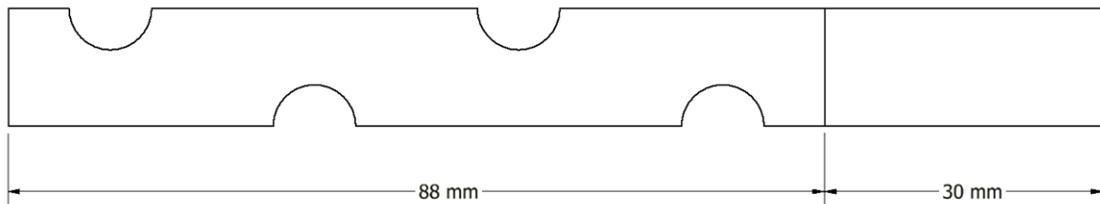


Figura 3.14: Dominio Computacional. Vista superior.

3.4. Definición de mallado

A partir del diseño descrito anteriormente, se utilizan las herramientas de ANSYS Fluent para mallar las diferentes geometrías a analizar previamente modeladas en Autodesk Inventor 2022. Para el mallado se utilizan elementos de tipo hexagonal y tetraédrico dependiendo de la zona del intercambiador de calor.

Para la región de salida, dada la forma regular y lineal que esta presenta permite uso de elementos tipo hexagonales para su mallado, de esta manera se minimiza la cantidad de elementos en el mallado y optimiza los recursos computacionales a utilizar en las simulaciones. Sin embargo en la región interior del intercambiador, dada la geometría discontinua e irregular que presenta se utilizan elementos del tipo tetraédrico, para lo cual se utiliza el método *patch conforming*.

Una vez definido el tipo de mallado a utilizar en cada región del modelo, se procede a definir el tamaño de los elementos para así dar con el tamaño total de la malla. Para esto se utiliza la opción *body sizing* que permite definir el tamaño de cada elemento de la malla. El tamaño de elemento se define de igual tamaño en ambas regiones para no afectar en la transición del fluido de una zona hacia otra. En la Figura 3.15 se puede observar el mallado del modelo, detallándose los tipos de elementos empleados en cada zona. Las propiedades de las mallas estudiadas se presentan en la tabla

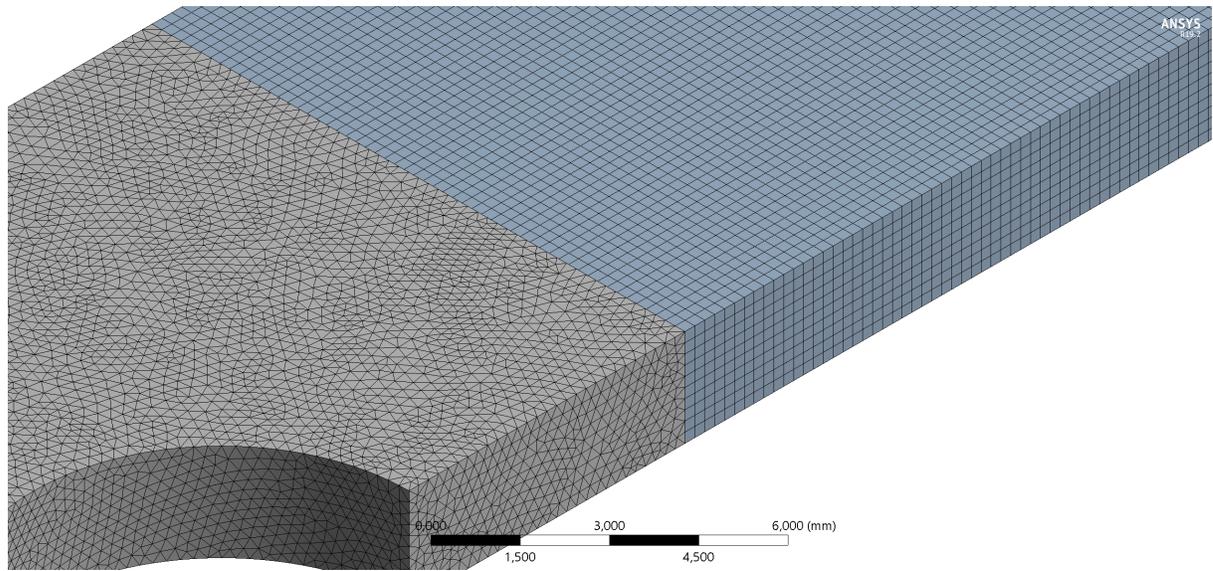


Figura 3.15: Detalle de mallado modelo base (Caso 0).

Posteriormente, se configura ANSYS Fluent para proseguir con las simulaciones, para esto se establece el método numérico a utilizar en el estudio, se definen las condiciones de borde, los parámetros de funcionamiento y de cálculo, modelo turbulento y las propiedades del aire constantes a 20 °C.

Método Numérico

En primer lugar se debe recalcar que para la solución computacional del problema se usa ANSYS Fluent 19.2 [12]. El modelo de resolución que se utiliza es SMPLEC SST $\kappa - \omega$ con el método de de aguas arriba de segundo orden *Last Squares Cell Based* para una discretización de segundo orden para la presión, momentum y energía. El paso de tiempo viene dada por la siguiente ecuación:

$$\Delta t = \frac{L}{u_{in}} \cdot \frac{1}{1000} \quad (3.1)$$

Donde L representa el largo del modelo (intercambiador y región de salida), w_{in} representa la velocidad del aire a la entrada del intercambiador de calor y Δt representa el paso de tiempo, además se considera un máximo de 20 iteraciones por paso de tiempo.

El criterio de convergencia para los residuos se definen como 10^{-6} para las ecuaciones de energía y 10^{-3} para las ecuaciones de continuidad y velocidades.

3.5. Condiciones de borde

Las condiciones de borde son idénticas para todos los modelos y se dividen en dos secciones, la sección interna del intercambiador y la sección de salida.

Sección interna

En la región interior se definen dos caras correspondientes a la aleta superior e inferior, ambas de aluminio con un coeficiente de conductividad $\lambda = 202,4 \left[\frac{W}{mK} \right]$, donde además de la transferencia de calor por convección debe haber transferencia de calor por conducción en la superficie de ambas aletas, para lo cual se considera la función *Shell Conduction* con un espesor de $\delta = 0,12 [mm]$. Además, se considera la condición de no deslizamiento en las paredes.

$$u = v = w = 0$$

Existen otras paredes en esta sección que son las que corresponden a los tubos circulares del intercambiador de calor, para los cuales se considera como condición de borde temperatura constante $T_w = 333 [K]$ activando la función de *Shell Conduction* con un espesor $\delta = 0,12 [mm]$. Al igual que en las aletas se considera la condición de no deslizamiento.

$$u = v = w = 0$$

$$T_w = 333 K$$

Además de los tubos están las paredes laterales, en las cuales se define la condición de simetría.

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial v}{\partial z} = 0 \qquad w = 0 \qquad \frac{\partial T}{\partial z} = 0$$

Finalmente para los GVL se aplica condición de pared activando la función *Shell Conduction* con un espesor de $0,06 [mm]$ cada pared del GVL, ya que al sumar ambos espesores se logra el total $\delta = 0,12 [mm]$ correspondiente al espesor de la aleta.

Sección de salida

En las caras laterales de la sección de salida se considera condición de simetría, de tal forma que las condiciones de borde se describen de la siguiente manera.

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial v}{\partial z} = 0 \qquad w = 0 \qquad \frac{\partial T}{\partial z} = 0$$

En las caras superior e inferior de la sección de salida se considera condición de pared adiabática, de tal forma que las condiciones de borde se describen de la siguiente forma.

$$u = v = w = 0 \quad \frac{\partial T}{\partial y}$$

En la cara correspondiente a la salida se considera condición de *outflow*, estableciendo así que no existen gradientes en la dirección normal a la salida.

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial w}{\partial x} = \frac{\partial P}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} = 0$$

En la Figura 3.16 se muestra un esquema del modelo detallando las condiciones de borde en la sección interna y de salida.

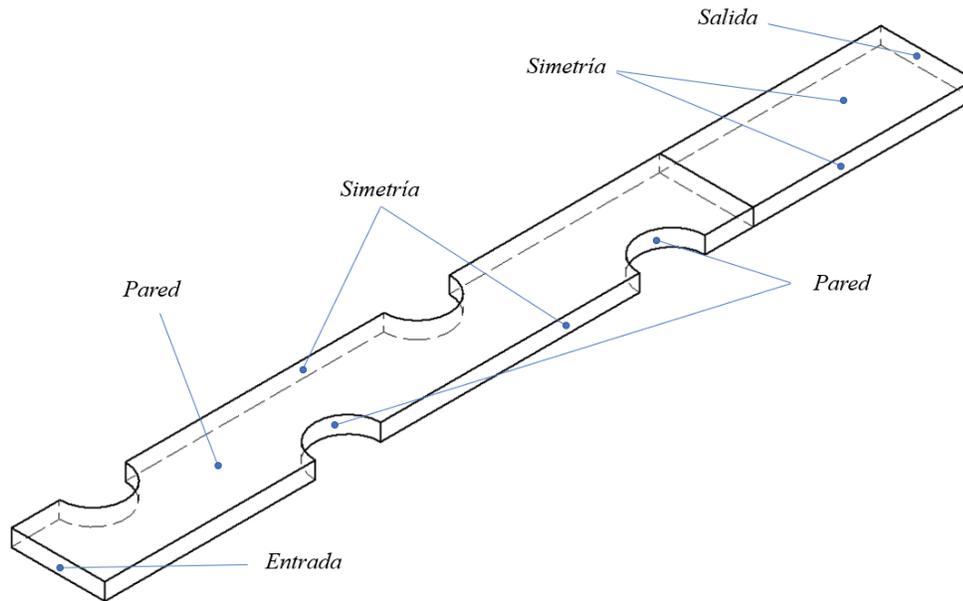


Figura 3.16: Condiciones de borde en dominio computacional.

3.5.1. Parámetros

Diámetro hidráulico

Es el diámetro equivalente utilizado cuando se estudian secciones no circulares. Este es utilizado en la validación del modelo. Este se define como sigue a continuación:

$$D_h = \frac{4A_c L}{A_o} \quad (3.2)$$

Donde $A_c [m^2]$ corresponde a la sección más pequeña del intercambiador de calor, $L [m]$ es el largo del intercambiador y $A_o [m^2]$ corresponde a la superficie total de transferencia de calor.

Diámetro exterior del collar de la aleta

Es el diámetro de un collar fino que cubre los tubos del intercambiador de calor, este considera el espesor de las aletas. Este se define como:

$$D_c = D + 2\delta_f \quad (3.3)$$

Donde D [m] es el diámetro de los tubos del intercambiador y δ_f [m] corresponde al espesor de las aletas.

Número de Reynolds

El número de Reynolds es un número adimensional utilizado para caracterizar el movimiento de un fluido, en particular si este es laminar o turbulento. Se define como sigue a continuación:

$$Re = \frac{\rho u_{max} D_c}{\mu} \quad (3.4)$$

Donde ρ [$\frac{kg}{m^3}$] corresponde a la densidad del aire, u_{max} [$\frac{m}{s}$] corresponde a la velocidad máxima del aire que se da en la menor sección del intercambiador, D_c [m] es el diámetro exterior del collar de la aleta y μ [$\frac{kg}{ms}$] corresponde a la viscosidad dinámica del aire.

Coefficiente de transferencia de calor por convección

El coeficiente de calor por convección se define de la siguiente manera:

$$h = \frac{Q}{A_o \Delta T_m} \quad (3.5)$$

Donde Q [W] corresponde al calor total transferido, A_o [m^2] es la superficie total de transferencia de calor y ΔT_m [K] es la diferencia de temperatura logarítmica.

Factor de Colburn

$$j = \frac{h_o}{\rho u_{max} C_p} Pr^{\frac{2}{3}} \quad (3.6)$$

Donde h_o [$\frac{W}{m^2K}$] es el coeficiente de transferencia de calor por convección, ρ [] es la densidad del aire, u_{max} es la velocidad máxima que alcanza el aire, C_p es la capacidad calorífica y Pr corresponde al número de Prandtl.

Factor de fricción

Para cuantificar la pérdida de presión que sufre el aire, se utiliza el factor de fricción que corresponde a una variable adimensional. Esta se define de la siguiente manera:

$$f = \frac{2\Delta p}{\rho u_{max}^2} \left(\frac{A_c}{A_o} \right) \quad (3.7)$$

Donde Δp corresponde a la diferencia de presión entre la entrada y salida del intercambiador de calor, ρ corresponde a la densidad del aire, A_c corresponde a la sección de menor

superficie a lo largo del intercambiador y A_o corresponde a la superficie total de transferencia de calor.

Número de Nusselt

Corresponde a una variable adimensional que relaciona la transferencia de calor por convección con la transferencia de calor por conducción en un fluido. Para efectos del presente estudio se utiliza el número de Nusselt local Nu_{local} y el número de Nusselt promedio Nu , que se definen como se muestra a continuación:

Nusselt local

$$Nu_{local}(x) = \left(\frac{\dot{q}(x, z)|_{y=0}}{T_{aleta}(x, z)|_{y=0} - T_m} + \frac{\dot{q}(x, z)|_{y=T_p}}{T_{aleta}(x, z)|_{y=T_p} - T_m} \right) \frac{D_c}{2k} \quad (3.8)$$

Donde \dot{q} corresponde al flujo de calor a través de la pared superior e inferior, T_{aleta} corresponde a la temperatura de la aleta y T_m corresponde a la temperatura media del canal, obtenida de una línea sobre el eje X proyectada sobre el centro de la entrada al intercambiador de calor en el plano YZ.

Nusselt promedio

$$Nu = \frac{hD_c}{k} = jRePr^{1/3} \quad (3.9)$$

Donde h corresponde al coeficiente de transferencia de calor por convección del aire, k al coeficiente de conductividad térmica del aire, D_c al diámetro exterior del collar de la aleta, j al factor de Colburn, Re al número de Reynolds y Pr corresponde al número de Prandtl.

Factor de rendimiento térmico JF

Para el análisis de desempeño de los modelos se utilizará el factor de rendimiento térmico JF utilizado en el estudio de [13], el cual relaciona el aumento en la transferencia de calor con las pérdidas de carga en el fluido. El factor de eficiencia se encuentra normalizado por el modelo base (Caso 0), por ende si JF es superior a uno implica un aumento en la eficiencia térmica con respecto al modelo base. El factor JF se define como sigue a continuación:

$$JF = \frac{j/j_0}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (3.10)$$

Donde j corresponde al factor de Colburn del caso correspondiente, j_0 al factor de Colburn del modelo base, f representa el factor de fricción del caso correspondiente y f_0 al factor de fricción del modelo base.

Factor de rendimiento de transferencia de calor J

LaHaye en su estudio [14] propone otro factor de rendimiento denominado factor de rendimiento adimensional de transferencia de calor J, el cual se grafica en función de otra variable adimensional denominada factor adimensional de potencia de bombeo F. Este criterio de desempeño fue planteado por LaHaye con el fin de poder comparar diferentes geometrías

en un IC, y determinar mediante un factor adimensional cuanta potencia es requerida para aumentar el rendimiento del IC. Los factores J y F se definen como sigue a continuación:

$$J = j \cdot Re \quad (3.11)$$

$$F = f \cdot (Re)^3 \quad (3.12)$$

Donde j corresponde al factor de Colburn, f al factor de fricción y Re es el número de Reynolds.

3.6. Validación del modelo

Para la validación del modelo computacional se seleccionó el trabajo de WeiNa Shi [10] como referencia, a partir del cual se comparan los resultados de su estudio con los resultados obtenidos del modelo base correspondiente al intercambiador de calor con el canal libre (Caso 0).

Es importante destacar que para la validación de los resultados, se utilizaron las correlaciones propuestas por Wang en 2000 [15], las cuales describen con un 88,6 % y 85,1 % de precisión el factor de Colburn y el factor de fricción respectivamente, para un banco de 74 muestras experimentales.

$$j = 0,086 Re_{D_c}^{P3} N^{P4} \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{P5} \left(\frac{F_p}{D_h}\right)^{P6} \left(\frac{F_p}{P_t}\right)^{-0,93} \quad (3.13)$$

$$f = 0,0267 Re_{D_c}^{F1} \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{F2} \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{F3} \quad (3.14)$$

Donde las variables $P3$, $P4$, $P5$, $P6$, $F1$, $F2$ y $F3$ son calculables a partir de parámetros geométricos y de operación del intercambiador de calor, y se obtienen como se muestra a continuación.

$$P3 = -0,361 - \frac{0,042N}{\log_e(Re_{D_c})} + 0,158 \log_e \left(N \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{0,41} \right)$$

$$P4 = -1,224 - \frac{0,076 \left(\frac{P_t}{D_h}\right)^{1,42}}{\log_e(Re_{D_c})}$$

$$P5 = -0,083 + \frac{0,058N}{\log_e(Re_{D_c})}$$

$$P6 = -5,735 + 1,21 \log_e \left(\frac{Re_{D_c}}{N} \right)$$

$$F1 = -0,764 + 0,739 \frac{P_t}{P_l} + 0,177 \frac{F_p}{D_c} - \frac{0,00758}{N}$$

$$F2 = -15,689 + \frac{64,021}{\log_e(Re_{D_c})}$$

$$F3 = 1,696 - \frac{15,695}{\log_e(Re_{D_c})}$$

Donde:

- Re : Número de Reynolds
- N : Número de filas del intercambiador de calor
- F_p : Paso aletas del intercambiador
- D_c : Diámetro exterior del collar de la aleta
- D_h : Diámetro hidráulico
- P_t : Paso transversal de los tubos
- P_l : Paso longitudinal de los tubos

3.7. Independencia del mallado

Con el fin de obtener resultados con un alto grado de exactitud a partir del menor costo computacional posible, en primer lugar se requiere determinar la independencia del mallado empleado en el modelo. Para esto se estudian 5 mallas de diferente grosor lo cual se traduce en diferente cantidad de elementos, para así verificar la malla que permite una variación despreciable en sus resultados y que además tenga una cantidad de elementos que no requiera un alto gasto computacional.

Como se explica anteriormente en la sección 3.4, la función *body sizing* es utilizada para variar el tamaño de los elementos en el mallado. Para definir las 5 mallas, se consideraron 5 diferentes tamaños de elemento: 0,32; 0,29; 0,27; 0,25; 0,23 [mm]. En la Tabla 3.1 se muestran los resultados del estudio de la independencia del mallado, donde en las columnas se tienen los valores para el factor de Colburn j y el factor de fricción f correspondiente a cada mallado, los valores para el factor de Colburn j y el factor de fricción f en el estudio de WeiNa Shi [10] y además se tiene el error porcentual de los resultados de un mallado con respecto al mallado anterior.

- **Malla 1:** Tamaño de elemento 0,32 mm; 635.188 elementos; mallado ultra grueso.
- **Malla 2:** Tamaño de elemento 0,29 mm; 851.614 elementos; mallado grueso.
- **Malla 3:** Tamaño de elemento 0,27 mm; 1.051.935 elementos; mallado medio.
- **Malla 4:** Tamaño de elemento 0,25 mm; 1.323.931 elementos; mallado fino.
- **Malla 5:** Tamaño de elemento 0,23 mm; 1.699.314 elementos; mallado ultra fino.

Tabla 3.1: Resultados estudio independencia del mallado.

	Re	j	j Shi [10]	Error j [%]	f	f Shi [10]	Error f [%]
Malla 1	1000	0.0146	0.0158	-	0.0557	0.0613	-
	2000	0.0093	0.0106	-	0.0408	0.0448	-
	3000	0.0076	0.0084	-	0.0348	0.0385	-
	4000	0.0070	0.0071	-	0.0310	0.0350	-
	5000	0.0066	0.0062	-	0.0289	0.0327	-
Malla 2	1000	0.0141	0.0158	3.42 %	0.0557	0.0613	0.02 %
	2000	0.0092	0.0106	0.90 %	0.0415	0.0448	1.77 %
	3000	0.0076	0.0084	0.56 %	0.0358	0.0385	2.62 %
	4000	0.0068	0.0071	2.70 %	0.0324	0.0350	4.50 %
	5000	0.0064	0.0062	3.08 %	0.0298	0.0327	3.21 %
Malla 3	1000	0.0144	0.0158	2.08 %	0.0558	0.0613	0.12 %
	2000	0.0095	0.0106	2.85 %	0.0416	0.0448	0.24 %
	3000	0.0076	0.0084	0.32 %	0.0365	0.0385	1.96 %
	4000	0.0068	0.0071	0.03 %	0.0328	0.0350	1.40 %
	5000	0.0063	0.0062	2.23 %	0.0306	0.0327	2.73 %
Malla 4	1000	0.0155	0.0158	7.37 %	0.0559	0.0613	0.18 %
	2000	0.0099	0.0106	6.67 %	0.0420	0.0448	1.22 %
	3000	0.0081	0.0084	6.29 %	0.0368	0.0385	0.97 %
	4000	0.0072	0.0071	6.04 %	0.0336	0.0350	2.19 %
	5000	0.0067	0.0062	6.14 %	0.0312	0.0327	1.68 %
Malla 5	1000	0.0155	0.0158	0.17 %	0.0559	0.0613	0.04 %
	2000	0.0099	0.0106	0.02 %	0.0424	0.0448	0.83 %
	3000	0.0082	0.0084	0.34 %	0.0375	0.0385	1.80 %
	4000	0.0072	0.0071	0.90 %	0.0341	0.0350	1.72 %
	5000	0.0065	0.0062	2.52 %	0.0318	0.0327	1.91 %

En primer lugar, se debe recalcar que en la tabla 3.1 las columnas *Error j* y *Error f* representan el error porcentual del factor de Colburn y fricción de la malla i con respecto a los valores de dichos parámetros correspondientes a la malla $i-1$. En dicha tabla se puede observar que para las distintas mallas el factor de Colburn presenta una variación porcentual menor al 8 %, siendo su máximo de 7,37 % y su mínimo de 0,02 %, y por otro lado para el factor de fricción se tiene un valor máximo de 4,50 % y un mínimo de 0,02 %.

Notar que para la malla 2 y 3 el error porcentual no supera el 5 % para el factor de Colburn y de fricción, demostrando que no se presenta una variación alta entre los resultados del segundo y tercer mallado. Cuando se presenta una variación menor al 5 % entre diferentes mallado se puede asumir que la variación es despreciable, el problema que presentan estos mallados es que los resultados tienen una diferencia porcentual muy alta con respecto a los resultados de WeiNa Shi [10], llegando a variar entre 5 y 13 % siendo esto un valor no despreciable.

En los resultados correspondientes a la malla 4 se puede observar que el error porcentual

con respecto a la malla 3 presenta valores superior al 6 % en el factor de Colburn para todos los números de Reynolds. Este valor llama la atención ya que es considerablemente mayor a los que se ven anteriormente, dando a entender que los resultados entre la malla 3 y 4 presenta una gran diferencia. Por otra parte, los resultados de la malla 4 presentan un error que varía entre 1,8 y 8,8 % con respecto a los resultados obtenidos por WeiNa Shi siendo considerablemente menor que los errores obtenidos con la malla 2 y 3.

Finalmente, a partir de los resultados de la malla 5 se puede observar que el error del factor de Colburn y de fricción con respecto a la malla 4 es menor al 3 % y 2 % respectivamente, logrando además un error menor al 7 % con respecto a los valores obtenidos en el estudio de referencia.

A partir de lo anterior, considerando que los resultados obtenidos de la malla 4 tienen una diferencia despreciable con respecto a los de la malla 5, y además que estos presentan un error menor al 10 % con respecto a los resultados obtenidos por WeiNa Shi, se selecciona la malla 4 para seguir con el estudio, ya que este facilita resultados acertados y requiere un menor costo computacional a diferencia del quinto mallado. En las Figuras ?? y ?? se muestran los gráficos con los resultados obtenidos del estudio.

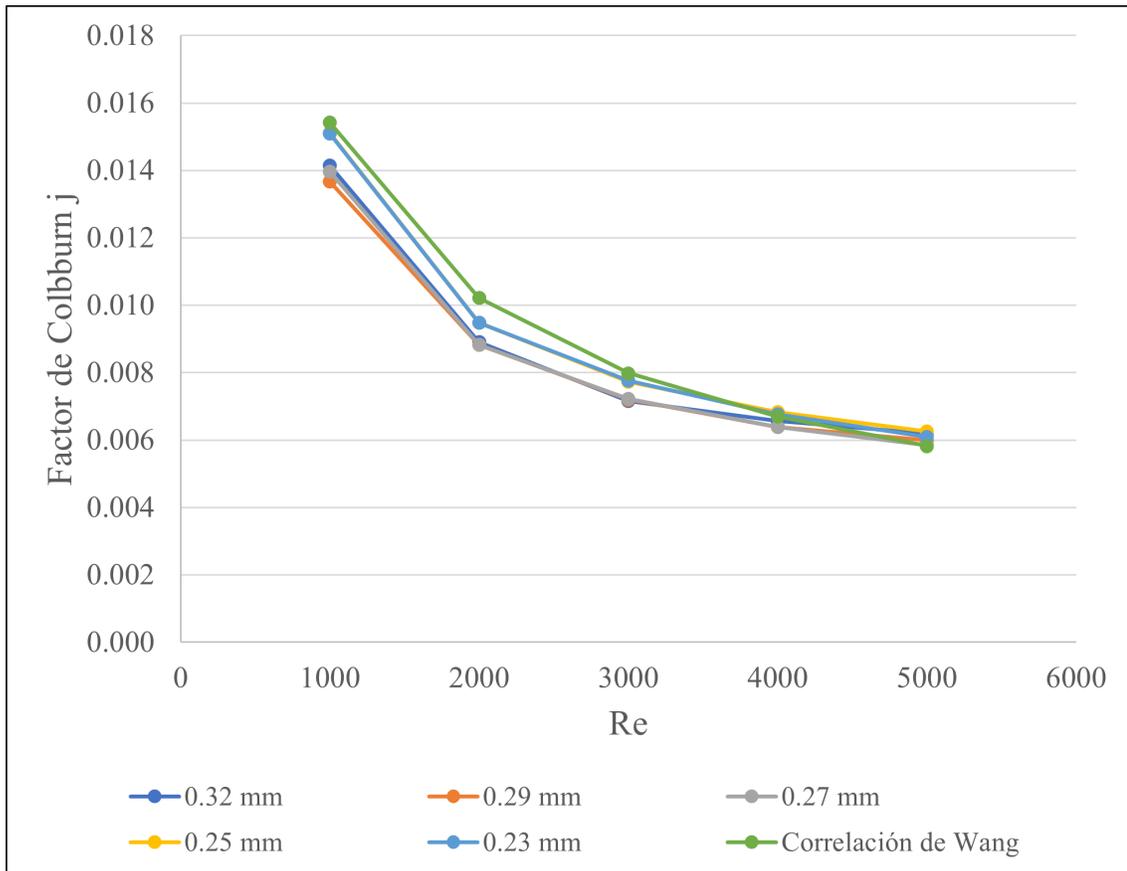


Figura 3.17: Factor de Colburn para cada mallado estudiado.

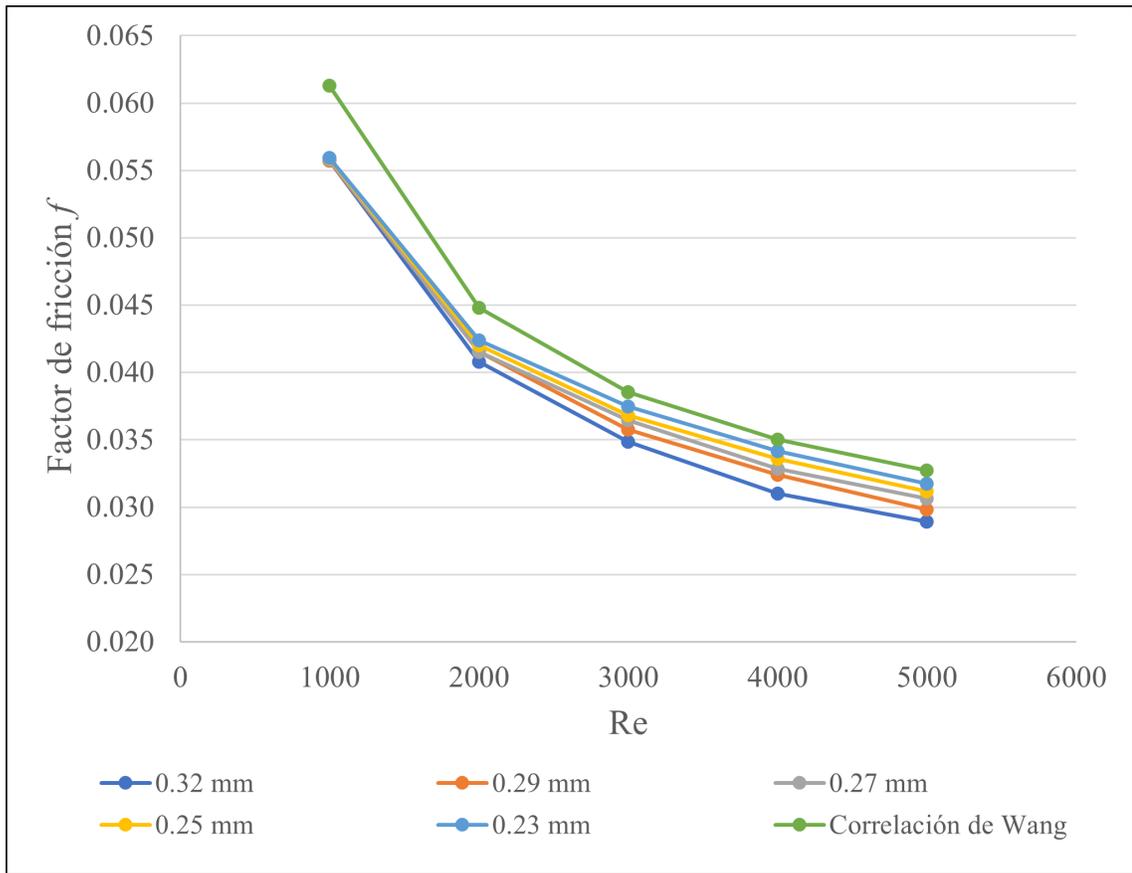


Figura 3.18: Factor de Colburn para cada mallado estudiado.

Capítulo 4

Resultados

A continuación se presentan los resultados obtenidos en cada caso, con un posterior análisis comparativo entre estos a partir de los parámetros planteados en los objetivos del trabajo.

4.1. Resultados

4.1.1. Caso Base

En las Figuras 4.1 y 4.2 se muestran los contornos de flujo de calor transmitido desde la aleta inferior y la aleta superior respectivamente. En primera instancia se puede notar que ambos flujos de calor no presentan mayor diferencia entre sí, lo cual se debe a que la geometría de este modelo no presenta obstáculos a lo largo del canal y las condiciones de borde en ambas aletas son las mismas, por lo que la estructura del flujo es casi idéntica cercano a ambas aletas. En segundo lugar se puede observar que las zonas donde se presenta mayor transferencia de calor es en la entrada y en la zona anterior de los tubos del IC, y en contraparte la zona posterior de los tubos presenta el menor flujo de calor

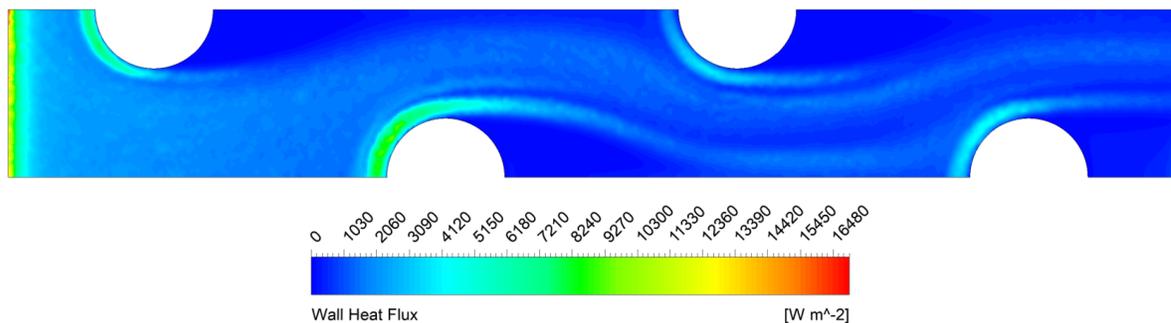


Figura 4.1: Contorno de flujo de calor aleta inferior de modelo base, $Re = 3000$.

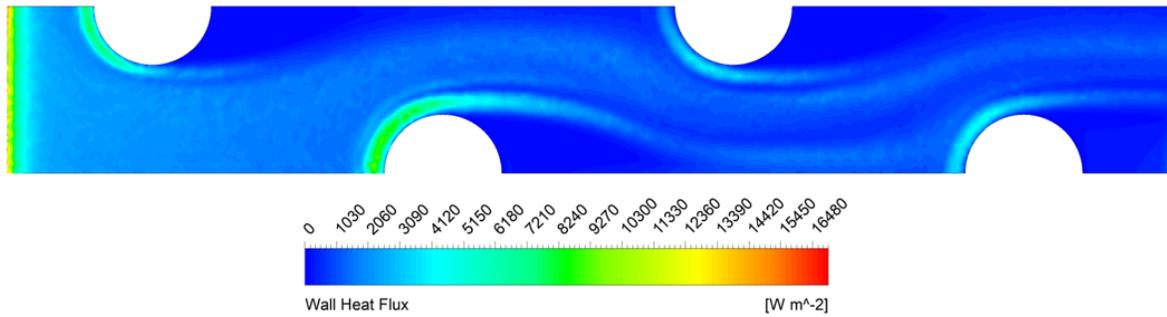


Figura 4.2: Contorno de flujo de calor aleta superior de modelo base, $Re = 3000$.

En la Figura 4.3 se presenta el número de Nusselt transversal promedio en función de la posición longitudinal en el IC, donde se puede observar que el valor máximo para este se logra en la entrada del intercambiador, donde efectivamente predomina la transferencia de calor por convección dada la alta diferencia de temperatura entre el fluido entrante y las aletas del IC. Por otra parte, el número de Nusselt presenta una rápida disminución en su valor presentando 4 crestas a lo largo de la curva, las cuales se generan a partir de la interacción entre el fluido y los 4 tubos circulares, corroborando de esta manera los resultados presentados en las Figuras 4.1 y 4.2.

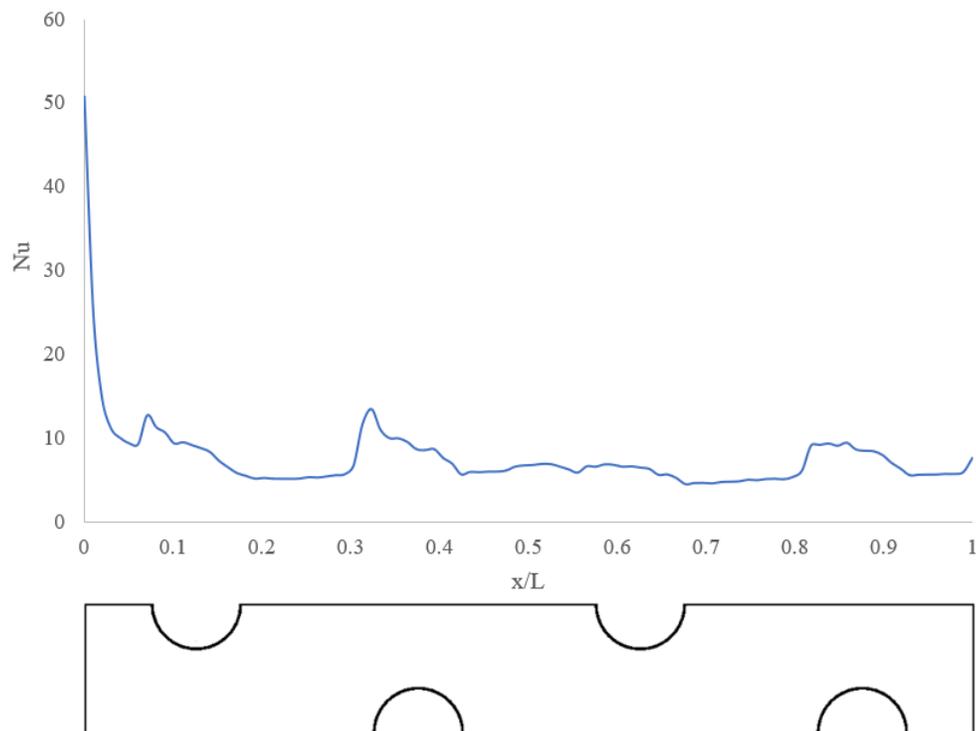


Figura 4.3: Nusselt a lo largo de la aleta de modelo base, $Re = 3000$.

También es importante añadir al análisis la variación de temperatura del aire en el IC en diferentes planos de referencia. En la Figura 4.4 se presenta la variación de temperatura a lo largo del IC en el plano XZ. Notar que el plano se encuentra en $y/T_p = 0.2$ ya que a

esa altura se ubican las alas secundarias de los GVL que se analizarán posteriormente, de esta manera se puede realizar una comparación efectiva entre todos los casos. De la figura se puede observar que la temperatura aumenta considerablemente en la zona posterior de los tubos, lo que indica una zona de recirculación de aire.

De la mano con lo anterior, también se analiza la variación de temperatura a lo largo del IC en el plano XY. Para este caso y los que se analizan posteriormente se fija un plano en $2z/S2 = 0.5$. En la Figura 4.5 se puede notar claramente el perfil de temperatura, y como la capa límite se va desarrollando desde la entrada hasta cerca de la mitad del recorrido. La formación de la capa límite se ve alterada tanto por el régimen turbulento que presenta el aire y por el choque de este con los tubos, denegando el desarrollo completo de la capa límite en el IC.

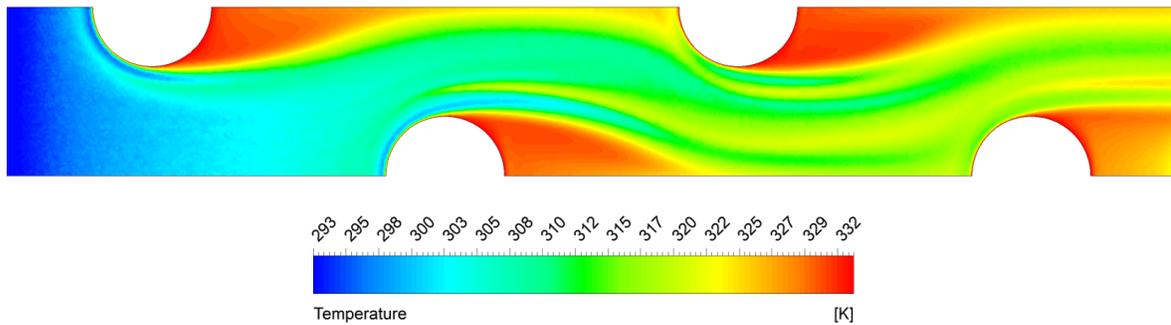


Figura 4.4: Contorno de temperatura de modelo base en plano medio XZ, $y/T_p = 0.2$, $Re = 3000$.

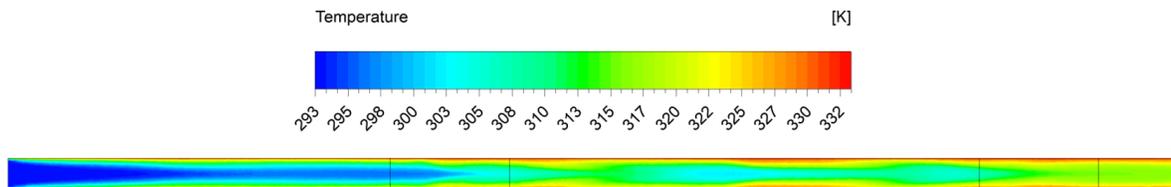


Figura 4.5: Contorno de temperatura de modelo base en plano medio XY, $2z/S2 = 0.5$, $Re = 3000$.

En las Figuras 4.6 y 4.7 se muestra como el flujo de aire interactúa con los tubos a lo largo del IC en vista isométrica. En la Figura 4.6 se presentan las líneas del flujo y con esto observar la generación de vórtices longitudinales a partir del choque entre el aire y los tubos, en el segundo tubo se puede apreciar como estos comienzan a formarse. De igual manera se puede ver en los contornos de temperatura como estos vórtices claramente perturban y separan la capa límite en los bordes de la aleta y los tubos, intensificando la mezcla del fluido y por ende aumentando la temperatura en dichas zonas. Es importante notar que también se generan vórtices por el choque con el cuarto tubo, pero estos son de menor tamaño en comparación a los formados por el tercer tubo donde se presentan 4 remolinos de mayor tamaño.

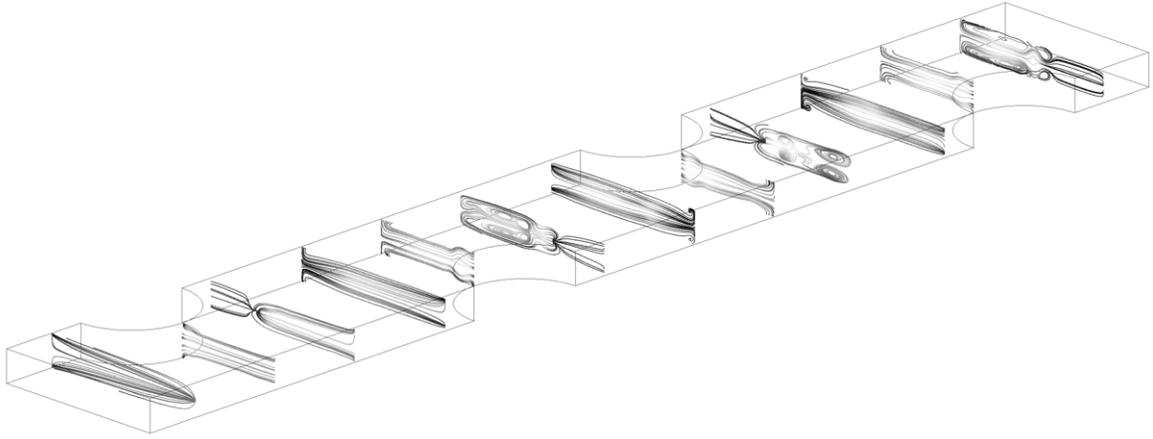


Figura 4.6: Líneas de flujo de modelo base en planos YZ, $Re = 3000$.

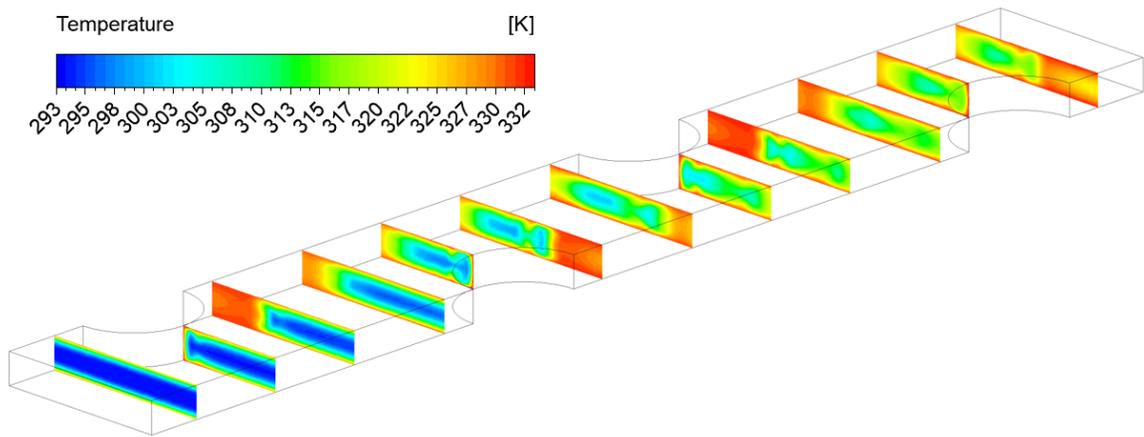


Figura 4.7: Contornos de temperatura de modelo base en planos YZ, $Re = 3000$.

A partir de la Figura 4.8 se puede visibilizar todo el fenómeno anteriormente explicado, en la zona posterior de los tubos se observa que la velocidad es muy baja correspondiendo a las zonas de recirculación, donde se aumenta la temperatura localmente y en consecuencia disminuye la transferencia de calor global.

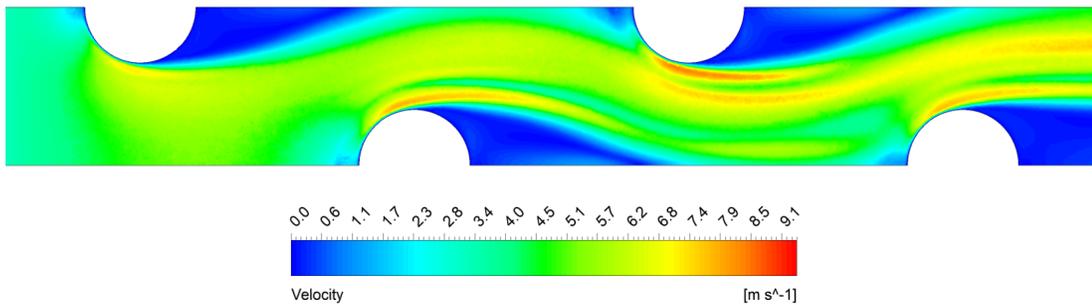


Figura 4.8: Contorno de velocidad de modelo base en plano XZ, $y/T_p = 0.2$, $Re = 3000$.

4.1.2. Caso 1

A continuación se presentan los resultados correspondientes al modelo con GVL tipo delta winglet plano, en las Figuras 4.9 y 4.10 se muestra el flujo calorífico a lo largo del IC en la aleta inferior y superior respectivamente. En la primera imagen se puede notar como el flujo de calor aumenta en la zona posterior de cada GVL, donde en el primer y segundo GVL el aire presenta una mayor intensificación en la transferencia de calor, a diferencia del tercer y cuarto GVL donde el flujo calorífico presenta un menor aumento. Por otra parte, en la segunda imagen se puede observar que el comportamiento anteriormente descrito se repite para la aleta superior, pero con menor magnitud en comparación a la aleta inferior. Es importante notar que en la zona central del flujo, se puede apreciar dos contornos principales con una alta tasa de transferencia de calor, no obstante en la aleta superior estas permanecen siendo de menor intensidad. Esto es fundamental ya que da una noción de la existencia de dos vórtices longitudinales de larga duración que se extienden desde el primer GVL hasta el último.

De igual manera es importante destacar que al igual que en el modelo base, en la zona anterior de los tubos se presenta una alta fluctuación de la transferencia de calor, particularmente en el segundo tubo.

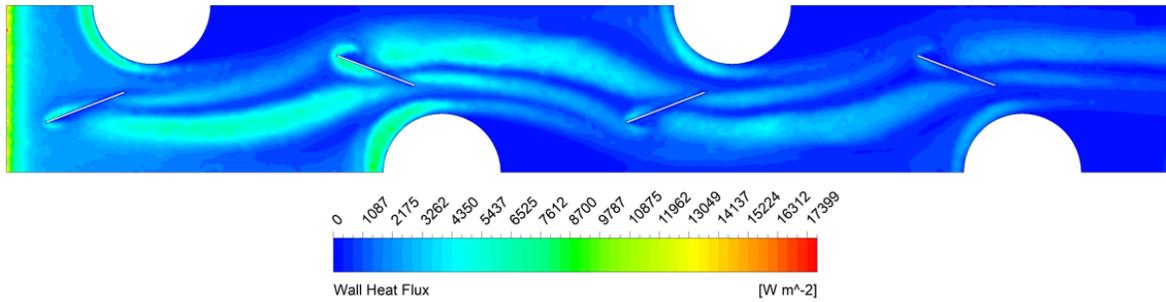


Figura 4.9: Contorno de flujo de calor aleta inferior de modelo GVL tipo delta, $Re = 3000$.

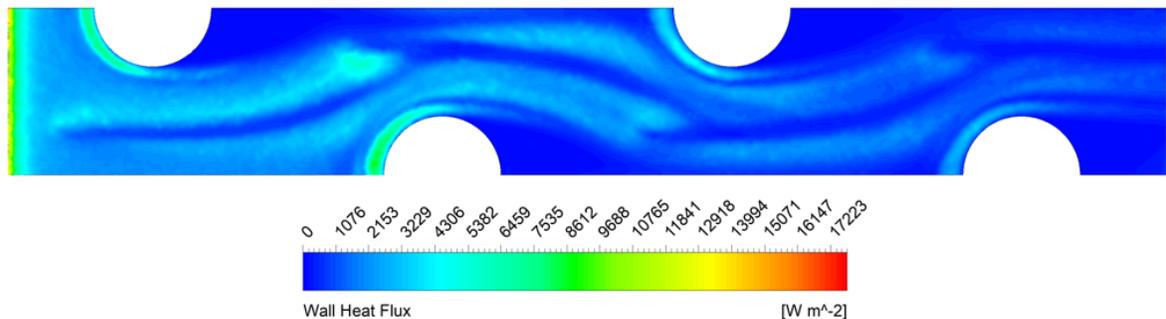


Figura 4.10: Contorno de flujo de calor aleta superior de modelo GVL tipo delta, $Re = 3000$.

En la Figura 4.11 se puede ver desde otra perspectiva lo planteado en los contornos de flujo de calor, donde se presenta el gráfico del número de Nusselt en función de la posición longitudinal en el IC. Del gráfico se puede observar al igual que en el modelo base que el valor máximo se encuentra a la entrada del IC, seguido de una abrupta disminución hasta la zona del primer tubo donde se produce un aumento en la transferencia de calor debido a la acción del GVL y del tubo. También es claro notar que luego de cada GVL se intensifica la transferencia de calor dado que las 4 crestas principales de la curva presentan un valor mayor que en el modelo base, lo cual se atribuye primeramente a la presencia de los GVL. Es importante señalar que el valor máximo se alcanza en el tercer tubo, zona coincidente con las estela de larga duración generadas por el primer y segundo GVL observadas en las Figuras 4.9 y 4.10.

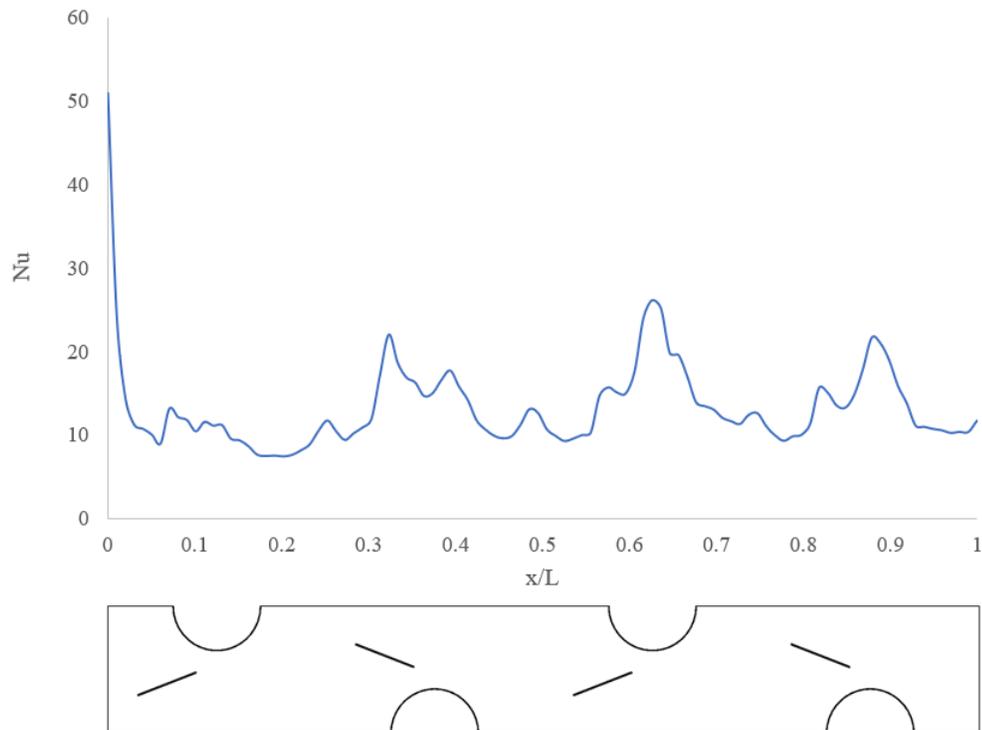


Figura 4.11: Nusselt a lo largo de la aleta de modelo GVL tipo delta, $Re = 3000$.

Analizando el contorno de temperatura en el plano XZ (ver Figura 4.12) se puede observar en primera instancia como la interacción del aire con los GVL afecta directamente el campo de temperatura aumentando los valores de esta tanto aguas arriba como aguas abajo del IC, lo cual es fácilmente apreciable en la temperatura de salida al compararla con la del caso base.

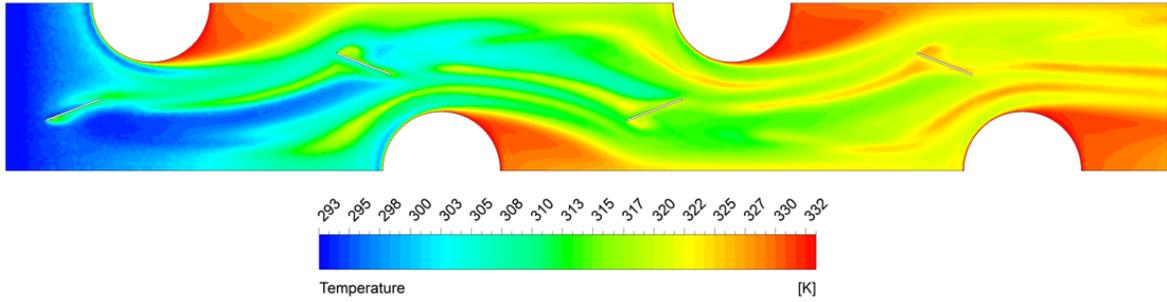


Figura 4.12: Contorno de temperatura de modelo GVL tipo delta en plano medio XZ, $y/T_p = 0.2$, $Re = 3000$.

Por otra parte, al analizar el contorno de temperaturas en el plano XY en la Figura 4.13 se puede observar claramente la capa límite al inicio del IC, donde esta se separa rápidamente al interactuar con el primer GVL, siendo interrumpida la formación una nueva capa límite reiteradas veces dada la presencia de los GVL aguas abajo, dando paso a una mejor mezcla del fluido y un aumento en la temperatura tanto aguas arriba como aguas abajo.

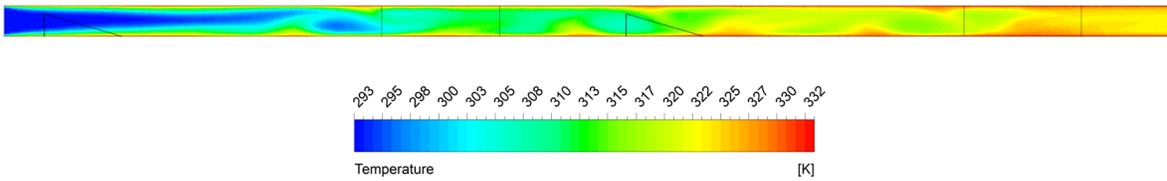


Figura 4.13: Contorno de temperatura de modelo GVL tipo delta en plano medio XY, $2z/S2 = 0.5$, $Re = 3000$.

En la Figura 4.14 puede observarse claramente la formación de vórtices a partir de la interacción del fluido con los GVL, estos presentan mayor intensidad en comparación a los que se forman a partir del choque con los tubos, y además tienen mayor duración ya que estos pueden apreciarse a tanto aguas arriba como aguas abajo del IC. Es interesante notar que seguido de los GVL se puede notar la clara formación de 2 torbellinos principales de gran intensidad, que como se mencionó anteriormente, corresponden a las dos estelas de alta transferencia de calor que presentadas en las Figuras 4.9 y 4.10.

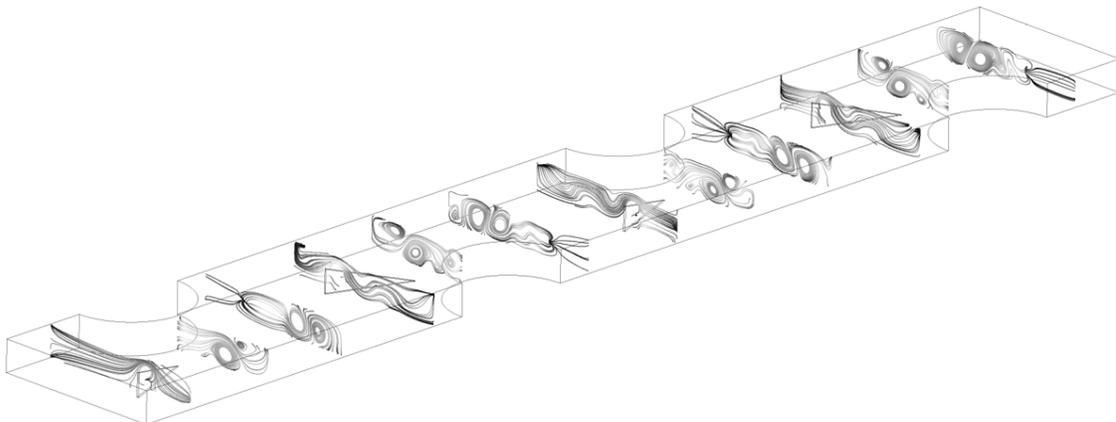


Figura 4.14: Líneas de flujo de modelo GVL tipo delta en planos YZ, $Re = 3000$.

A partir de los contornos de temperatura en planos transversales a la dirección del flujo es posible apreciar todos los fenómenos anteriormente descritos. En la Figura 4.15 se puede observar como desde el primer GVL aumenta la temperatura del aire que lo rodea, y seguido de esto la formación de vorticidades, mejorando la mezcla del fluido desde los inicios del IC dando como resultado un campo de temperaturas mucho mayor y más uniforme.

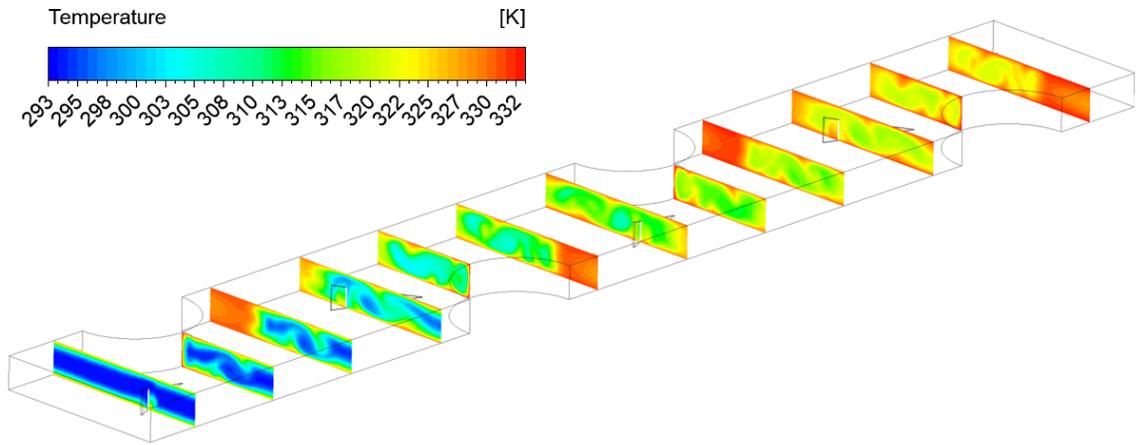


Figura 4.15: Contornos de temperatura de modelo GVL tipo delta en planos YZ, $Re = 3000$.

En último lugar se puede ratificar a partir de la Figura 4.16 como la zona de recirculación en el lado posterior de los tubos es más pequeña que las que se forman en el modelo base, lo cual se debe principalmente a que los GVL tienen un efecto de guía además la vorticidad implícita generada sobre el aire al chocar con los GVL, haciendo que el fluido sea direccionado hacia la zona final de recirculación, mejorando la mezcla de aire en dicha región y aumentando la temperatura en cierta proporción.

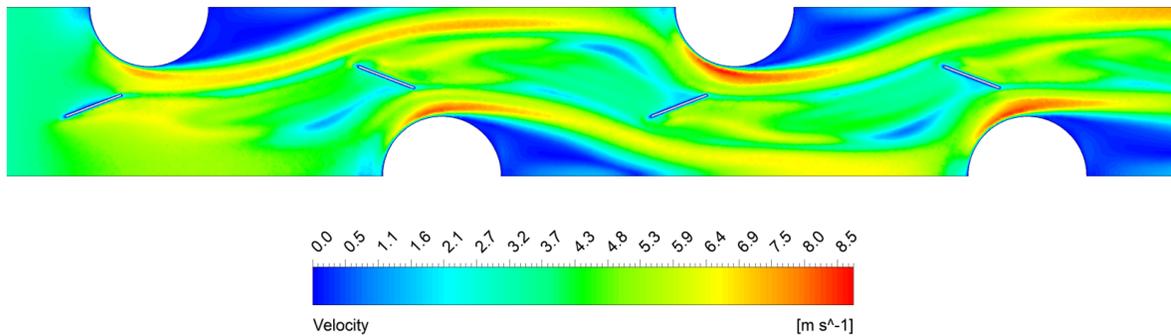


Figura 4.16: Contorno de velocidad de modelo GVL tipo delta en plano XZ, $y/T_p = 0.2$, $Re = 3000$.

4.1.3. Caso 2

A continuación se presentan los resultados correspondientes al IC con GVL tipo delta curvos. En la Figura 4.17 se muestra el flujo de calor en la aleta inferior a lo largo del IC, se puede observar claramente el aumento en la transferencia de calor luego del primer GVL, donde también se puede ver la formación de dos estelas principales de alto flujo calorífico que conforme el aire avanza a la salida de la aleta e interactúa con los demás GVL la transferencia de calor en estas se ve ligeramente disminuida. Asimismo en la Figura 4.18 se puede observar el mismo comportamiento en la aleta inferior, donde se aprecian las dos estelas principales pero estas son de menor intensidad comparadas con las de la aleta superior, además se puede ver un aumento en el flujo de calor en la zona anterior de los tubos, lo cual no ocurre de la misma manera en la aleta superior.

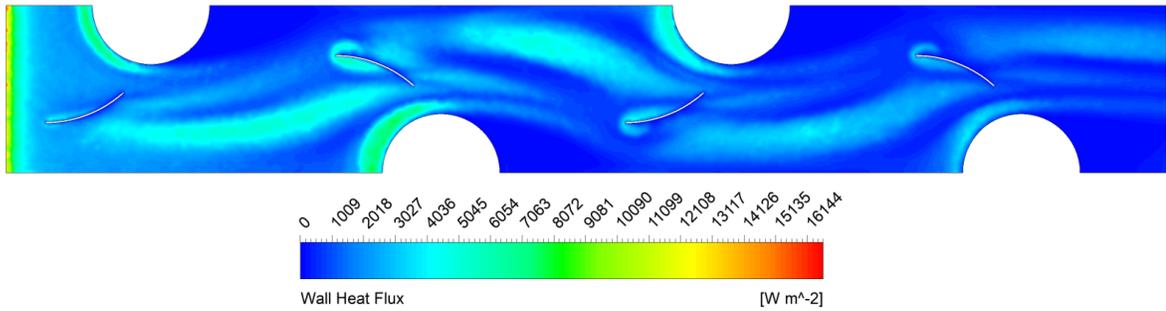


Figura 4.17: Contorno de flujo de calor aleta inferior de modelo GVL tipo delta curvo, $Re = 3000$.

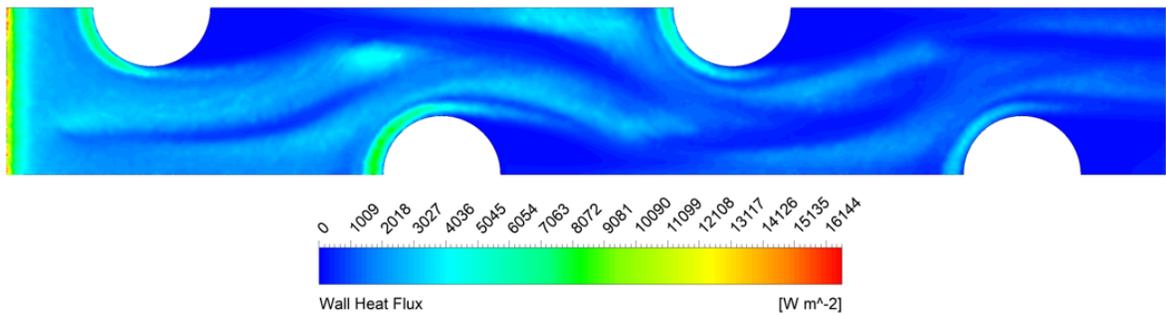


Figura 4.18: Contorno de flujo de calor aleta superior de modelo GVL tipo delta curvo, $Re = 3000$.

En la Figura 4.19 se presenta el número de Nusselt transversal promedio en función de la posición longitudinal en el IC. En primer lugar se puede notar que el valor máximo se alcanza en la entrada del intercambiador de calor, luego desciende hasta que el fluido se encuentra con el primer GVL donde se ve un pequeño aumento en el número de Nusselt. No obstante para el segundo, tercer y cuarto GVL se ve un aumento considerable y casi idéntico en el número de Nusselt alcanzando un valor cercano a 20, siendo el mayor para el tercer GVL.

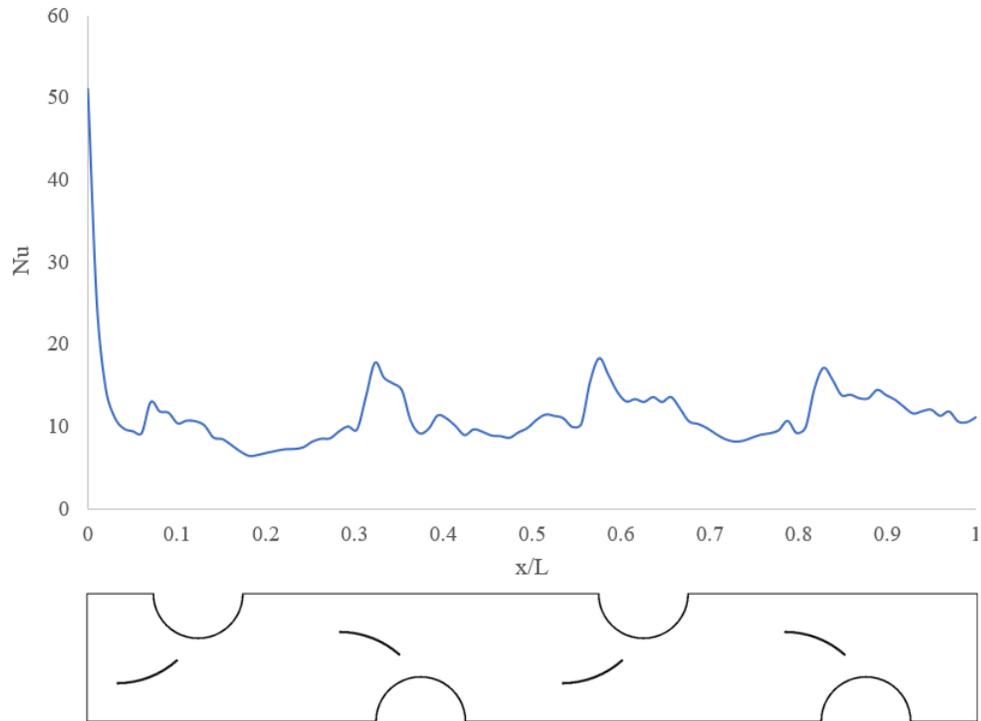


Figura 4.19: Nusselt a lo largo de la aleta de modelo GVL tipo delta curvo, $Re = 3000$.

A partir del contorno de temperaturas en el plano XZ que se muestra en la Figura 4.20 se puede observar como la temperatura aumenta debido al posicionamiento de los GVL. Además se puede notar que la distribución de temperatura a lo largo del IC presenta un contorno más suave a diferencia del caso 1 donde los GV al ser planos generan mayor desorden en el flujo.

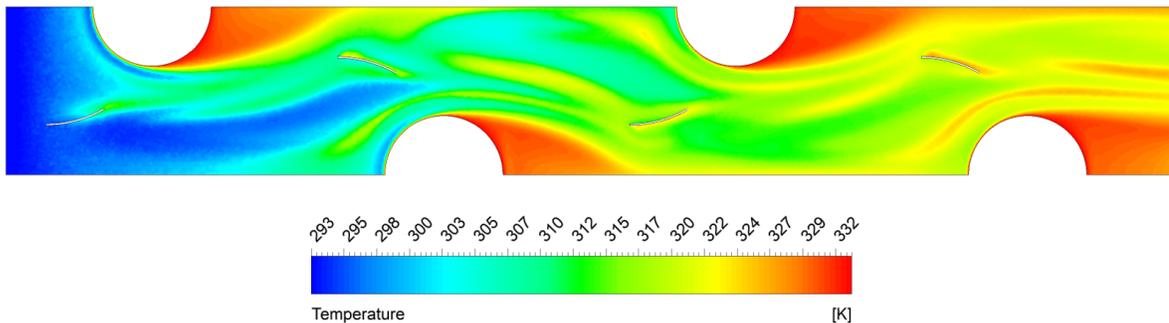


Figura 4.20: Contorno de temperatura de modelo GVL tipo delta curvo en plano medio XZ, $y/T_p = 0.2$, $Re = 3000$.

De la Figura 4.21 se puede observar en primera instancia que la capa límite alcanza a desarrollarse un mayor tramo al alcanzado en el caso 1, además se puede notar que a lo largo del IC la mezcla del fluido no es mayor a la del caso anterior, donde se puede ver que a lo largo de la figura se presentan contornos de mayor temperatura y más uniformes, además en el último tramo se visualizan capas de alta temperatura de mayor grosor a diferencia del caso 2. Por otra parte, se puede notar que la temperatura de salida en el caso no supera a la temperatura de salida del caso 1.

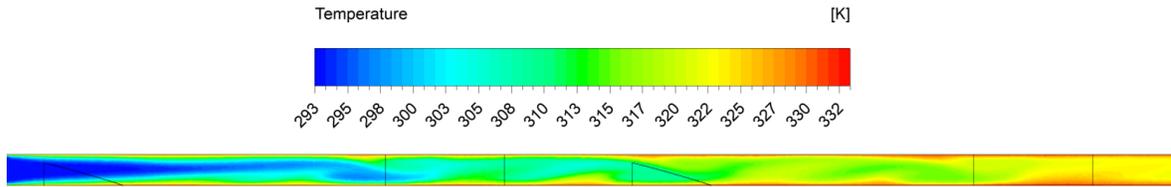


Figura 4.21: Contorno de temperatura de modelo GVL tipo delta curvo en plano medio XY, $2z/S2 = 0.5$, $Re = 3000$.

Al analizar las líneas de flujo para el modelo en estudio, a partir de la Figura 4.22 se puede observar la formación de 2 remolinos después del primer, segundo, tercer y cuarto GVL. En el primer GVL se forma un vórtice en la parte superior y uno en la parte inferior de mayor intensidad que luego se expande dada la extensión del IC en la zona posterior del primer tubo. En el segundo GVL se observa nuevamente la formación de 2 remolinos que se ubican cercanos a la pared izquierda, además de la disrución que se forma en la zona de recirculación que favorece la mezcla y el aumento de temperatura en ese punto. Ya para el tercer y cuarto GVL se puede observar la formación de vórtices con el mismo comportamiento los cuales presentan una menor intensidad que los anteriores.

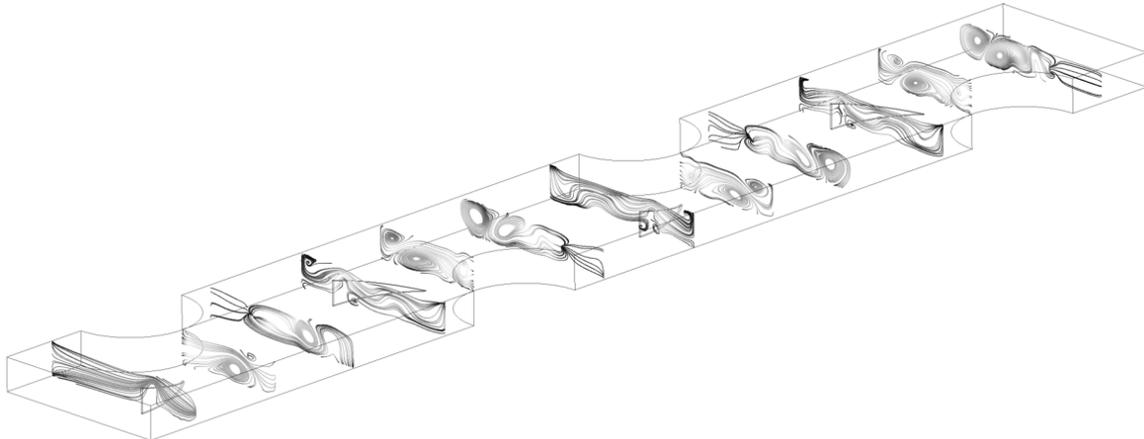


Figura 4.22: Líneas de flujo de modelo GVL tipo delta curvo en planos YZ, $Re = 3000$.

Al igual forma que en el caso anterior, al analizar los contornos de temperatura en la Figura 4.23 se puede observar como la temperatura comienza a aumentar desde aguas arriba del IC, donde seguido del primer GVL se puede notar como el contorno de temperatura presenta vorticidades y estas inducen la mezcla del fluido, mejorando la transferencia de calor, de igual manera ocurre el mismo fenómeno aguas abajo del intercambiador de calor.

Finalmente en la Figura 4.24 se puede notar como la zona de recirculación disminuye de tamaño, lo cual se debe a la forma curva que presentan los GVL en este caso, al presentar una curva hacia la punta del GVL el aire se ve direccionado de forma suave hacia la zona posterior del tubo, causando que se renueve una pequeña porción del aire recirculando en esa región.

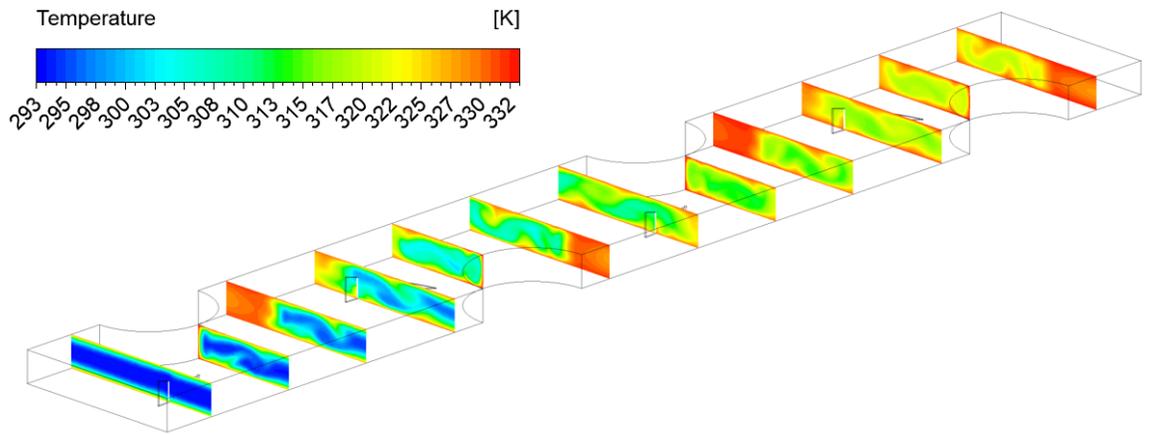


Figura 4.23: Contornos de temperatura de modelo GVL tipo delta curvo en planos YZ, $Re = 3000$.

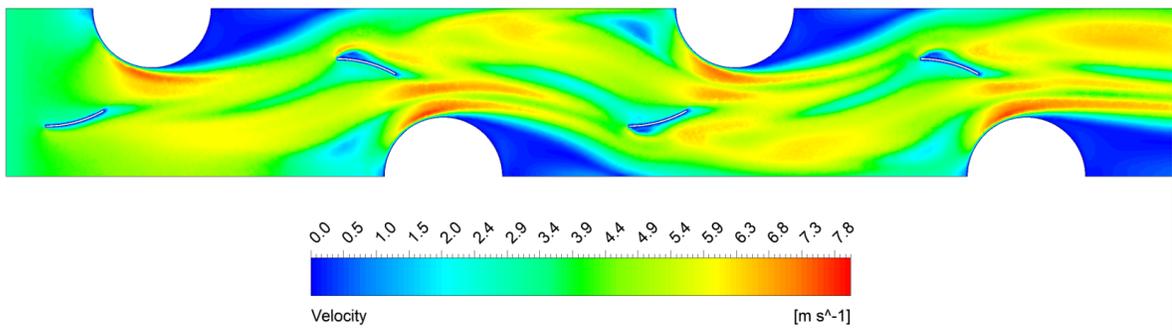


Figura 4.24: Contorno de velocidad de modelo GVL tipo delta curvo en plano XZ, $y/T_p = 0.2$, $Re = 3000$.

4.1.4. Caso 3

A continuación se presentan los resultados del primer modelo con GVL novedoso, correspondiente al GVL tipo delta winglet con ala secundaria. En las Figuras 4.25 y 4.26 se presenta el flujo de calor en las aletas inferior y superior del modelo, respectivamente, donde en primera instancia se puede observar que los contornos presentan un comportamiento similar al del modelo sin ala secundaria. A la entrada del IC se presenta el mayor intercambio de calor, a continuación se forman las dos estelas principales (asociadas a los vórtices generados) de alto flujo calorífico, siendo considerablemente mayor en los dos primeros GVL. Al analizar los colores y el grosor del contorno que se forma en la zona anterior de los tubos se puede extraer que el flujo de calor en la aleta inferior es levemente superior al del modelo sin ala secundaria (ver Figuras 4.9 y 4.10), no así en la aleta superior.

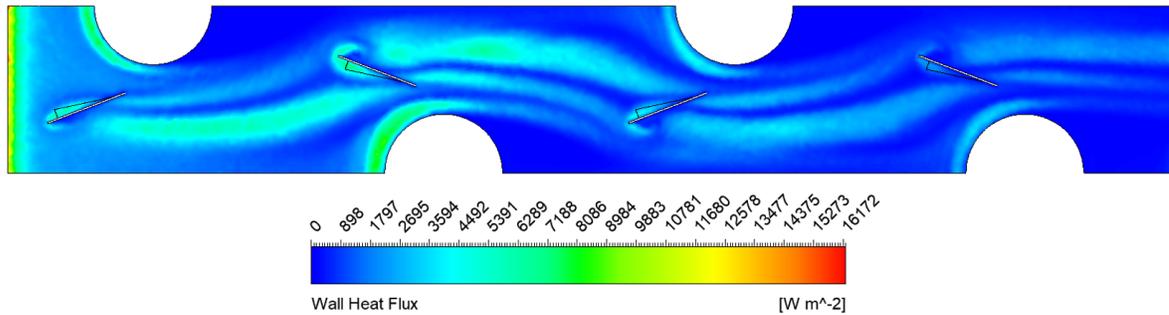


Figura 4.25: Contorno de flujo de calor aleta inferior de modelo GVL tipo delta con ala secundaria, $Re = 3000$.

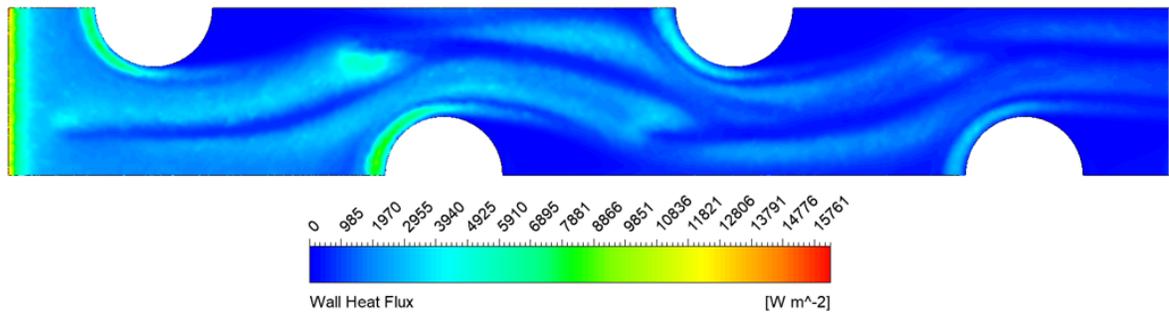


Figura 4.26: Contorno de flujo de calor aleta superior de modelo GVL tipo delta con ala secundaria, $Re = 3000$.

En la Figura 4.27 se muestra el número de Nusselt transversal promediado a lo largo del IC, donde en primer lugar se puede ver que el valor máximo nuevamente se logra en la entrada de la aleta, posteriormente este valor disminuye abruptamente aumentando levemente en el primer tubo. Los máximos para el número de Nusselt asociados al segundo y tercer tubo presentan valores similares, siendo para el cuarto tubo menor a los dos anteriores. Notar que al igual que los casos anterior el valor máximo para el número de Nusselt se encuentra en el tercer tubo.

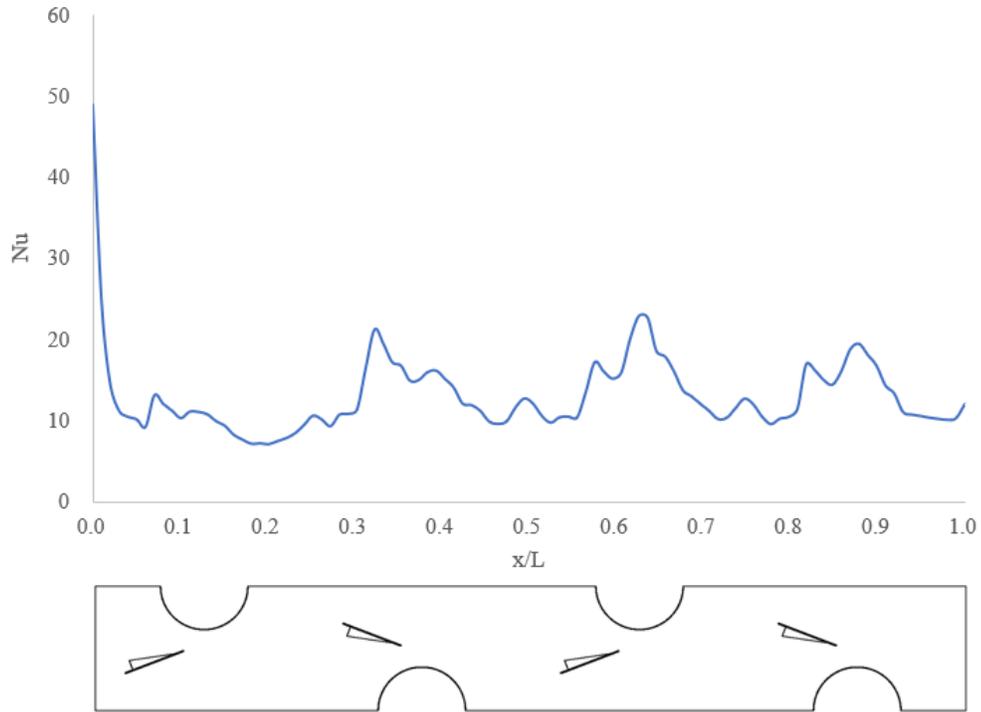


Figura 4.27: Nusselt a lo largo de la aleta de modelo GVL tipo delta con ala secundaria, $Re = 3000$.

A partir del campo de temperaturas en el plano XZ en la Figura 4.28 se puede observar como la presencia de los generadores aumenta la temperatura aguas arriba del IC a partir de la intensificación en la transferencia de calor. En la zona posterior de los tubos se nota una concentración de alta temperatura dada la ausencia de recirculación del aire, además es posible apreciar como las dos estelas generadas en el primer GVL, visualizadas en las Figuras 4.25 y 4.26, perduran a lo largo del IC, intensificando la mezcla del fluido y aumentando la temperatura durante el recorrido de dichas estelas.

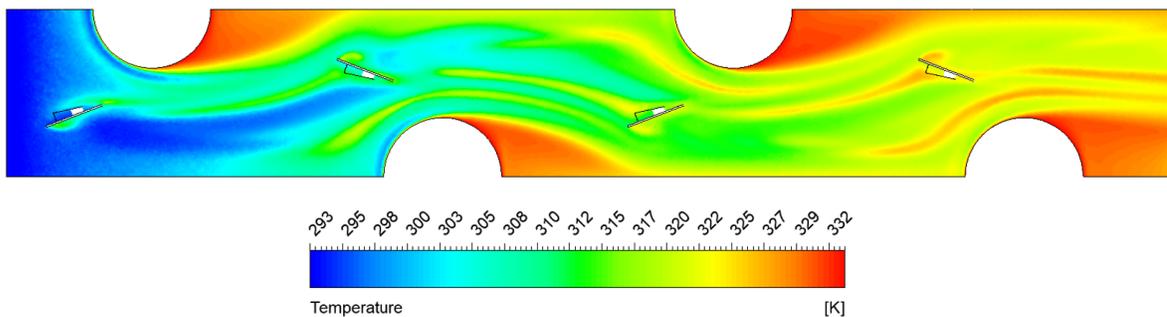


Figura 4.28: Contorno de temperatura de modelo GVL tipo delta en plano medio XZ, $y/T_p = 0.2$, $Re = 3000$.

De la Figura 4.29 se puede observar como la formación de la capa límite se ve interrumpida cerca del segundo GVL, donde es posible apreciar como la mezcla del fluido se intensifica aumentando la temperatura cercana a la aleta inferior, por lo demás se puede ver como en el segundo tubo la temperatura del aire pasa de un color azulado a un verde intenso, haciendo notar un claro aumento de la temperatura lo cual se justifica a partir de la mejora en la mezcla del aire.

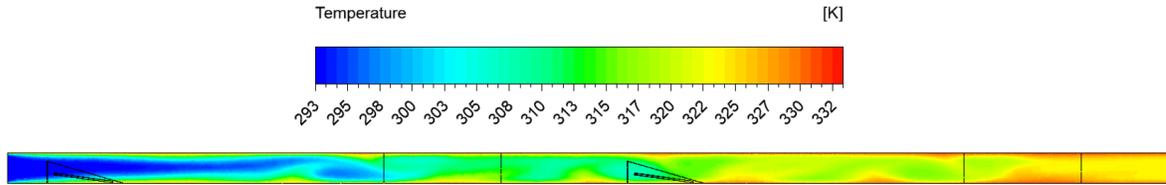


Figura 4.29: Contorno de temperatura de modelo GVL tipo delta en plano medio XY, $2z/S2 = 0.5$, $Re = 3000$.

En la Figura 4.30 se presentan las líneas del flujo en planos transversales para el caso en estudio, en primera instancia se pueden apreciar los vórtices principales de mayor tamaño que se generan a partir del choque del flujo con los GVL. Por otra parte se puede observar al igual que en los casos anteriores la formación de remolinos adicionales en la zona de los planos perpendiculares a los tubos debido al impacto que presenta el aire con estos.

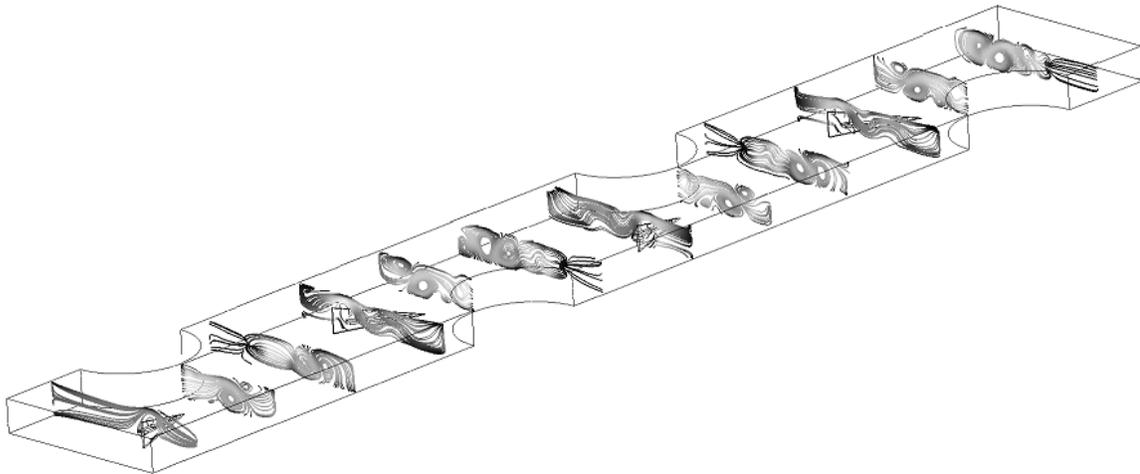


Figura 4.30: Líneas de flujo de modelo GVL tipo delta en planos YZ, $Re = 3000$.

Con respecto a los contornos de temperatura transversales, de la Figura 4.31 se puede notar en primer lugar como a lo largo del IC mejora considerablemente la mezcla del flujo y por ende se ve un aumento en la temperatura. Además es posible apreciar en la vecindad del ala secundaria de todos los GVL un leve incremento en la temperatura, dando un indicio de como el ala secundaria si tiene un efecto positivo en la mixtura del aire.

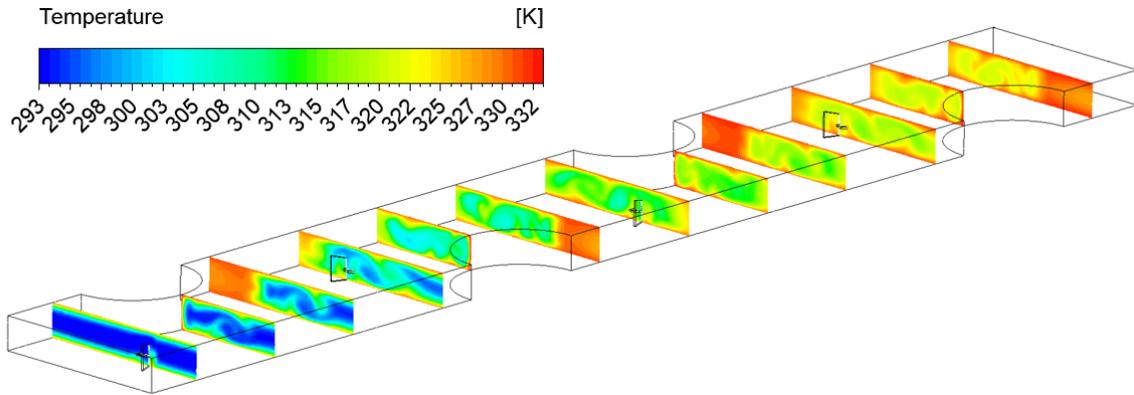


Figura 4.31: Contornos de temperatura de modelo GVL tipo delta en planos YZ, $Re = 3000$.

Del contorno de velocidad para el caso actual (ver Figura 4.32) se puede ver que el comportamiento del campo de velocidades es casi idéntico al del modelo delta sin ala secundaria. Existe una diminuta diferencia en el tamaño de la zona de recirculación posterior de los tubos, siendo de menor tamaño en el modelo delta con ala secundaria.

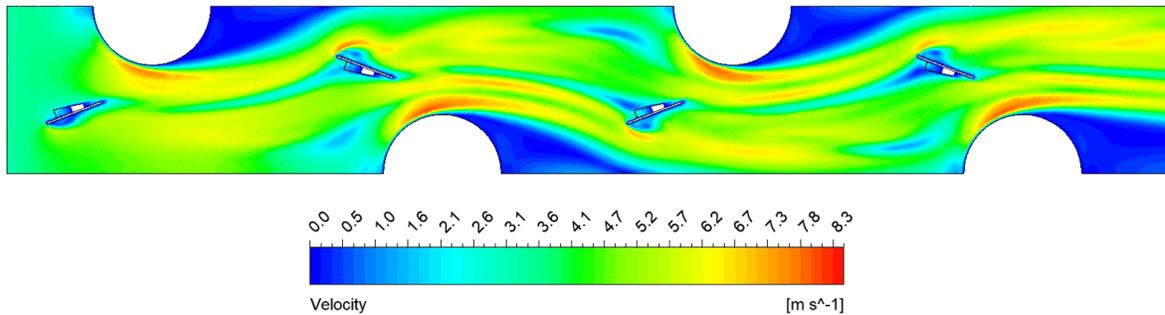


Figura 4.32: Contorno de velocidad de modelo GVL tipo delta en plano XZ, $y/T_p = 0.2$, $Re = 3000$.

4.1.5. Caso 4

En las Figuras 4.33 y 4.34 se puede notar en primer lugar que la zona de máximo flujo de calor se da en la entrada del IC, siguiendole la zona anterior del primer y segundo tubo. En segundo lugar se puede observar de igual manera y a simple vista como efectivamente el flujo de calor aumenta a lo largo del canal dada la presencia de los GVL, no obstante a partir de los colores del campo se puede ver que el flujo calorífico posterior a los dos primeros GVL presenta menor intensidad que en el caso de los GVL curvo sin ala secundaria.

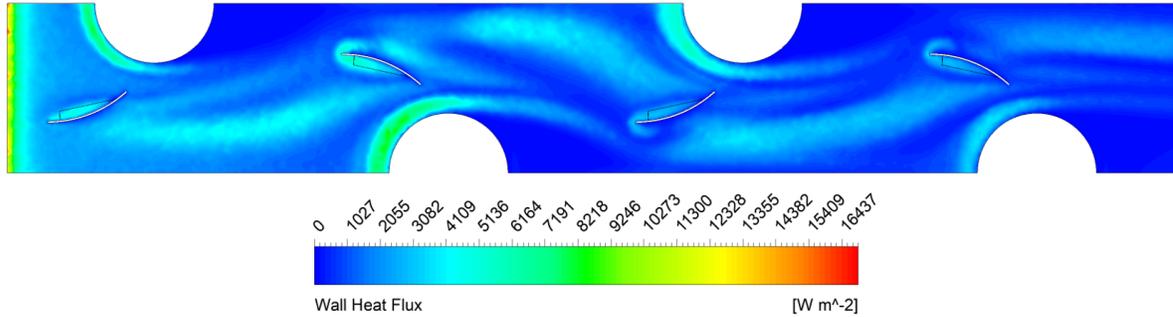


Figura 4.33: Contorno de flujo de calor aleta inferior de modelo GVL tipo delta curvo con ala secundaria, $Re = 3000$.

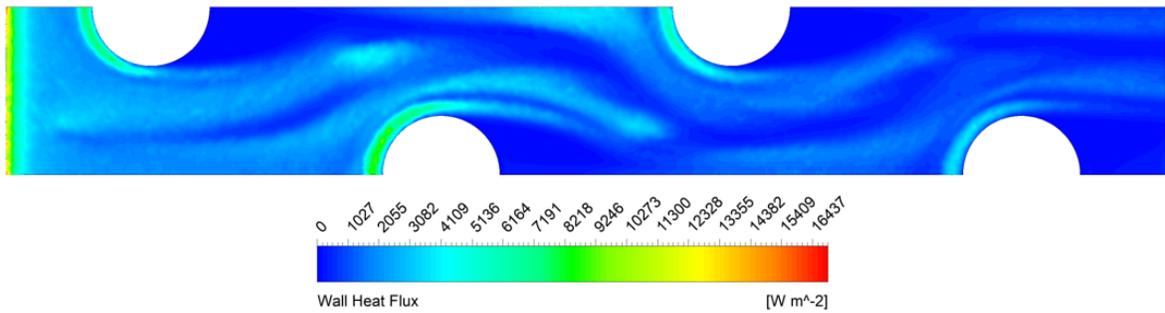


Figura 4.34: Contorno de flujo de calor aleta superior de modelo GVL tipo delta curvo con ala secundaria, $Re = 3000$.

Al analizar el número de Nusselt transversal promedio en la Figura 4.35 se puede ver claramente como el máximo se da en la entrada, coincidiendo con lo mostrado anteriormente. En segundo lugar se puede observar 4 montes principales asociados al aumento de la transferencia de calor por la interacción del aire con los GVL y los tubos del IC, donde el que presenta el mayor valor corresponde al segundo tubo, siendo consistente con lo presentado anteriormente en las Figuras 4.33 y 4.34.

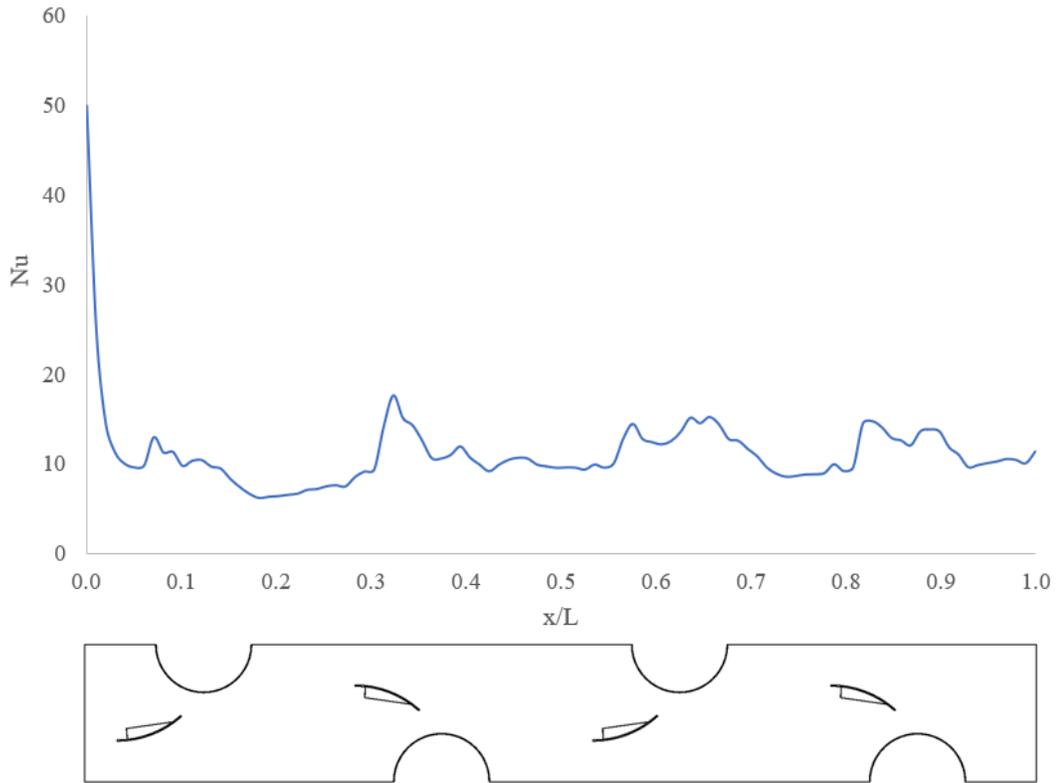


Figura 4.35: Nusselt a lo largo de la aleta de modelo GVL tipo delta curvo con ala secundaria, $Re = 3000$.

En la Figura 4.36 se muestra la distribución de temperatura en el plano XZ. Conforme el flujo de aire avanza a lo largo del IC la temperatura aumenta constantemente, lo cual se debe directamente al calor que transfieren los tubos y la acción que generan los GVL sobre el aire. Se puede observar las zonas de alta temperatura en el lado posterior de los tubos dada la recirculación de aire en esa vecindad.

Por otra parte, en la distribución de temperatura en el plano XY en la Figura 4.37 se puede observar como la capa límite del flujo se separa aguas arriba llegando al segundo tubo del IC, además, se puede notar aguas abajo la intensificación de la mezcla del flujo al aumentar la temperatura en capas mas gruesas paralelas a las aletas.

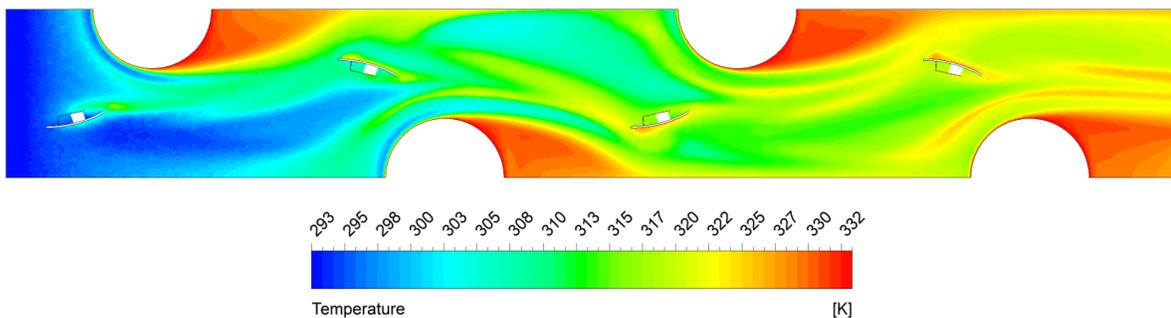


Figura 4.36: Contorno de temperatura de modelo GVL tipo delta curvo con ala secundaria en plano medio XZ, $y/T_p = 0.2$, $Re = 3000$.

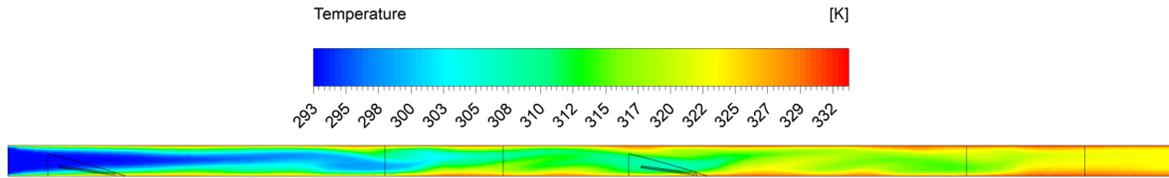


Figura 4.37: Contorno de temperatura de modelo GVL tipo delta curvo con ala secundaria en plano medio XY, $2z/S2 = 0.5$, $Re = 3000$.

Al analizar las líneas de flujo en la Figura 4.38 es posible observar la formación de vórtices en el aire luego de interactuar con los GVL, los vórtices generados luego del primer GVL no presentan un diámetro muy grande, no así los que se forman posteriormente. Además cabe destacar que algunos de los vórtices formados posteriormente tienen una forma alargada hacia los costados del IC. A diferencia del caso anterior no se presenta un efecto notorio en la formación de vórtices producto de las alas secundarias de los GVL, en el cuarto GVL puede verse como el ala genera un vórtice de tamaño pequeño que se prolonga por el borde del cuarto tubo del IC.

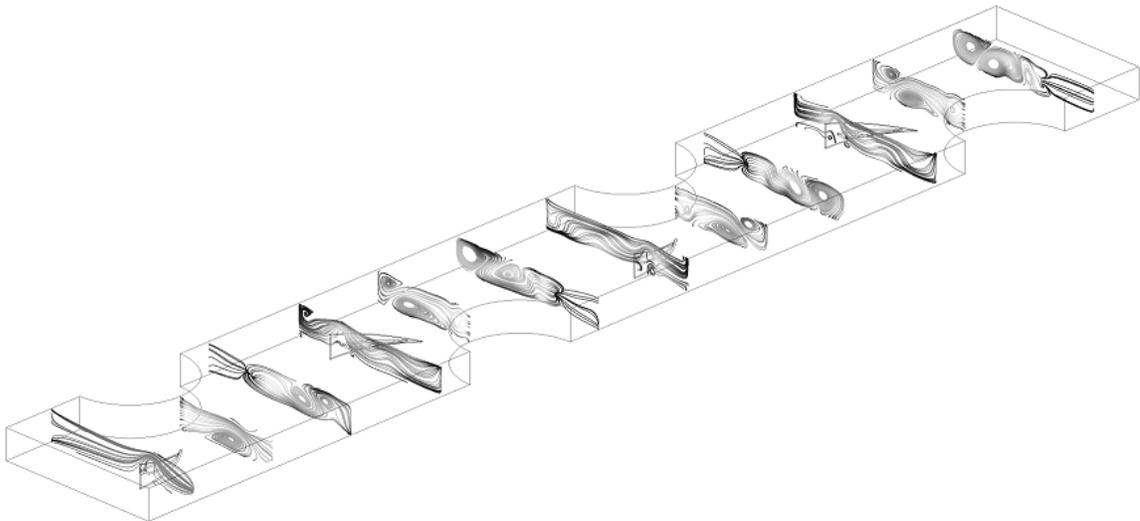


Figura 4.38: Líneas de flujo de modelo GVL tipo delta curvo con ala secundaria en planos YZ, $Re = 3000$.

En los contornos transversales de temperatura presentados en la Figura C.5 puede observarse el efecto que causan la formación de vórtices a lo largo del IC, donde pueden distinguirse los remolinos formados a partir de los GVL y como estos intensifican la mezcla y por ende aumentan la temperatura del aire

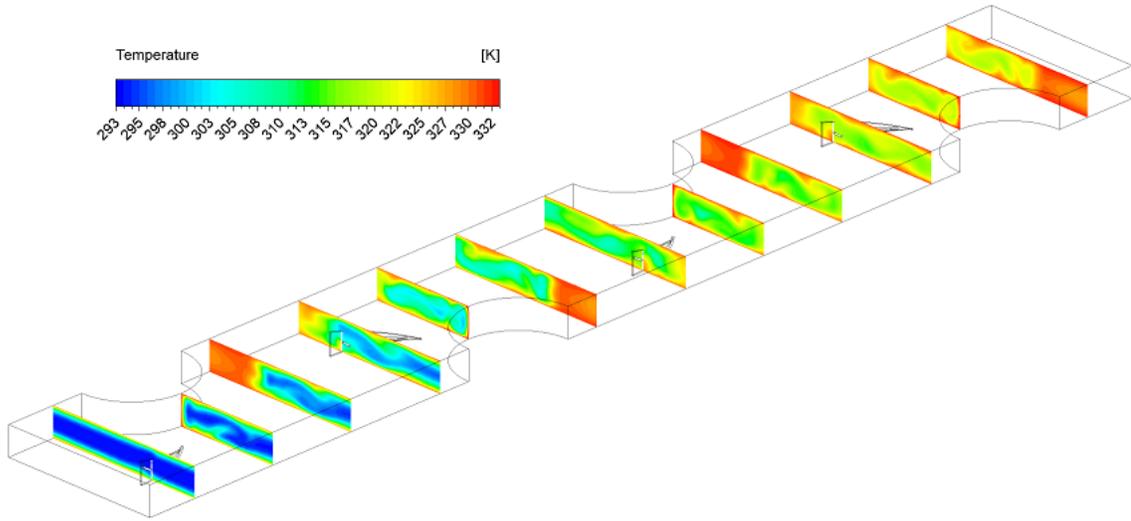


Figura 4.39: Contornos de temperatura de modelo GVL tipo delta curvo con ala secundaria en planos YZ, $Re = 3000$.

Finalmente a partir del campo de velocidades en el plano XZ (ver Figura 4.40) se puede verificar que no existe mayor diferencia con la del caso que no presenta alas secundarias, consecuentemente con esto la zona de recirculación tampoco presenta mayor diferencia.

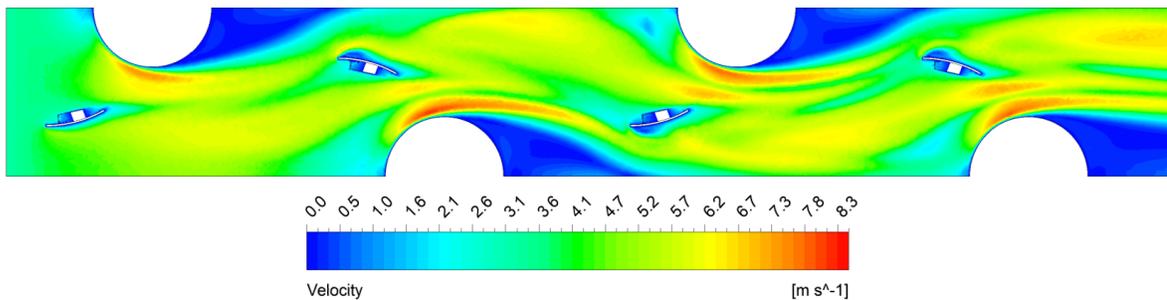


Figura 4.40: Contorno de velocidad de modelo GVL tipo delta curvo con ala secundaria en plano XZ, $y/T_p = 0.2$, $Re = 3000$.

4.2. Análisis comparativo

A continuación se presenta la comparación de resultados entre todos los casos estudiados a partir de la temperatura, flujo de calor, factor de Colburn, factor de fricción, factor de rendimiento térmico y factor de rendimiento de transferencia de calor en función de la potencia de bombeo por unidad de volumen.

Temperatura

En la Figura 4.41 se presenta el gráfico comparativo de la temperatura de salida para los 5 casos simulados en función del número de Reynolds. En primer lugar se observa que todas las curvas presenta un comportamiento decreciente conforme aumenta el número de Reynolds.

Del gráfico se puede observar que el caso 0 presenta la menor temperatura de salida para todo el intervalo de Re, además se puede ver una disminución de 6 °C desde Re 1000 a 2000, y para los demás se presenta una variación cercana a 2 °C con respecto al Re anterior. Es importante notar esto ya que esta diferencia tan alta no se presenta en los demás casos, si bien existe una disminución en la temperatura de salida conforme aumenta el Re, esta no ocurre de igual magnitud que en el caso 0.

Los casos 1 y 3 presenta un comportamiento similar, donde se nota que las curvas de temperatura se sobrepone con una pequeña diferencia para todos los Re, siendo el caso 1 el que muestra una mayor temperatura de salida entre ambos casos. Por otra parte los casos 2 y 4 muestran de forma similar un superposición de sus resultados en la temperatura de salida, donde para Re=1000 el caso 4 presenta una leve mayor temperatura que el caso 2, no así para los demás Re el caso 2 supera al caso 4 pero una diferencia insignificante. Es importante notar que si bien existe una diferencia en la temperatura de salida entre los casos con y sin ala secundaria correspondientes, esta es muy baja, al punto de considerarse despreciable, dando a entender que a primera vista el efecto del ala secundaria en la temperatura de salida no es cuantioso.

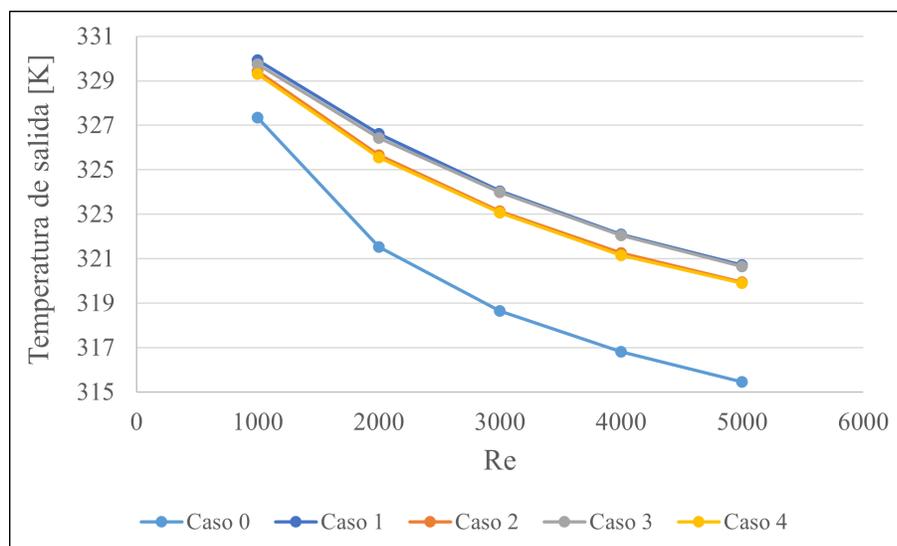


Figura 4.41: Temperatura de salida para cada caso estudiado.

Flujo de calor

En la Figura 4.42 se presenta la tasa de flujo de calor en función del número de Reynolds para cada caso estudiado. En primer lugar se puede ver que todas las curvas presentan un comportamiento creciente conforme aumenta el número de Reynolds, en particular el caso 0 presenta el menor flujo de calor para todos los Re estudiados.

Los otros casos presentan el mismo comportamiento, y de forma concreta no existe una diferencia muy alta entre los resultados reflejados en la figura. Notar que de todos los casos, el caso 1 muestra un flujo de calor superior al de los demás para cada Re, y dicha diferencia no supera los 5000 $[W/m^2]$. También las curvas de los casos 1 y 3, y las curvas 2 y 4 se superponen por una diferencia muy baja de igual forma que ocurre para la temperatura de salida.

Por otra parte se puede deducir un claro efecto en el uso de GVL en el flujo de calor para Re altos, ya que en los resultados se puede ver como la diferencia de flujo de calor con respecto al caso 0 aumenta conforme lo hace el Re, para todos los casos que presentan GVL en su geometría, demostrando en primera instancia que existe una mejora de la transferencia de calor.

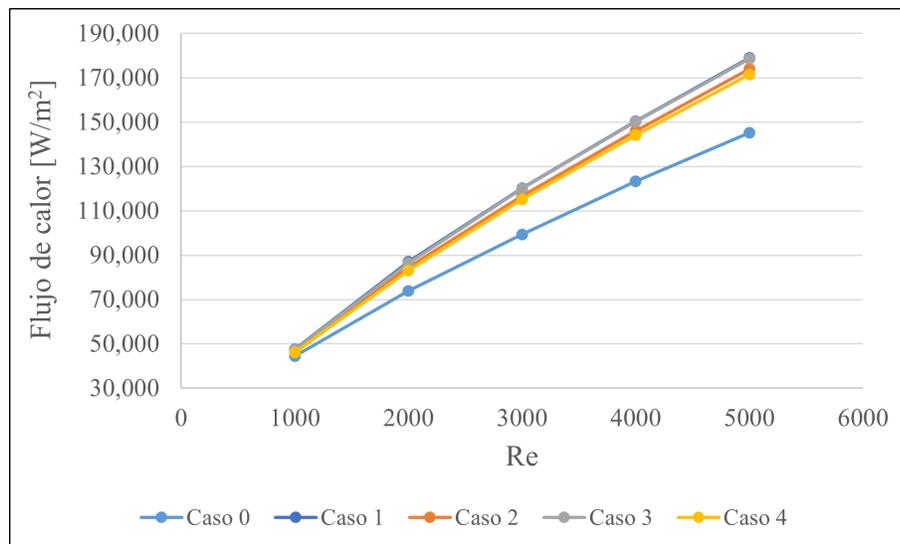


Figura 4.42: Flujo de calor para cada caso estudiado.

Factor de Colburn

En la Figura 4.43 se presenta el gráfico comparativo del factor de Colburn para los 5 modelos estudiados en función del número de Reynolds, en primer lugar se puede observar que todas las curvas presentan el mismo comportamiento decreciente conforme aumenta el número de Reynolds, tal como se espera dada la proporcionalidad inversa que relaciona estas variables (ver Ecuación 3.9).

Es claro notar que el modelo base es el más deficiente de los 5 en términos de transferencia de calor, ya que al compararlo con los demás casos se observa que la curva de este se encuentra por debajo de todas presentando un valor para el factor de Colburn $j = 0,014$ con $Re=1000$, disminuyendo a un valor $j=0,006$ para $Re=5000$.

El caso 1 presenta un aumento de un 31 % para un $Re=1000$ con respecto al modelo base, y para $Re=2000$ el factor de Colburn aumenta en un 47 % disminuyendo a un 43 % para un $Re=5000$. Notar que para $Re=1000$ el flujo de aire se considera en régimen laminar, y es en este estado que la variación en la transferencia de calor es menor que para los demás números de Reynolds. Para el caso 2 resulta un aumento del 23 % para $Re=1000$, aumentando a un 36 % para $Re=2000$, manteniéndose constante en un 36 % hasta $Re=5000$. Notar que de igual manera se repite que en régimen laminar el aumento en la transferencia de calor es menor que para el estado turbulento.

Por otra parte el caso 3 presenta un aumento del 39 % con respecto al modelo base para $Re=1000$, donde luego aumenta a un 45 % para $Re=2000$ y luego disminuye a un 43 % para $Re=5000$. Es importante destacar que para este caso, en régimen laminar presenta un aumento del 8 % en el factor de Colburn con respecto al Caso 1 (modelo con GVL tipo delta sin ala secundaria), no así para los demás números de Reynolds donde se tiene una variación igual o menor que la del Caso 1. Finalmente el caso 4 resulta en un comportamiento cualitativo similar al del caso 3, cuantificando un aumento relativo de 3 % con respecto al caso 2 (modelo curvo sin ala secundaria) para $Re=1000$, y en los demás números de Reynolds muestra valores iguales o menor con una diferencia no mayor a un 1.7 %, además presenta un mejora del 19 % en régimen laminar con respecto al caso base, y luego aumenta a 31 % para $Re=2000$ logrando finalmente un aumento de un 32 % para un número de Reynolds de 5000.

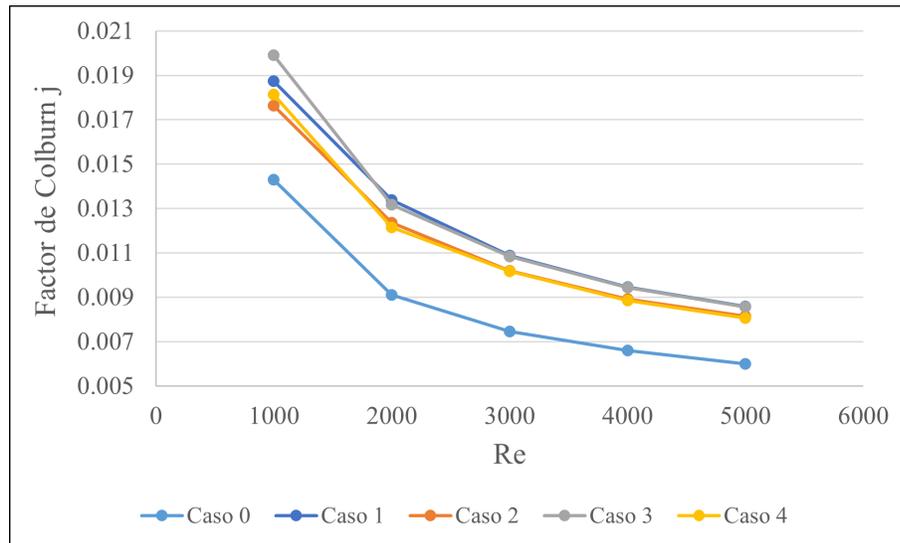


Figura 4.43: Factor de Colburn para cada caso estudiado.

Factor de fricción

En la Figura 4.44 se presenta el factor de fricción para los 5 casos estudiados, en primer lugar se puede notar que todas las curvas presentan un comportamiento decreciente conforme el número de Reynolds aumenta, siendo el caso base el que resulta con menores pérdidas de carga en todo el intervalo de Reynolds estudiados, lo cual tiene mucho sentido ya que este modelo no cuenta con GVL interponiéndose en el paso del aire, por lo cual la fricción es generada en mayor parte por el impacto entre el aire y los tubos del IC.

En segundo lugar se puede ver que el caso 4 presenta un aumento en la variación del factor de fricción respecto al caso base cercano al 12 % para $Re=1000$, incrementando hasta un 14 % para $Re=5000$. De igual manera el caso 2 muestra un aumento similar, resultando cercano al 13 % para $Re=1000$ ampliándose a 15 % para $Re=5000$. Esto es importante de señalar, si bien las geometrías son diferentes estas presentan resultados casi idénticos donde en un principio se esperaba un aumento relativo del caso 4 con respecto al caso 2, al tener un ala secundaria con una superficie de contacto mayor haciendo que la pérdida de carga a su vez aumente. Sin embargo lo anterior no ocurre, esto puede deberse a la forma curva que presenta el generador de vórtice principal en este caso, dándole al fluido un cambio de dirección suave sin generar pérdidas de carga significativas, dándole al ala secundaria diseñada un rol no muy importante respecto al efecto generado en las pérdidas de carga, no así en la mezcla del fluido, ya que de la Figura 4.43 se puede observar que el caso 4 presenta un factor de Colburn mayor que el caso 2 en régimen laminar.

Por otra parte, el caso 1 y caso 3 tienen un comportamiento similar a los casos anteriores donde presentan un aumento relativo con respecto al caso base en el factor de fricción mayor a los dos anteriormente descritos. El caso 1 muestra un aumento relativo al caso base del 20 % en la pérdida de carga para un número de Reynolds 1000, siendo de un 25 % para $Re=2000$ y del 24 % para los demás números de Reynolds. De la misma forma, el caso 3 (modelo con GVL tipo delta con ala secundaria) evidencia un aumento del 29 % para $Re=1000$ con respecto al caso base, y para los demás números de Reynolds se mantiene una diferencia del 24 % con

respecto al modelo base. Al comparar estos resultados se exhibe un comportamiento muy parecido a los obtenidos en los casos 2 y 4, pero existe una diferencia mayor del factor de fricción para $Re=1000$ resultando en un aumento relativo del 9 % del caso 3 con respecto al caso 1, no obstante para los demás números de Reynolds el factor de fricción muestra una variación de a lo más 1 %.

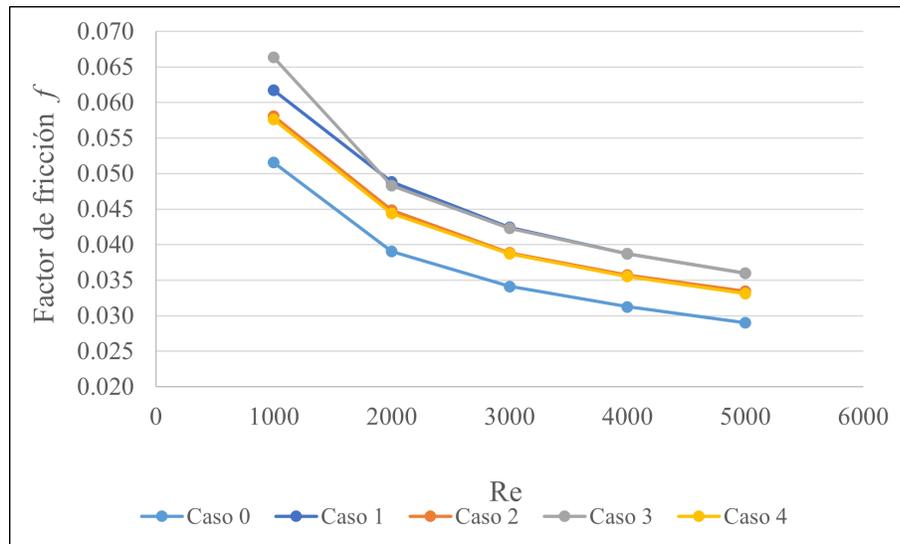


Figura 4.44: Factor de fricción para cada caso estudiado.

Rendimiento térmico

El primer análisis con respecto al rendimiento térmico se realiza a partir del factor de rendimiento JF ilustrado en la Figura 4.45, del gráfico se puede observar de forma inmediata que el caso base tiene un comportamiento constante, recordando que el factor JF mide la razón entre el factor de Colburn y fricción con respecto a los valores obtenidos por el caso base (ver Ecuación 3.10), por lo que es esperado que tenga un valor constante igual a 1. Así mismo se puede ver que para los demás casos las curvas tienen un comportamiento similar, aumentando significativamente desde $Re=1000$ a $Re=2000$ para luego disminuir levemente hasta $Re=4000$ en los casos 1 y 3, no así los casos 2 y 4 que presentan un leve aumento en $Re=3000$, y luego una leve disminución, para finalmente a $Re=5000$ alcanzar valores de JF con una variación muy baja.

En el caso 1 se presenta un aumento mínimo cercano al 23 % para un $Re=1000$, alcanzando un incremento máximo de 36 % para $Re=2000$, disminuyendo constantemente hasta lograr una diferencia de 33 % para $Re=5000$ con respecto al caso base. Para el caso 2, de igual manera se alcanza el valor mínimo para $Re=1000$ logrando un incremento aproximado de 19 %, el valor máximo se obtiene para $Re=3000$ donde el JF aumenta en un 31 %, finalmente este disminuye a un 30 % cuando se tiene $Re=5000$.

Por otra parte, el caso 3 muestra un aumento en JF con respecto al caso base cercano a 28 % para $Re=1000$, logrando en $Re=2000$ el máximo con un incremento del 35 % disminuyendo a un 33 % para $Re=5000$. El caso 4 muestra un aumento respecto al caso base de 22 % para $Re=1000$, alcanzando su máximo de 31 % para $Re=3000$, disminuyendo a 29 % para $Re=5000$.

De estos dos casos se puede destacar una particularidad que ocurre de forma similar en el factor de Colburn y el factor de fricción, para $Re=1000$ ocurre que los dos modelos con ala secundaria (caso 3 y caso 4) muestran una mejora en el rendimiento térmico de 3.7% y 3.1% con respecto a sus modelos respectivos sin ala secundaria, esta situación se revierte para $Re=2000$ donde los modelos sin ala secundaria (caso 1 y caso 2) mejoran su rendimiento en 1.1% y 1.3% respectivamente con respecto a los modelos con ala secundaria. Para los demás números de Reynolds los modelos con ala secundaria exhiben un menor rendimiento que los casos 1 y 2, sin embargo la disminución es menor al 0.7% en todos los casos.

Es importante destacar que a simple vista en la Figura 4.45 claramente el caso 1 presenta el mejor rendimiento comparado con las demás geometrías, no obstante esto solo es cierto para $Re \geq 2000$, como se explicitó anteriormente para $Re=1000$ (régimen laminar) el caso 3 resulta con el mejor rendimiento térmico. Para el resto de números de Reynolds el caso 1 efectivamente es superior los demás casos.

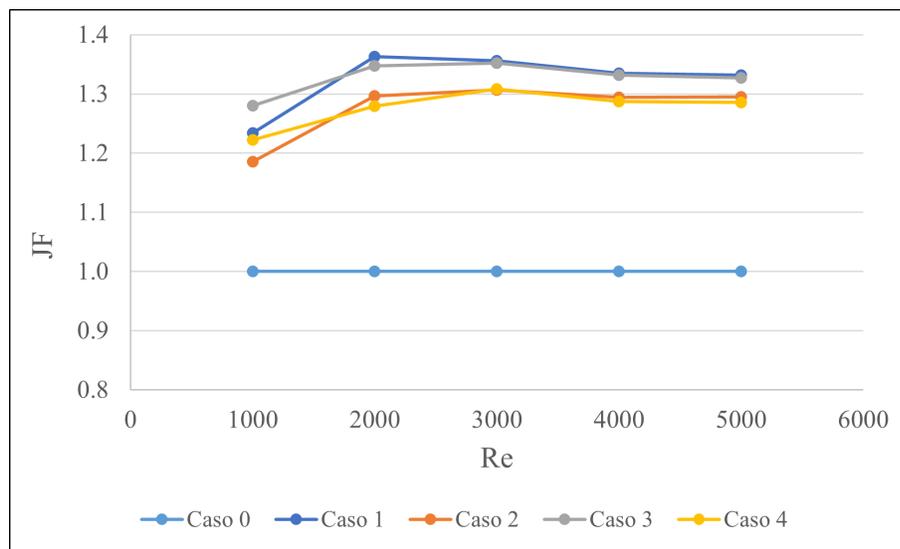


Figura 4.45: Factor de rendimiento térmico JF para cada caso estudiado.

En la Figura 4.46 se tiene el gráfico correspondiente al factor de rendimiento de transferencia de calor J en función del factor de potencia de bombeo F , de este directo que para todos los casos J es directamente proporcional a F dado el aumento que presenta el primero conforme aumenta el segundo, además es claro ver que el caso base presenta el rendimiento más bajo pero a la vez es el que requiere menor potencia de bombeo para alcanzar su valor máximo en el factor de rendimiento. De forma contraria, el caso 1 presenta el mejor rendimiento de todos los modelos estudiados, con una diferencia mínima para J de 31% y una máxima 47% con respecto al caso base, no obstante para $Re=1000$ el caso 3 tiene un mejor rendimiento, al igual que en el gráfico de la Figura 4.45, presentando una diferencia relativa de 6.2% con respecto al caso 1, y en los demás números de Reynolds el caso 1 supera al caso 3 por una diferencia menor al 1.5% en cada número de Reynolds. Entre estos dos casos es importante destacar que los valores para el factor de potencia presentan una diferencia aproximada de 7% para régimen laminar y menor al 1.1% en régimen turbulento, indicando que no existe una alta diferencia en la potencia requerida por el caso 3 para lograr un mejor rendimiento con respecto al caso 1.

Por otro lado, de la misma figura se puede observar que el caso 2 y el caso 4 presentan un comportamiento similar al anteriormente descrito, donde el modelo curvo con ala secundaria muestra un mejor rendimiento que el modelo sin ala secundaria para $Re=1000$ con un aumento del 27 % con respecto al caso base, y una diferencia relativa de 2.8 % con respecto al caso 2, y para régimen turbulento el rendimiento del caso 2 supera al caso 4 por no más de 1.7 % en cada número de Reynolds. De la misma forma, se puede ver que el factor de potencia entre estos casos presenta una variación relativa mínima de 0.4 % que se tiene para $Re=3000$ y una máxima de 1.1 % que se da para $Re=2000$, indicando que no existe mucha diferencia en la potencia requerida en la utilización de un modelo con respecto al otro.

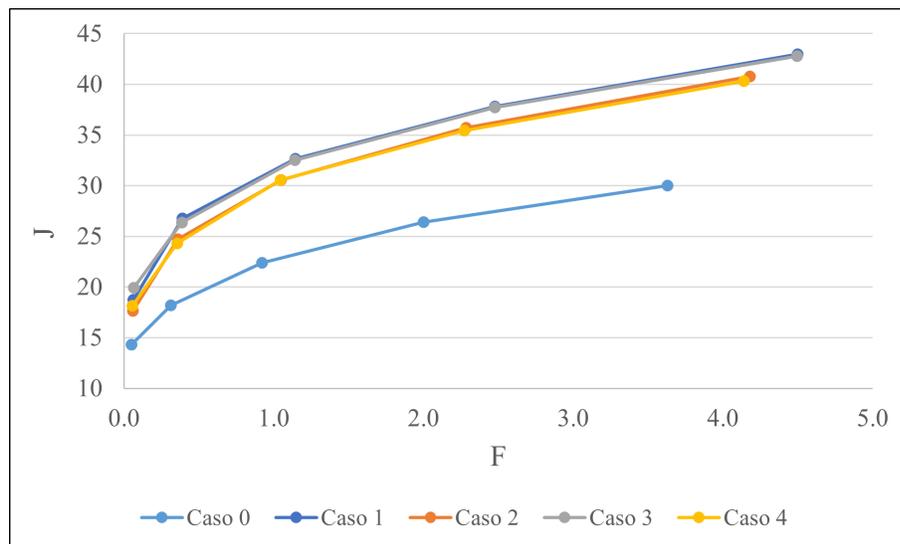


Figura 4.46: Factor de rendimiento de transferencia de calor vs Factor de potencia de bombeo por unidad de volumen.

Capítulo 5

Conclusiones

Este trabajo consistió en simular un flujo de aire a través de intercambiador de calor de aletas planas y tubos circulares con 4 tipos de generadores de vórtices longitudinales diferentes: tipo delta, delta curvo, delta con ala secundaria y delta curvo con ala secundaria. Lo anterior con el objetivo principal de cuantificar y comparar el rendimiento térmico de los modelos propuestos, y corroborar si añadir un ala secundaria a un generador de vórtices permite un mejor desempeño en términos de transferencia de calor y pérdidas de carga.

A modo geneneral se comprueba que todos los GVL estudiados aumentan la temperatura de salida y transferencia de calor respecto al caso base, esto de la mano con un aumento en la pérdida de carga. Se pudo verificar que el modelo con generadores de vórtice tipo delta sin ala secundaria presenta un mejor rendimiento térmico para $Re \geq 2000$ con un aumento máximo de 36 %, sin embargo el modelo delta con ala secundaria tiene un mayor desempeño para $Re=1000$ alcanzando un aumento de 28 % y una diferencia de 4 % respecto al caso 1. De forma análoga para los modelos curvos, el caso con ala secundaria presenta un rendimiento mejor para $Re=1000$ con una mejora de 22 % y para los demás números de Reynolds el modelo sin ala secundaria es superior alcanzando una diferencia máxima de 1.3 % con respecto al modelo con ala secundaria.

En relación al factor de fricción el caso 3 presenta la mayor pérdida de carga con $Re=1000$, luego es superado por el caso 1 para $Re \geq 2000$. Estos modelos al presentar una forma plana obligan un cambio de dirección más brusco en el fluido ocasionando un aumento máximo del 25 % en el factor de fricción, no así los generadores curvos que por su forma le dan un cambio de dirección suave al aire aumentando solo en un rango de 14-15 % las pérdidas de carga.

A partir de lo expuesto anteriormente no es directo aseverar que al añadir un ala secundaria en un generador de vórtices se obtiene un mejor rendimiento térmico bajo cualquier parámetro de operación, sin embargo bajo régimen láminar se pudo visualizar un leve incremento en el desempeño del IC para los dos modelos que presentan ala secundaria. De esta manera, es posible afirmar que la implementación de alas secundarias en GVL tiene un efecto positivo en la mezcla del fluido a causa de la formación de vórtices adicionales de baja intensidad que aportan a la mejora del rendimiento en un intercambiador de calor.

Trabajo propuesto

A partir de la investigación que se llevó a cabo en este trabajo, es posible distinguir diversas aristas que permiten profundizar aún más el efecto de implementar alas secundarias en generadores de vórtices longitudinales:

- El estudio de Min [11] propone un generador rectangular con ala secundaria rectangular, en este estudio se implementaron alas secundarias de forma delta. Considerar en un futuro estudio la utilización de GVL tipo delta, delta curvo y rectangulares empleando ala secundaria rectangular a modo de poder realizar una comparación aproximada al modelo propuesto por Min.
- Siguiendo la misma línea del punto anterior, estudiar GVL con ala secundaria donde la aleta principal tenga una relación de aspecto similar a la del modelo propuesto por Min [11].
- Dado que las aletas secundarias mostraron mejoras en régimen laminar, se debe profundizar este tema con números de Reynolds menores a 1000 para verificar el efecto en un espectro más amplio.
- Considerar cambiar la orientación de los GVL de tal forma que tengan pendiente positiva en la dirección del flujo.

Bibliografía

- [1] Y. A. Çengel, *Transferencia de calor y masa*, 4a ed. McGraw Hill, 2011.
- [2] M. Fiebig, “Vortices, generators and heat transfer”, *Trans IChemE*, 76, Part A, pp. 108-123, 1998.
- [3] D. A. Díaz, “Aumento de la transferencia de calor con generadores de vórtices longitudinales en intercambiador de calor de tubos ovalados y aletas”, Trabajo de pregrado, Universidad de Chile, Santiago, 2015.
- [4] M. Fiebig, P. Kallweit, N. Mitra y S. Tiggelbeck, “Heat transfer enhancement and drag by longitudinal vortex generators in channel flow”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, no. 4, pp. 103–114, 1991.
- [5] M. Fiebig, A. Valencia, N. K. Mitra, “Local heat transfer and flow losses in fin-and-tube heat exchangers with vortex generators: A comparison of round and flat tubes”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, no. 8, pp. 35-45, 1994.
- [6] G. Biswas, K. Torii, D. Fujii y K. Nishino, “Numerical and experimental determination of flow structure and heat transfer effects of longitudinal vortices in a channel flow”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 39, no. 16, pp. 3441–3451, 1996.
- [7] M. Fiebig, A. Valencia, N. K. Mitra, “Wing-type vortex generators for fin-and-tube heat exchangers”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, no. 7, pp. 287-295, 1993.
- [8] P. Chu, Y. L. He y W. Q. Tao, “Three-dimensional numerical study of flow and heat transfer enhancement using vortex generators in fin-and-tube heat exchangers”, *Journal of Heat Transfer*, vol. 131, 2009.
- [9] K.W. Song, Z.P. Xi, M. Su, L.C. Wang, X. Wu, L.B. Wang, “Effect of geometric size of curved delta winglet vortex generators and tube pitch on heat transfer characteristics of fin-tube heat exchanger”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 82, pp. 8–18, 2017.
- [10] WeiNa Shi, TengFei Liu, KeWei Song, Qiang Zhang, WanLing Hu, LiangBi Wang, “The optimal longitudinal location of curved winglets for better thermal performance of a finned-tube heat exchanger”, *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 167, 2021.
- [11] C. Min, C. Qi, E. Wang, L. Tian, Y. Qin, “Numerical investigation of turbulent flow and heat transfer in a channel with novel longitudinal vortex generators”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 55, pp. 7268-7277, 2012.
- [12] Ansys Fluent, “ANSYS Fluent Tutorial Guide 19”
- [13] K.W. Song, T. Tagawa, Z.H. Chen, Q. Zhang, “Heat transfer characteristics of concave and convex curved vortex generators in the channel of plate heat exchanger under laminar flow”, *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 137, pp. 215-228, 2019.

- [14] P. G. LaHaye, F. J. Weugebauer, R. K. Sakhuja, "A generalized prediction of heat transfer surfaces", *Journal of Heat Transfer*, vol. 96, no. 4, pp. 511-517, 1974.
- [15] C.-C. Wang, K.-Y. Chi, C.-J. Chang, "Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol 43, pp. 2693-2700, 2000.

Anexo A

Propiedades de mallas

Tabla A.1: Propiedades de mallas estudiadas.

	Tipo de malla				
	Ultra gruesa	Gruesa	Media	Fina	Ultra fina
Tamaño del elemento [mm]	0.32	0.29	0.27	0.25	0.23
N° total de elementos	635188	851614	1051935	1323931	1699314
Largo característico [mm]	0.2078	0.1884	0.1756	0.1626	0.1497
Skewness	0.207	0.206	0.208	0.206	0.206
Ortogonalidad	0.79	0.79	0.79	0.79	0.79

Anexo B

Resultados obtenidos

Tabla B.1: Resultados obtenidos para el Caso 0.

Re	$T_{in}[K]$	$T_{out}[K]$	$\Delta P[Pa]$
1000	293.00	327.35	9.97
2000	293.00	321.52	30.41
3000	293.00	318.64	59.83
4000	293.00	316.81	97.43
5000	293.00	315.45	141.44

Tabla B.2: Resultados obtenidos para el Caso 1.

Re	$T_{in}[K]$	$T_{out}[K]$	$\Delta P[Pa]$
1000	293.00	329.92	11.93
2000	293.00	326.61	38.05
3000	293.00	324.04	74.41
4000	293.00	322.08	120.72
5000	293.00	320.72	175.31

Tabla B.3: Resultados obtenidos para el Caso 2.

Re	$T_{in}[K]$	$T_{out}[K]$	$\Delta P[Pa]$
1000	293.00	329.42	11.23
2000	293.00	325.66	34.95
3000	293.00	323.13	68.14
4000	293.00	321.25	111.27
5000	293.00	319.95	162.91

Tabla B.4: Resultados obtenidos para el Caso 3.

Re	$T_{in}[K]$	$T_{out}[K]$	$\Delta P[Pa]$
1000	293.00	329.75	11.82
2000	293.00	326.43	37.64
3000	293.00	323.98	74.23
4000	293.00	322.04	120.65
5000	293.00	320.66	175.17

Tabla B.5: Resultados obtenidos para el Caso 4.

Re	$T_{in}[K]$	$T_{out}[K]$	$\Delta P[Pa]$
1000	293.00	329.51	11.14
2000	293.00	325.53	34.57
3000	293.00	323.07	67.85
4000	293.00	321.13	110.77
5000	293.00	319.90	161.39

Tabla B.6: Factor de Colburn, de fricción y de rendimiento térmico para todos los casos.

	Re	Factor de Colburn j	Factor de fricción f	JF
Caso 0	1000	0.0143	0.0516	-
	2000	0.0091	0.0390	-
	3000	0.0075	0.0341	-
	4000	0.0066	0.0313	-
	5000	0.0060	0.0290	-
Caso 1	1000	0.0187	0.0617	1.2342
	2000	0.0134	0.0488	1.3631
	3000	0.0109	0.0424	1.3562
	4000	0.0095	0.0387	1.3348
	5000	0.0086	0.0360	1.3321
Caso 2	1000	0.0176	0.0581	1.1852
	2000	0.0124	0.0448	1.2964
	3000	0.0102	0.0389	1.3071
	4000	0.0089	0.0357	1.2943
	5000	0.0082	0.0334	1.2951
Caso 3	1000	0.0199	0.0664	1.2798
	2000	0.0132	0.0483	1.3475
	3000	0.0108	0.0423	1.3517
	4000	0.0094	0.0387	1.3318
	5000	0.0086	0.0360	1.3272
Caso 4	1000	0.0181	0.0576	1.2225
	2000	0.0122	0.0444	1.2795
	3000	0.0102	0.0387	1.3082
	4000	0.0089	0.0355	1.2875
	5000	0.0081	0.0331	1.2854

Anexo C

Contornos de presión - Plano XZ

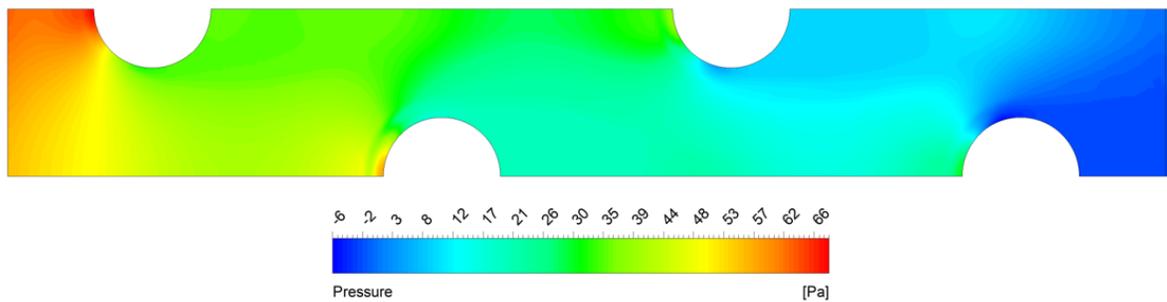


Figura C.1: Contorno de presión de modelo base en plano XZ, $y/T_p = 0.2$, $Re = 3000$.

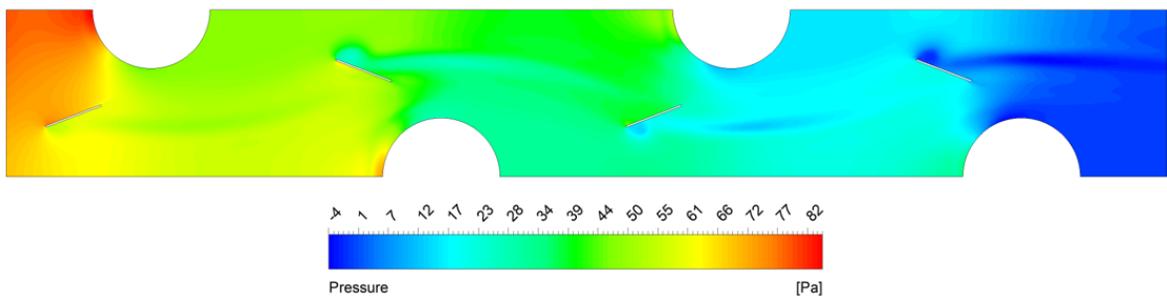


Figura C.2: Contorno de presión de modelo GVL tipo delta en plano XZ, $y/T_p = 0.2$, $Re = 3000$.

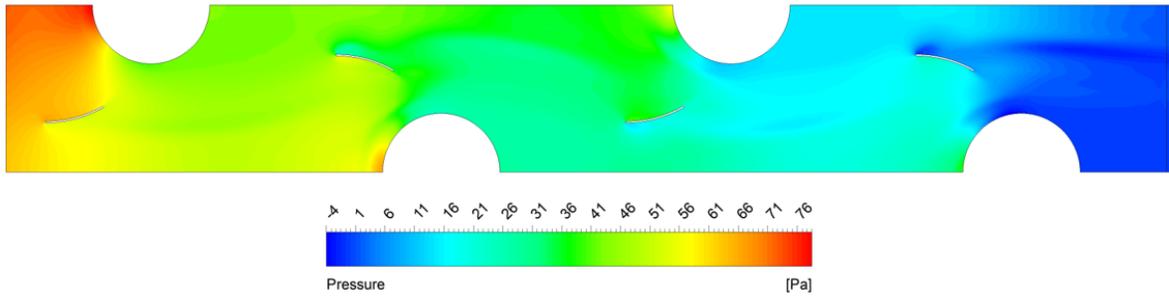


Figura C.3: Contorno de presión de modelo GVL tipo delta curvo en plano XZ, $y/T_p = 0.2$, $Re = 3000$.

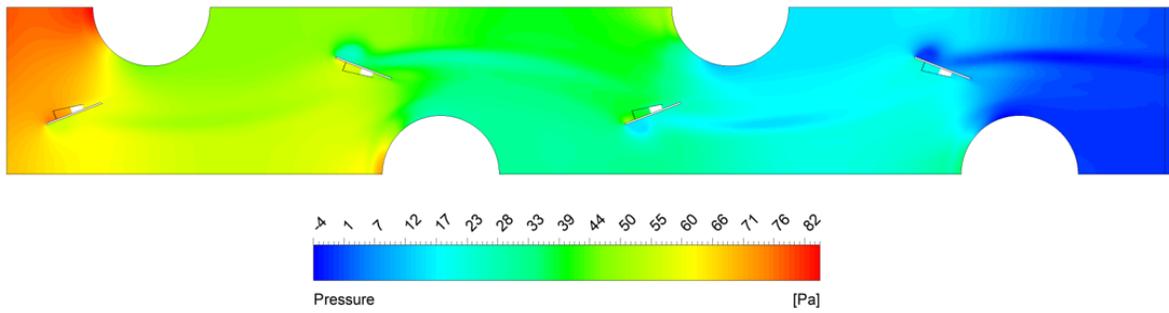


Figura C.4: Contorno de presión de modelo GVL tipo delta con ala secundaria en plano XZ, $y/T_p = 0.2$, $Re = 3000$.

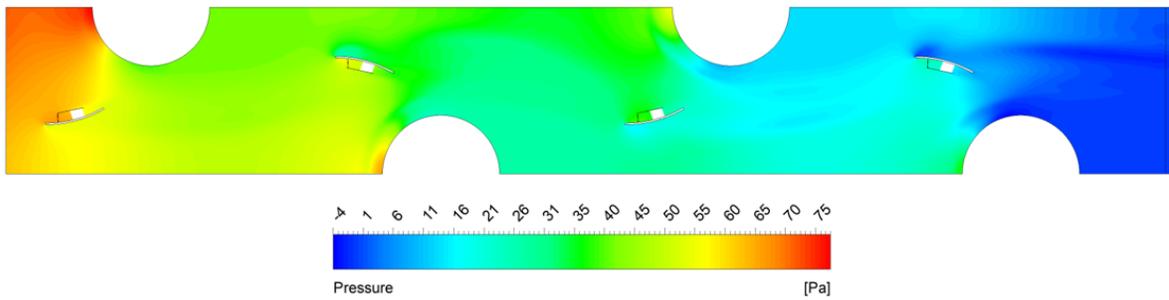


Figura C.5: Contorno de presión de modelo GVL tipo delta curvo con ala secundaria en plano XZ, $y/T_p = 0.2$, $Re = 3000$.