



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

**ESTUDIO TERMODINÁMICO DEL USO DE GENERADORES DE VÓRTICES
LONGITUDINALES DELTA WINGLET CURVOS Y RECTANGULARES DENTRO DE UN
INTERCAMBIADOR DE CALOR TUBULAR.**

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

JOAQUÍN RODRIGO LEIVA GALLARDO

PROFESOR GUÍA:
ÁLVARO VALENCIA MUSALEM

PROFESORA CO-GUÍA:
MÓNICA ZAMORA ZAPATA

COMISIÓN:
BENJAMÍN HERRMANN PRIESNITZ

SANTIAGO DE CHILE

2023

RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO
POR: JOAQUÍN RODRIGO LEIVA GALLARDO
FECHA:2023
PROF. GUÍA: ÁLVARO VALENCIA

ESTUDIO TERMODINÁMICO DEL USO DE GENERADORES DE VÓRTICES LONGITUDINALES DELTA WINGLET CURVOS Y RECTANGULARES DENTRO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR TUBULAR.

Este estudio consistió en simular el flujo de aire turbulento a través de un intercambiador de calor tubular con tres tipos de generadores de vórtices longitudinales diferentes: delta recto, delta curvo y trapezoidal curvo, junto con sus variantes de tamaño. El objetivo principal fue analizar la mejora del rendimiento térmico del intercambiador de calor mediante el uso de generadores de vórtices rectos y curvos, modificando el tamaño de sus insertos, y comparar los resultados para identificar el modelo más eficiente.

Los resultados mostraron que el número de Nusselt aumenta con el número de Reynolds, independientemente del tipo de inserto utilizado, debido al aumento de turbulencia e interacciones fluidas que mejoran la transferencia de calor. Los modelos curvos obtuvieron mejores resultados en comparación con el modelo recto, gracias a la curvatura que permite una mayor recirculación y mezcla de temperaturas, mejorando la eficiencia en la transferencia de calor.

En cuanto al factor de fricción, se observó que disminuye con el aumento del número de Reynolds para todos los modelos estudiados, siendo el modelo delta recto el que presentó menor resistencia al flujo y un mejor rendimiento en este aspecto.

Los modelos curvos de menor altura obtuvieron el mejor rendimiento térmico, logrando un aumento de eficiencia de hasta un 53 % para el modelo trapezoidal curvo de altura $H= 5\text{mm}$ a $Re=5000$ respecto al caso base. Además, el modelo delta curvo de altura $H= 5\text{mm}$ a $Re=5000$ también mostró un notable aumento en el rendimiento, alcanzando un 49 % seguido de un 48 % obtenido por el modelo delta recto de altura $H= 7.5\text{mm}$ a $Re=5000$.

Se propone modificar la geometría de los generadores curvos para mejorar aún más su desempeño. Para lograr esto, se sugiere realizar un estudio con alturas menores a 5 mm y/o utilizar perforaciones para disminuir la pérdida de carga y aprovechar los altos números de Nusselt obtenidos.

Tabla de Contenido

1. Introducción	1
1.1. Motivación	2
1.2. Objetivos	3
1.2.1. Objetivo principal	3
1.2.2. Objetivos específicos	3
1.3. Alcances	3
2. Antecedentes	5
2.1. Intercambiadores de calor	5
2.2. Vortices longitudinales	6
2.3. Generadores de vórtices longitudinales	7
2.4. Ecuaciones principales	7
2.4.1. Ecuación de continuidad	7
2.5. Ecuaciones de Navier-Stokes	8
2.6. Ecuación de Energía	8
2.7. Parámetros	8
2.7.1. Número de Reynolds	8
2.7.2. Coeficiente de transferencia de calor por convección	8
2.7.3. Número de Prandtl	9
2.7.4. Número de Nusselt	9
2.7.5. Número de Nusselt Gnielinski	9
2.7.6. Factor de fricción	9
2.7.7. Factor de mejora térmica	10
3. Metodología	11
3.1. Modelo de validación	12
3.2. Definición de geometrías	13
3.2.1. Caso base	14
3.2.2. Caso 1	14
3.2.3. Caso 2	15
3.2.4. Caso 3	15
3.2.5. Caso 4	16
3.2.6. Caso 5	16
3.2.7. Caso 6	17
3.2.8. Caso 7	17
3.3. Definición de mallado	18

3.4.	Condiciones de borde	18
3.4.1.	Método numérico	19
3.4.1.1.	Ecuaciones de transporte para el modelo SST-(k- ω)	19
3.4.1.2.	Discretización y solución	22
3.5.	Independencia del mallado	24
3.6.	Validación del modelo	25
4.	Resultados	30
4.1.	Resultados	30
4.1.1.	Caso base	30
4.1.2.	Caso 1	34
4.1.3.	Caso 2	39
4.1.4.	Caso 3	45
4.1.5.	Caso 4	51
4.1.6.	Caso 5	57
4.1.7.	Caso 6	62
4.1.8.	Caso 7	68
4.2.	Análisis comparativo	73
4.2.1.	Nusselt	73
4.2.2.	Factor de fricción	74
4.2.3.	Rendimiento térmico	75
5.	Conclusiones	77
	Bibliografía	79

Índice de Tablas

3.1.	24
------	-------	----

Índice de Ilustraciones

1.1.	Mejores TEF obtenidos para diferentes numeros de Reynolds.	2
1.2.	Intercambiador de calor para gases de escape.	3
2.1.	Esquema de un intercambiador de calor de coraza y tubos.	6
2.2.	Diagrama de flujo del vortice generada por la aleta.	6
2.3.	Diagrama de generadores de vórtices. (a) Delta wing; (b)Rectangular; (c) Delta winglet; (d) Delta winglet rectangular [5].	7
3.1.	Diagrama de metodología de trabajo.	11
3.2.	Modelo basado en C.Zhai [1].	12
3.3.	Dimensiones del modelo.	13
3.4.	Parámetros del generador de vórtices.	13
3.5.	Modelo base, tubo liso.	14
3.6.	Modelo trapezoidal curvo, H = 5 mm.	15
3.7.	Modelo trapezoidal curvo, H = 7.5 mm.	15
3.8.	Modelo trapezoidal curvo, H = 10 mm.	16
3.9.	Modelo delta curvo, H = 5 mm.	16
3.10.	Modelo delta curvo, H = 7.5 mm.	17
3.11.	Modelo delta curvo, H = 10 mm.	17
3.12.	Modelo delta recto, H = 7.5 mm.	18
3.13.	Esquema de condiciones de borde del modelo.	19
3.14.	Convergencia de calor respecto a cantidad de elementos.	25
3.15.	Malla elegida, tamaño de elemento= 2 mm.	25
3.16.	Nusselt del caso base y de de Gnielinski.	26
3.17.	Factor obtenido del caso base y de Gnielinski.	26
3.18.	Nusselt obtenido y del estudio de referencia.	27
3.19.	Factor de fricción obtenido y del estudio de referencia	28
3.20.	Rendimiento térmico obtenido y del estudio de referencia.	29
4.1.	Contorno de calor transferido del caso sin GVL en el plano XY, Re = 10000.	30
4.2.	Contorno de calor transferido del caso sin GVL en la sección de entrada del tubo, Re = 10000.	31
4.3.	Vórtice local del caso sin GVL en la ubicación supuesta del GVL2, Re = 10000.	31
4.4.	Contornos de temperatura del caso sin GVL en planos XZ en la ubicación supuesta del GVL2, Re = 10000.	32
4.5.	Contorno de presión del caso sin GVL en planos XZ en la ubicación supuesta del GVL2, Re = 10000.	32
4.6.	Contorno de presión del caso sin GVL en el plano medio XY, Re = 10000.	33
4.7.	Contorno de temperatura del caso sin GVL en el plano medio XY, Re = 10000.	33

4.8.	Contorno de calor transferido del modelo trapezoidal curvo en el plano XY, H = 5 mm, Re = 10000.	34
4.9.	Contorno de calor transferido del modelo trapezoidal curvo en el plano YZ, H = 5 mm, Re = 10000.	34
4.10.	Contorno de calor transferido del modelo trapezoidal curvo en la ubicación del GVL 2 en el plano XY, H = 5 mm, Re = 10000.	35
4.11.	Contorno de calor transferido del modelo trapezoidal curvo en la ubicación del GVL 2 en el plano YZ, H = 5 mm, Re = 10000.	35
4.12.	Líneas de flujo del modelo trapezoidal curvo en planos XZ en la ubicación del GVL 2, H = 5 mm, Re = 10000.	36
4.13.	Vórtice local del modelo trapezoidal curvo en la ubicación del GVL 2, H = 5 mm, Re = 10000.	36
4.14.	Contornos de temperatura del modelo trapezoidal curvo en planos XZ en la ubicación del GVL 2, H = 5 mm, Re = 10000.	37
4.15.	Contorno de presión del modelo trapezoidal curvo en planos XZ en la ubicación del GVL 2, H = 5 mm, Re = 10000.	38
4.16.	Contorno de presión del modelo trapezoidal curvo en el plano medio XY, H= 5 mm, Re = 10000.	38
4.17.	Contorno de temperatura del modelo trapezoidal curvo en el plano medio XY, H = 5 mm, Re = 10000.	39
4.18.	Líneas de flujo del modelo trapezoidal curvo en el plano medio XY, H= 5 mm, Re = 10000.	39
4.19.	Contorno de calor transferido del modelo trapezoidal curvo en el plano XY, H = 7.5 mm, Re = 10000.	40
4.20.	Contorno de calor transferido del modelo trapezoidal curvo en el plano YZ, H = 7.5 mm, Re = 10000.	40
4.21.	Contorno de calor transferido del modelo trapezoidal curvo en la ubicación del GVL 2 en el plano XY, H = 7.5 mm, Re = 10000.	41
4.22.	Contorno de calor transferido del modelo trapezoidal curvo en la ubicación del GVL 2 en el plano YZ, H = 7.5 mm, Re = 10000.	41
4.23.	Líneas de flujo del modelo trapezoidal curvo en planos XZ en la ubicación del GVL 2, H = 7.5 mm, Re = 10000.	42
4.24.	Vórtice local del modelo trapezoidal curvo en la ubicación del GVL 2, H = 7.5 mm, Re = 10000.	42
4.25.	Contornos de temperatura del modelo trapezoidal curvo en planos XZ en la ubicación del GVL 2, H = 7.5 mm, Re = 10000.	43
4.26.	Contorno de presión del modelo trapezoidal curvo en planos XZ en la ubicación del GVL 2, H = 7.5 mm, Re = 10000.	44
4.27.	Contorno de presión del modelo trapezoidal curvo en el plano medio XY, H= 7.5 mm, Re = 10000.	44
4.28.	Contorno de temperatura del modelo trapezoidal curvo en el plano medio XY, H = 7.5 mm, Re = 10000.	45
4.29.	Líneas de flujo del modelo trapezoidal curvo en el plano medio XY, H= 7.5 mm, Re = 10000.	45
4.30.	Contorno de calor transferido del modelo trapezoidal curvo en el plano XY, H = 10 mm, Re = 10000.	46
4.31.	Contorno de calor transferido del modelo trapezoidal curvo en el plano YZ, H = 10 mm, Re = 10000.	46

4.32.	Contorno de calor transferido del modelo trapezoidal curvo en la ubicación del GVL 2 en el plano XY, H = 10 mm, Re = 10000.	47
4.33.	Contorno de calor transferido del modelo trapezoidal curvo en la ubicación del GVL 2 en el plano YZ, H = 10 mm, Re = 10000.	47
4.34.	Líneas de flujo del modelo trapezoidal curvo en planos XZ en la ubicación del GVL 2, H = 10 mm, Re = 10000.	48
4.35.	Vórtice local del modelo trapezoidal curvo en la ubicación del GVL 2, H = 10 mm, Re = 10000.	48
4.36.	Contornos de temperatura del modelo trapezoidal curvo en planos XZ en la ubicación del GVL 2, H = 10 mm, Re = 10000.	49
4.37.	Contorno de presión del modelo trapezoidal curvo en planos XZ en la ubicación del GVL 2, H = 10 mm, Re = 10000.	50
4.38.	Contorno de presión del modelo trapezoidal curvo en el plano medio XY, H= 10 mm, Re = 10000.	50
4.39.	Contorno de temperatura del modelo trapezoidal curvo en el plano medio XY, H = 10 mm, Re = 10000.	51
4.40.	Líneas de flujo del modelo trapezoidal curvo en el plano medio XY, H= 10 mm, Re = 10000.	51
4.41.	Contorno de calor transferido del modelo delta curvo en el plano XY, H = 5 mm, Re = 10000.	52
4.42.	Contorno de calor transferido del modelo delta curvo en el plano YZ, H = 5 mm, Re = 10000.	52
4.43.	Contorno de calor transferido del modelo delta curvo en la ubicación del GVL 2 en el plano XY, H = 5 mm, Re = 10000.	53
4.44.	Contorno de calor transferido del modelo delta curvo en la ubicación del GVL 2 en el plano YZ, H = 5 mm, Re = 10000.	53
4.45.	Líneas de flujo del modelo delta curvo en planos XZ en la ubicación del GVL 2, H = 5 mm, Re = 10000.	54
4.46.	Vórtice local del modelo delta curvo en la ubicación del GVL 2, H = 5 mm, Re = 10000.	54
4.47.	Contornos de temperatura del modelo delta curvo en planos XZ en la ubicación del GVL 2, H = 5 mm, Re = 10000.	55
4.48.	Contorno de presión del modelo delta curvo en planos XZ en la ubicación del GVL 2, H = 5 mm, Re = 10000.	55
4.49.	Contorno de presión del modelo delta curvo en el plano medio XY, H= 5 mm, Re = 10000.	56
4.50.	Contorno de temperatura del modelo delta curvo en el plano medio XY, H = 5 mm, Re = 10000.	56
4.51.	Líneas de flujo del modelo delta curvo en el plano medio XY, H= 5 mm, Re = 10000.	57
4.52.	Contorno de calor transferido del modelo delta curvo en el plano XY, H = 7.5 mm, Re = 10000.	57
4.53.	Contorno de calor transferido del modelo delta curvo en el plano YZ, H = 7.5 mm, Re = 10000.	58
4.54.	Contorno de calor transferido del modelo delta curvo en la ubicación del GVL 2 en el plano XY, H = 7.5 mm, Re = 10000.	58
4.55.	Contorno de calor transferido del modelo delta curvo en la ubicación del GVL 2 en el plano YZ, H = 7.5 mm, Re = 10000.	59
4.56.	Líneas de flujo del modelo delta curvo en planos XZ en la ubicación del GVL 2, H = 7.5 mm, Re = 10000.	59
4.57.	Vórtice local del modelo delta curvo en la ubicación del GVL 2, H = 7.5 mm, Re = 10000.	60
4.58.	Contornos de temperatura del modelo delta curvo en planos XZ en la ubicación del GVL 2, H = 7.5 mm, Re = 10000.	60

4.59.	Contorno de presión del modelo delta curvo en planos XZ en la ubicación del GVL 2, H = 7.5 mm, Re = 10000.	61
4.60.	Contorno de presión del modelo delta curvo en el plano medio XY, H= 7.5 mm, Re = 10000. . .	61
4.61.	Contorno de temperatura del modelo delta curvo en el plano medio XY, H = 7.5 mm, Re = 10000.	62
4.62.	Líneas de flujo del modelo delta curvo en el plano medio XY, H= 7.5 mm, Re = 10000.	62
4.63.	Contorno de calor transferido del modelo delta curvo en el plano XY, H = 10 mm, Re = 10000.	63
4.64.	Contorno de calor transferido del modelo delta curvo en el plano YZ, H = 10 mm, Re = 10000.	63
4.65.	Contorno de calor transferido del modelo delta curvo en la ubicación del GVL 2 en el plano XY, H = 10 mm, Re = 10000.	64
4.66.	Contorno de calor transferido del modelo delta curvo en la ubicación del GVL 2 en el plano YZ, H = 10 mm, Re = 10000.	64
4.67.	Líneas de flujo del modelo delta curvo en planos XZ en la ubicación del GVL 2, H = 10 mm, Re = 10000.	65
4.68.	Vórtice local del modelo delta curvo en la ubicación del GVL 2, H = 10 mm, Re = 10000. . .	65
4.69.	Contornos de temperatura del modelo delta curvo en planos XZ en la ubicación del GVL 2, H = 10 mm, Re = 10000.	66
4.70.	Contorno de presión del modelo delta curvo en planos XZ en la ubicación del GVL 2, H = 10 mm, Re = 10000.	66
4.71.	Contorno de presión del modelo delta curvo en el plano medio XY, H = 10 mm, Re = 10000. . .	67
4.72.	Contorno de temperatura del modelo delta curvo en el plano medio XY, H = 10 mm, Re = 10000.	67
4.73.	Líneas de flujo del modelo delta curvo en el plano medio XY, H = 10 mm, Re = 10000.	67
4.74.	Contorno de calor transferido del modelo delta recto en el plano XY, H = 7.5 mm, Re = 10000.	68
4.75.	Contorno de calor transferido del modelo delta recto en el plano YZ, H = 7.5 mm, Re = 10000.	68
4.76.	Contorno de calor transferido del modelo delta recto en la ubicación del GVL 2 en el plano XY, H = 7.5 mm, Re = 10000.	69
4.77.	Contorno de calor transferido del modelo delta recto en la ubicación del GVL 2 en el plano YZ, H = 7.5 mm, Re = 10000.	69
4.78.	Líneas de flujo del modelo delta recto en planos XZ en la ubicación del GVL 2, H = 7.5 mm, Re = 10000.	70
4.79.	Vórtice local del modelo delta recto en la ubicación del GVL 2, H = 7.5 mm, Re = 10000. . .	70
4.80.	Contornos de temperatura del modelo delta recto en planos XZ en la ubicación del GVL 2, H = 7.5 mm, Re = 10000.	71
4.81.	Contorno de presión del modelo delta recto en planos XZ en la ubicación del GVL 2, H = 7.5 mm, Re = 10000.	71
4.82.	Contorno de presión del modelo delta recto en el plano medio XY, H= 7.5 mm, Re = 10000. . .	72
4.83.	Contorno de temperatura del modelo delta recto en el plano medio XY, H = 7.5 mm, Re = 10000.	72
4.84.	Líneas de flujo del modelo delta recto en el plano medio XY, H= 7.5 mm, Re = 10000.	73
4.85.	Curvas de Nusselt para todos los modelos estudiados ,Re = 5000 a 25000.	74
4.86.	Curvas de factor de fricción para todos los modelos estudiados ,Re = 5000 a 25000.	75
4.87.	Curvas de rendimiento térmico para todos los modelos estudiado, Re = 5000 a 25000.	76

Capítulo 1

Introducción

Los intercambiadores de calor tubulares se utilizan ampliamente en diferentes aplicaciones, como plantas químicas, calefacción, refrigeración, centrales eléctricas, refinerías de petróleo y procesamiento de gas natural [1].

Dada la amplia cantidad de aplicaciones y usos que tienen los intercambiadores de calor (IC) en diversas industrias, es que constantemente se investigan nuevos métodos para mejorar su rendimiento térmico, específicamente, generando un acrecentamiento del coeficiente convectivo en la zona de intercambio de calor mediante generadores de vórtices.

En general, las técnicas de mejora de la transferencia pueden clasificarse como: métodos activos, pasivos o compuestos [1]. En el método activo, se requiere energía externa, lo que es bastante complejo desde el punto de vista del diseño, mientras que el método pasivo no necesita energía externa. Las técnicas pasivas están asociadas al uso de modificaciones en las superficies y geometrías en un canal de flujo con ayuda de insertos. Como resultado de lo anterior, el método pasivo es más popular que el método activo por su bajo costo y sencilla fabricación.

En la actualidad se están realizando nuevas investigaciones que contemplan el estudio de los efectos termodinámicos del uso de generadores de vórtices longitudinales (GVL) dentro de ICs tubulares en los flujos de aire turbulento. Más específicamente, en la figura 1.1 se muestran los resultados de una investigación reciente [1], donde usan diferentes configuraciones de tamaño para un generador delta winglet dentro de un tubo circular. En el estudio obtienen mejoras significativas de un 44 % en el rendimiento térmico ($TEF=1.44$). Con lo anterior, se demuestra la importancia de estudiar geometrías que logren mejoras en el TEF y abre la posibilidad que existan otros diseños que presenten mejores desempeños.

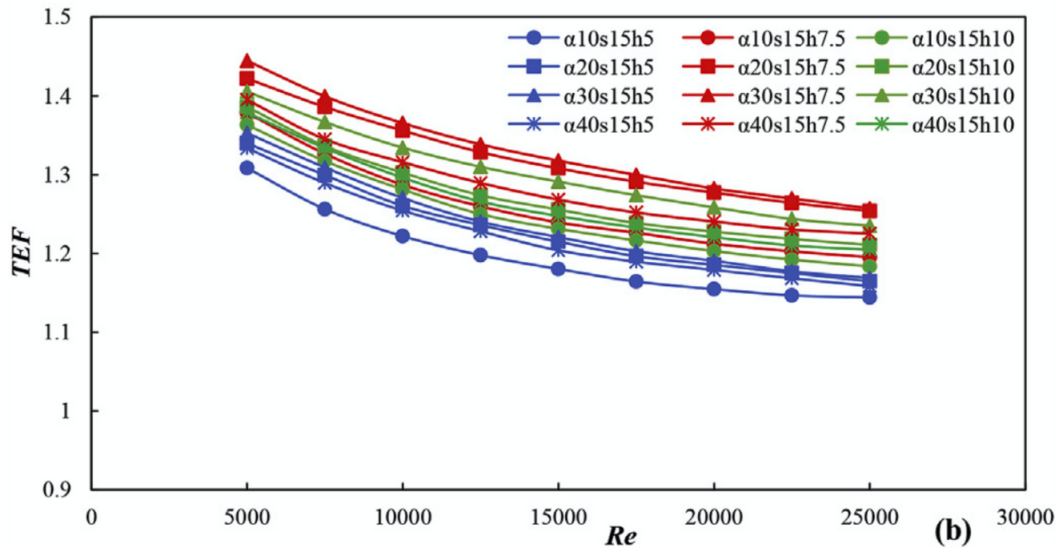


Figura 1.1: Mejores TEF obtenidos para diferentes numeros de Reynolds.

1.1. Motivación

La mejora del rendimiento térmico de un intercambiador de calor ha sido siempre un tema de gran interés en la industria. Si bien existen diversos estudios respecto a esta materia, la motivación de este trabajo nace de una gran oportunidad de desarrollar intercambiadores de calor de alta eficiencia, bajo coste y ligeros, utilizando un método pasivo.

Por otro lado, el estudio del diseño de un generador de vórtices dentro de un tubo circular en el que fluye aire es prometedor y poco estudiado en la actualidad, lo que abre la posibilidad de descubrir aplicaciones innovadoras que aporten en el desarrollo de nuevas tecnologías.

En la figura 1.2 se muestra un intercambiador de calor para gases de escape generados por motores alimentados por diesel, gas o biogás, donde dichos gases de escape fluyen a través de los tubos interiores del intercambiador y el fluido de servicio lo hace a través de la coraza. Hasta el 50% de la energía total del combustible utilizado para impulsar el motor se convierte en calor y de este calor, el 55% proviene del sistema de escape. Cuando no se dispone de ninguna forma para recuperarlo, esta valiosa fuente de energía simplemente se pierde en la atmósfera terrestre. Sin embargo, al instalar un intercambiador de calor de gases de escape en la corriente de escape de los motores, es posible la recuperación y el uso del mismo para una variedad de funciones de calefacción o refrigeración sin costo adicional, en términos de combustible utilizado.

La energía térmica recuperada se puede usar para numerosas aplicaciones domésticas, comerciales o industriales, incluyendo calefacción de espacios comerciales, calefacción central doméstica y suministro de agua caliente, calefacción de procesos o de aceite térmico de calefacción. Utilizado junto con un motor de tipo Stirling o un sistema ORC, también puede utilizarse para generar electricidad.

Con la elaboración del presente trabajo se podría encontrar la mejor geometría de un generador de vórti-

ces que sea capaz de aumentar significativamente el rendimiento térmico del intercambiador de calor mencionado.



Figura 1.2: Intercambiador de calor para gases de escape.

Por último, como estudiante es de suma importancia investigar conceptos y métodos usados hoy en día, para poder aplicarlos en la industria y ser capaz de abordar de mejor manera desafíos de ingeniería.

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo principal

Estudiar la mejora del rendimiento térmico de un intercambiador de calor tubular con generadores de vórtices longitudinales delta winglet curvos y rectangulares mediante modificaciones del tamaño de sus insertos.

1.2.2. Objetivos específicos

- Validar el modelo computacional creado a partir de una investigación previa.
- Modelar en 3D los generadores de vórtices del estudio.
- Simular un flujo de aire a través de los generadores de vórtices a partir del software numérico Ansys Fluent.
- Comparar los rendimientos térmicos obtenidos con el caso base.

1.3. Alcances

- Este estudio se realiza a través del software numérico Ansys Fluent.
- Se realizan simulaciones para 3 generadores de vórtices longitudinales distintos, variando el tamaño de sus insertos, usando tres alturas winglets ($h=5\text{mm}$, $7,5\text{mm}$ y 10mm).
- Para cada caso se realizan cinco simulaciones, cada uno presentando número de Reynolds distintos como condición inicial. Este valor varía entre 5000 a 25000.

- Se realiza el estudio específicamente para un flujo de aire turbulento dentro de un tubo circular.
- Se mantiene constante las dimensiones del tubo, ángulo de ataque y espaciamientos entre los bordes de los insertos y los generadores de vórtices.
- Se realizan las simulaciones con temperatura de pared constante.

Capítulo 2

Antecedentes

2.1. Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son aparatos que facilitan el intercambio de energía entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes y evitan al mismo tiempo que se mezclen entre si. En la práctica, los intercambiadores de calor son de uso común en una amplia variedad de aplicaciones, desde los sistemas domésticos de calefacción y acondicionamiento del aire hasta los procesos químicos y la producción de energía en las plantas grandes. Como ejemplo práctico, un refrigerador funciona con un intercambiador de calor, cuya función es extraer la energía calórica de los alimentos mediante un líquido refrigerante y emitirla al aire externo [7].

En un intercambiador, la transferencia de calor suele comprender convección en cada fluido y conducción a través de la pared que los separa. En el análisis de los IC resulta conveniente trabajar con un coeficiente total de transferencia de calor U que toma en cuenta la contribución de todos estos efectos sobre dicha transferencia. La razón de la transferencia de calor entre los dos fluidos en un punto depende de la magnitud de la diferencia de temperatura local, la cual varía a lo largo de dicho intercambiador.

Como mencionamos anteriormente, el uso de IC se encuentran en distintas aplicaciones, es por esto que se requieren diferentes tipos de componentes y configuraciones del equipo. El intento de acoplar los accesorios para la transferencia de calor a cada tipo de necesidades, dentro de las restricciones específicas, ha conducido a numerosos tipos de diseños innovadores de intercambiadores de calor.

Quizás el tipo más común de intercambiador de calor en las aplicaciones industriales sea el de tubos y coraza, mostrado en la figura 2.1. Estos intercambiadores de calor contienen un gran número de tubos (a veces varios cientos) empacados en una carcasa con sus ejes paralelos al de éste. La transferencia de calor tiene lugar a medida que uno de los fluidos se mueve por dentro de los tubos, en tanto que el otro se mueve por fuera de éstos, pasando por la coraza. Es común la colocación de desviadores en la coraza para forzar al fluido a moverse en dirección transversal a dicha coraza con el fin de mejorar la transferencia de calor, y también para mantener un espaciado uniforme entre los tubos.

Para este estudio se utilizará el concepto de intercambiador mencionado, utilizando aire turbulento que se mueve a través de un tubo circular y para mejorar su rendimiento térmico se ubicaran insertos dentro del tubo que generen vórtices en la misma dirección de flujo. Dicho mecanismo se denomina generadores de

vórtices longitudinales.

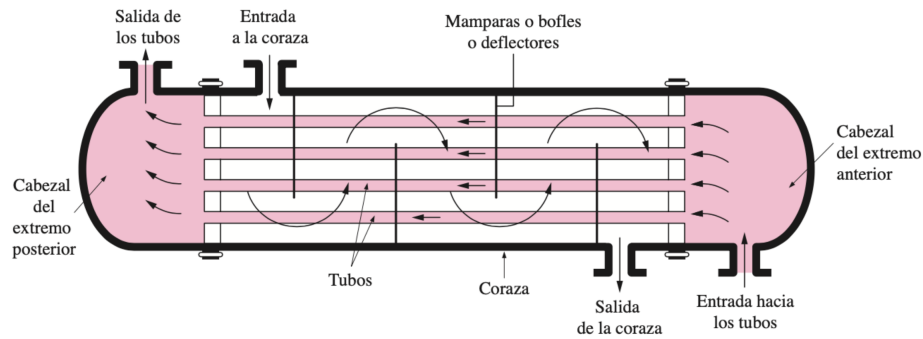


Figura 2.1: Esquema de un intercambiador de calor de coraza y tubos.

2.2. Vórtices longitudinales

Los vórtices longitudinales cuentan con su eje paralelo a la dirección del flujo implicando campos de velocidades en tres dimensiones. Ejemplos típicos son los vórtices que se generan en las puntas de las alas o en aletas con forma delta winglet. La característica principal de dichos vórtices es que logran recorrer largas distancias en la dirección del flujo sin decaer. Es por esto que han sido estudiados extensamente en fenómenos aerodinámicos. Por ejemplo, para evitar el desprendimiento de la capa límite en los automóviles y así lograr una sustentación adecuada, los vórtices longitudinales permiten la reenergización de la capa límite mediante la mezcla entre fluido exterior y fluido dentro de la capa límite.

En la figura 2.2 (Biswal et al. [11]) se muestra un diagrama de flujo de un vórtice longitudinal.

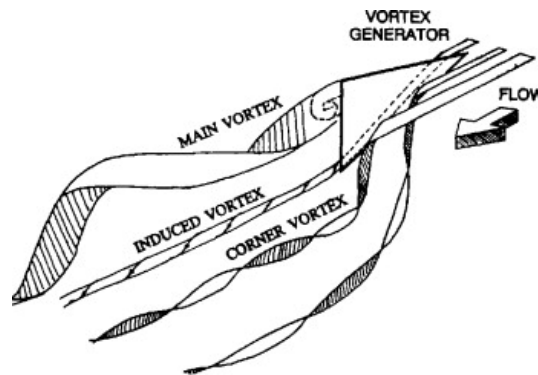


Figura 2.2: Diagrama de flujo del vortice generada por la aleta.

Un vórtice principal se forma por el desprendimiento del flujo en el borde de ataque del GVL, mientras que un vórtice “de esquina” se forma en el borde de salida del GVL, en la zona de alta presión entre el GVL y la superficie de la aleta. También, en algunas ocasiones, se puede observar vórtices inducidos o transversales formados en la cola del GVL.

2.3. Generadores de vórtices longitudinales

Los generadores de vórtices longitudinales son 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 intercambiador de calor o dentro de éste, interactuando así con el flujo de aire y como consecuencia de esto generando vórtices, intensificando la mezcla del fluido y así mejorando la transferencia de calor [6]. En la figura 2.3 se muestran los generadores de vórtices principales y más utilizados en estudios de investigación para encontrar nuevas geometrías que obtengan mejores resultados a partir de éstos diseños.

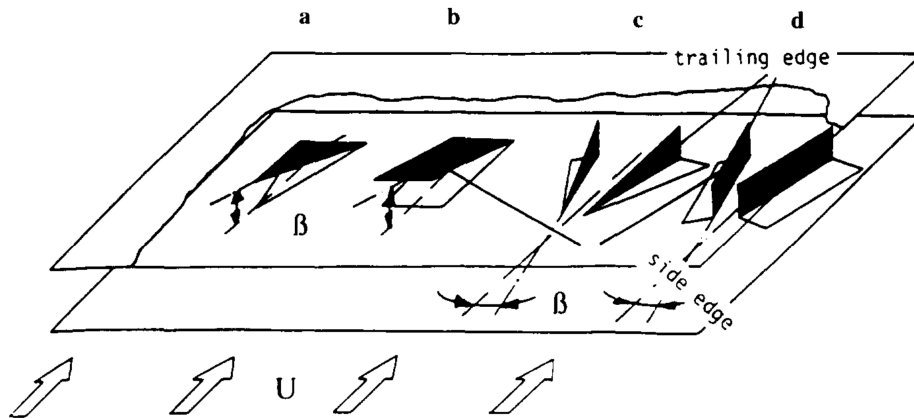


Figura 2.3: Diagrama de generadores de vórtices. (a) Delta wing; (b) Rectangular; (c) Delta winglet; (d) Delta winglet rectangular [5].

2.4. Ecuaciones principales

A continuación se muestran las ecuaciones gobernantes presentes, las cuales describen el comportamiento del fluido a través de la conservación de la masa, descritas en coordenadas cartesianas, debido a las características del problema.

2.4.1. Ecuación de continuidad

Se considera flujo incompresible, densidad ρ [kg/m³] 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 : Velocidad [m/s] en eje x.
- v : Velocidad [m/s] en eje y.
- w : Velocidad [m/s] en eje z.

2.5. Ecuaciones de Navier-Stokes

Las ecuaciones de Navier-Stokes son ecuaciones de derivadas parciales que expresan matemáticamente la conservación del momento y de la masa para los fluidos newtonianos. Se considera μ la viscosidad dinámica [Ns/m^2] y se desprecia el efecto de la gravedad. De esta manera la ecuación de momentum se expresa de la siguiente manera:

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

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

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

2.6. Ecuación de Energía

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

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

2.7. Parámetros

2.7.1. 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. Para este estudio se consideran Reynolds de 5000 a 25000, lo que es mayor a 2000, por lo tanto, el fluido de aire es turbulento. Se define como sigue a continuación:

$$Re = \frac{\rho u_{max} D}{\mu} \quad (2.6)$$

Donde:

- u_{max} : Velocidad máxima del aire [m/s].
- D : Diámetro del tubo [m].
- μ : Viscosidad dinámica del aire [kg/ms].

2.7.2. Coeficiente de transferencia de calor por convección

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

$$h = \frac{Q}{L \cdot \Delta T_m} \quad (2.7)$$

Donde:

- L : Largo del tubo [m]
- Q : Calor transferido [W].
- ΔT_m : Diferencia de temperatura logarítmica [K].

2.7.3. Número de Prandtl

El número de Prandtl es un número adimensional que controla el espesor relativo de las capas límite de momento y térmica. Se define como sigue a continuación:

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad (2.8)$$

2.7.4. 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. Se definen como se muestra a continuación:

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (2.9)$$

Donde:

- k : Conductividad térmica [W / mK]

2.7.5. Número de Nusselt Gnielinski

La correlación de Gnielinski también puede utilizarse para estimar el número de Nusselt en tubos lisos con flujo turbulento. La relación para el número de Nusselt basada en la correlación de Gnielinski es [12]:

$$Nu = \frac{\frac{f}{8}(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7\sqrt{\frac{f}{8}}(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \left[1 + \frac{D}{L}\right] \quad (2.10)$$

donde:

$$f = (1.82 \log Re - 1.64)^{-2} \quad (2.11)$$

2.7.6. 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 para un tubo circular de la siguiente manera [1]:

$$f = \frac{\Delta P}{\left(\frac{L}{D}\right)\rho \left(\frac{U^2}{2}\right)} \quad (2.12)$$

Donde:

- ΔP : Diferencia de presión entre la entrada y la salida del intercambiador de calor.

- ρ : Densidad del aire

2.7.7. Factor de mejora térmica

El factor de mejora térmica (TEF), es la relación del coeficiente de transferencia de calor con el generador de vorticés sobre el coeficiente de transferencia de calor del tubo liso bajo la misma potencia de bombeo. Por otro lado, este factor es el indicador utilizado comunmente en los estudios de referencia para comparar resultados entre GVLs. Se define de la siguiente manera:

$$TEF = \frac{Nu}{Nu_0} \left(\frac{f}{f_0} \right)^{-\frac{1}{3}} \quad (2.13)$$

Donde:

- Nu : Número de Nusselt del modelo a estudiar.
- Nu_0 : Número de Nusselt del caso a comparar.
- f : Factor de fricción del modelo a estudiar.
- f_0 : Factor de fricción del caso a comparar.

Capítulo 3

Metodología

En la figura 3.1 se muestran los pasos seguidos durante el trabajo para el cumplimiento de los objetivos propuestos.

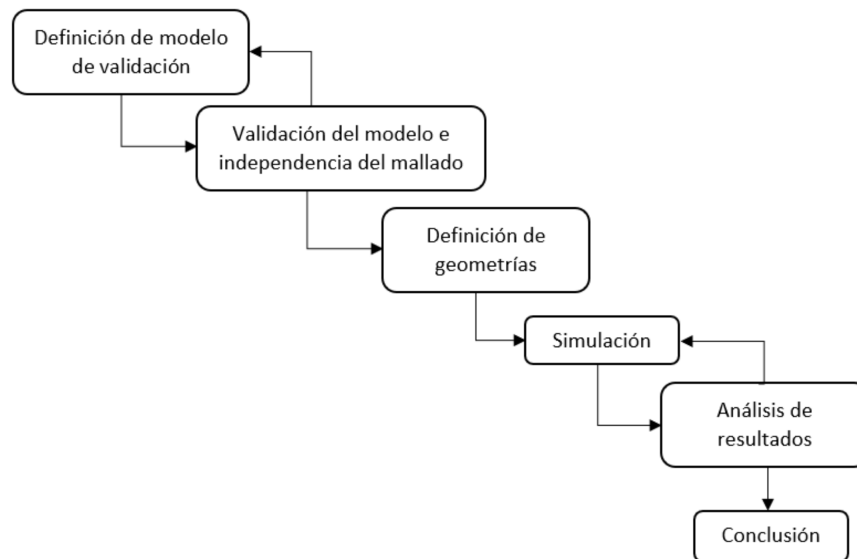


Figura 3.1: Diagrama de metodología de trabajo.

En primer lugar, es necesario definir el modelo de estudio que se utilizará. Luego, se procede a buscar en la bibliografía estudios realizados de forma experimental que hayan empleado una geometría idéntica o similar a la concebida previamente. Esto permitirá detallar sus características, como la geometría y el número de insertos, así como su grosor, el paso longitudinal y transversal, entre otros parámetros.

A continuación, se debe validar el modelo mediante el programa de simulación Ansys Fluent. La geometría se desarrolla utilizando el software externo Fusion 360, y se realizan tres mallados con diferentes grosores. Posteriormente, se establecen los parámetros y condiciones de borde del problema para comenzar a iterar las ecuaciones en el programa.

Los resultados obtenidos del software deben ser similares a los del estudio experimental de referencia, con un margen de error menor al 10%. Una vez cumplida esta condición, el modelo se considera validado, y se continúa con los casos de estudio en los que se modifica el modelo base, proponiendo diversas geometrías

y tamaños de insertos.

En caso de presentar divergencia en los resultados o errores superiores al 15 %, se procede a revisar la definición del modelo, evaluando posibles errores en la geometría, el mallado o las condiciones de borde impuestas.

A continuación, se llevan a cabo las simulaciones con los generadores de vórtices propuestos hasta obtener los resultados deseados. A partir de estas simulaciones, se extraen dos magnitudes fundamentales: la caída de presión y la transferencia de calor, que proporcionan información relevante para comparar con simulaciones anteriores y el modelo base. También se obtienen imágenes del comportamiento termodinámico, como la temperatura, velocidad y presión del fluido en diferentes sectores del caso.

Finalmente, se elaboran las conclusiones con los resultados obtenidos, comparando los modelos estudiados y destacando las ventajas y desventajas de sus diseños, junto con la exposición del cumplimiento de los objetivos propuestos en la investigación.

3.1. Modelo de validación

El modelo de validación debe cumplir con ciertos requisitos. El primer requisito es que éste debe haber obtenido resultados mediante estudios experimentales en el cual se encuentre detallada la geometría utilizada y las condiciones de borde. En este caso se utilizarán GVL dentro de tubos circulares y por ende se buscan papers que tengan hecho el estudio sobre intercambiadores de calor con las mismas características.

El modelo que se usará para esta investigación es el de C.Zhai , 2019 [1].En las figuras 3.2, 3.3 y 3.4 se muestra el modelo realizado en Fusion 360 basado en las dimensiones del estudio anteriormente mencionado junto a los parámetros característicos del generador de vórtices.

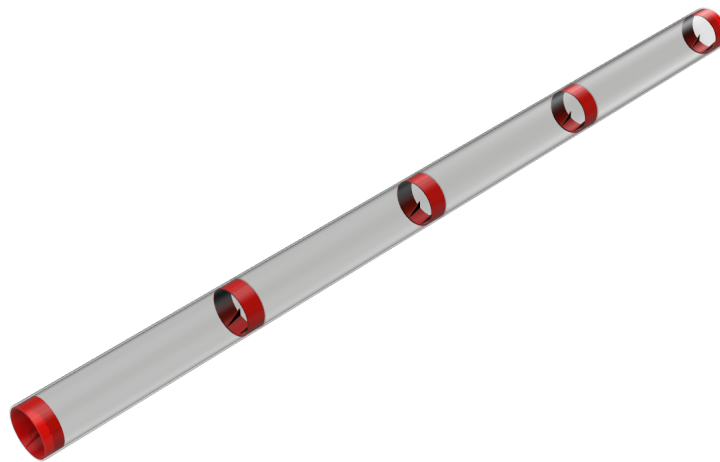


Figura 3.2: Modelo basado en C.Zhai [1].

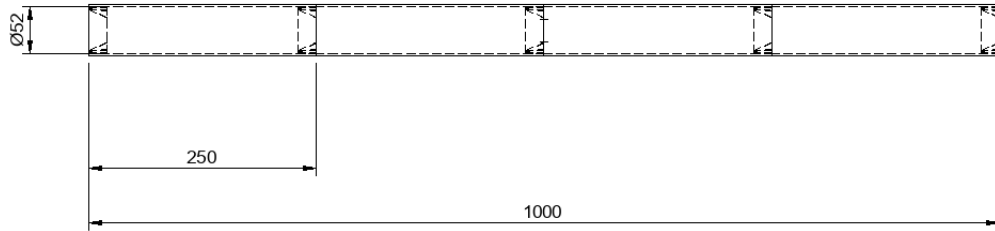


Figura 3.3: Dimensiones del modelo.

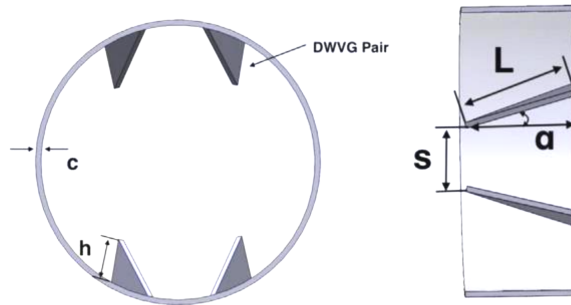


Figura 3.4: Parámetros del generador de vórtices.

El largo del intercambiador es de $L=1000$ mm, el diámetro interno es $D=52$ mm y tiene un espesor $c=1$ mm. Estas dimensiones se mantienen constantes para todos los casos estudiados.

Las dimensiones que mejores rendimientos térmicos obtuvieron presentan un grosor de aleta de 0,3 mm, distancia entre aleta de $s=15$ mm, ángulo de ataque $\alpha = 30^\circ$, usando 4 insertos delta winglets con 4 de éstos ubicados a lo largo del tubo y un espaciado de 250 mm. La altura winglet máxima del inserto usada es de $H=7.5$ mm, la cual no variará en este estudio.

Es importante destacar que las dimensiones mencionadas anteriormente se mantienen constantes para todos los modelos del presente estudio, a excepción de la altura del inserto. Además, se utilizan 4 generadores de vórtices montados como se muestra en la figura 3.3 y se simula el volumen de control que fluye por el interior.

3.2. Definición de geometrías

Una vez definido el modelo de validación, procedemos a modelarlo en Fusion 360, basándonos en las dimensiones del intercambiador utilizadas en el modelo de C. Zhai [1].

En el presente estudio se consideran 7 casos diferentes para analizar. El primero corresponde al intercambiador de calor sin generadores de vórtices en las aletas, que será nuestro caso base para establecer puntos de comparación. Los 7 casos restantes consideran la utilización de 3 tipos distintos de generadores de vórtices con diferentes alturas de aleta. Los tipos de GVL empleados en estos casos son: delta winglet curvo ($H=5$,

7.5 y 10 mm), trapezoidal curvo ($H= 5, 7.5$ y 10 mm) y delta winglet recto (modelo de validación, $H = 7.5$ mm). Es importante destacar que la distribución de los GVL, dimensiones del intercambiador y ángulo de ataque son iguales para cada caso, con el fin de establecer una base para comparar los resultados y determinar cuál tiene un mejor rendimiento térmico.

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

3.2.1. Caso base

En la figura 3.5, se presenta la sección transversal del caso base, el cual consta de un tubo liso, es decir, sin generadores de vórtices, con un diámetro externo de 52 mm e interno de 50 mm, tomando como referencia las dimensiones proporcionadas en el modelo de validación de C. Zhai [1].

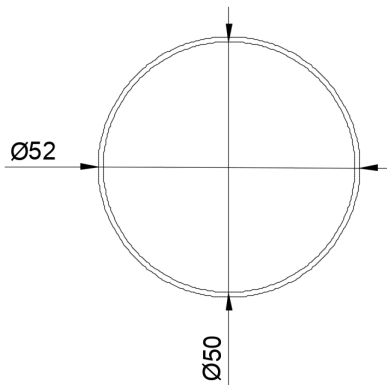


Figura 3.5: Modelo base, tubo liso.

3.2.2. Caso 1

En la figura 3.6, se presenta el caso 1, que consiste en un generador de vórtices tipo trapecio rectangular, específicamente un trapezoidal curvo. Este modelo se basa en el caso base del estudio realizado por Prashant Saini [2], el cual ha sido escalado para adaptarse al presente estudio. El modelo presenta dos alturas, la primera de 2.5 mm ubicada en la entrada del GVL y la segunda altura varía entre 5 a 10 mm.

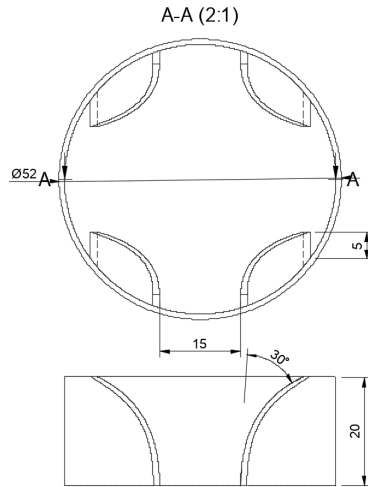


Figura 3.6: Modelo trapezoidal curvo, H = 5 mm.

3.2.3. Caso 2

En la figura 3.7, se muestra el caso 2, que consiste en un generador de vórtices tipo trapezoidal curvo. Este modelo se diferencia del caso 1 en la altura máxima del inserto, que es de 7.5 mm.

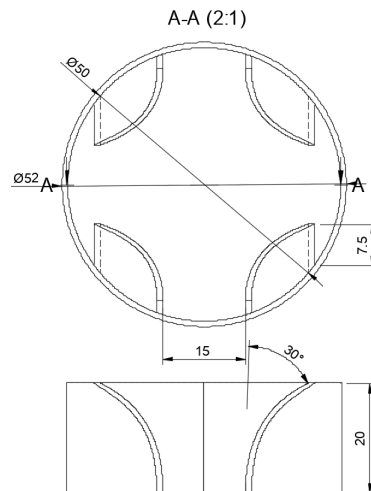


Figura 3.7: Modelo trapezoidal curvo, H = 7.5 mm.

3.2.4. Caso 3

En la figura 3.8, se muestra el caso 3, que consiste en un generador de vórtices tipo trapezoidal curvo. Este modelo se diferencia del caso 2 en la altura máxima del inserto, que es de 10 mm.

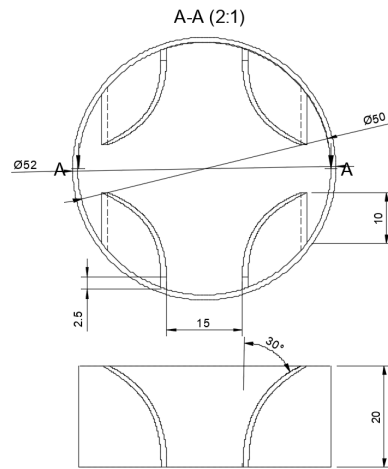


Figura 3.8: Modelo trapezoidal curvo, H = 10 mm.

3.2.5. Caso 4

En la figura 3.9, se muestra el caso 4, que consiste en un generador de vórtices tipo delta curvo. Este modelo ha sido ampliamente estudiado en superficies planas y, en particular, se basa en el caso base del estudio realizado por P.W. Deshmukh [3], el cual ha sido adaptado y escalado para ajustarse al presente estudio. A diferencia del trapezoidal, este generador de vórtices no posee una altura mínima definida.

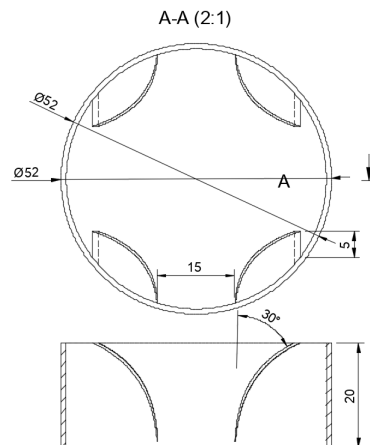


Figura 3.9: Modelo delta curvo, H = 5 mm.

3.2.6. Caso 5

En la figura 3.10, se muestra el caso 5, que consiste en un generador de vórtices tipo delta curvo. Este modelo se diferencia del caso 4 en la altura del inserto, que es de 7.5 mm.

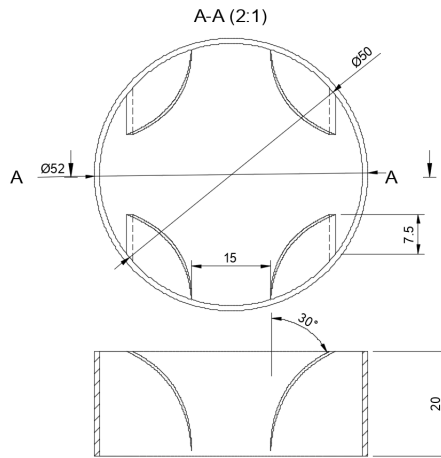


Figura 3.10: Modelo delta curvo, H = 7.5 mm.

3.2.7. Caso 6

En la figura 3.11, se muestra el caso 6, que consiste en un generador de vórtices tipo delta curvo. Este modelo se diferencia del caso 6 en la altura del inserto, que es de 10 mm.

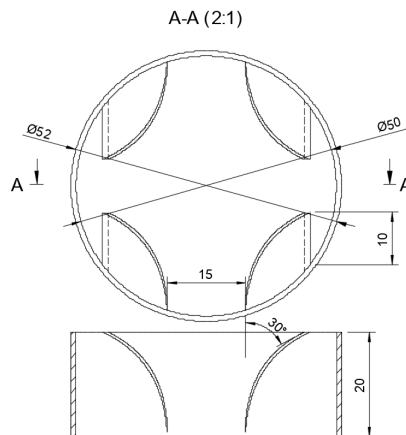


Figura 3.11: Modelo delta curvo, H = 10 mm.

3.2.8. Caso 7

Por último, en la figura 3.12, se presenta el caso 7, que consiste en un generador de vórtices tipo delta recto. Este modelo es el de validación, descrito en el apartado anterior, y representa el mejor resultado obtenido en dicho estudio. Se incluye este modelo entre las geometrías estudiadas con el objetivo de compararlo con los nuevos modelos propuestos.

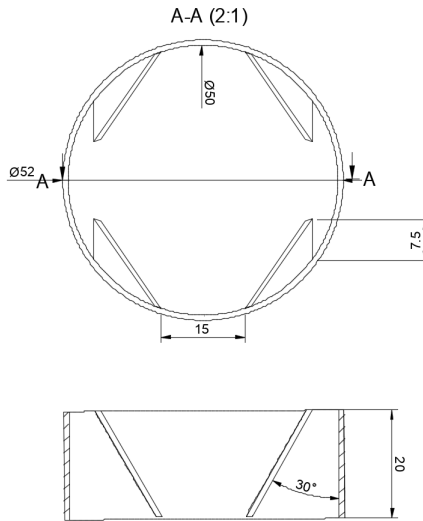


Figura 3.12: Modelo delta recto, H = 7.5 mm.

3.3. Definición de mallado

A partir del diseño previamente mencionado, se utilizan las herramientas de ANSYS Fluent para generar los mallados de las diversas geometrías que han sido modeladas previamente. Dado que las variaciones de sección en los modelos son relativamente simples, se emplean elementos tetraédricos en el proceso de mallado.

Una vez definido el tipo de mallado, se procede a determinar el tamaño de los elementos para obtener el tamaño total de la malla. En esta tarea, se utiliza la opción "body sizing," que permite definir el tamaño de cada elemento de la malla. Se decide mantener el mismo tamaño de elemento en todas las regiones con el fin de asegurar una transición fluida entre ellas.

Finalmente, se decide utilizar el indicador de calidad de elementos llamado "Skewness", el cual permite comparar cada elemento con un elemento ideal, es decir, un elemento equilátero. Una mejor calidad se refleja en un menor valor de Skewness.

3.4. Condiciones de borde

Las condiciones de borde son consistentes para todos los modelos y se dividen en tres secciones: entrada, pared y salida.

En la figura 3.13, se muestra un esquema de las condiciones de borde del sistema. En la sección de entrada, se presentan dos condiciones: una relacionada con la temperatura y otra con la velocidad del flujo. Para la temperatura, se utiliza un valor comúnmente empleado en estudios de aire, $T_{in} = 301\text{K}$ [2], y para la velocidad de entrada, se establece un valor constante que varía entre 1.5 y 7.3 m/s dependiendo del número de Reynolds correspondiente.

Para lograr el intercambio de calor en el modelo, se emplea la condición de borde T_p , que representa

una temperatura de pared constante mayor que T_{in} , con un valor de 316 [K]. Esta condición es ampliamente utilizada en estudios similares y permite evitar la imposición de coeficientes convectivos que podrían afectar la objetividad del estudio.

Además, para simular el espesor de los generadores de vórtices en Línea y la pared del tubo, se utiliza la función Shell Conduction. Mediante esta técnica, se asigna un espesor de 0.0175[m] para representar adecuadamente la geometría de los GVL y asegurar una simulación más precisa de su comportamiento térmico.

Finalmente, la última condición de borde se encuentra en la cara de salida, donde se selecciona la opción outflow en ANSYS Fluent. Esta condición de borde se utiliza para simular un flujo de salida libre del dominio computacional. Al elegir la opción outflow, se permite que el flujo salga del dominio sin reflexiones o retrocesos. En otras palabras, se simula un flujo de salida sin restricciones ni obstrucciones, lo que es especialmente útil cuando se desea modelar un flujo que no tiene ninguna influencia externa en esa región y se puede suponer que se extiende infinitamente. La condición outflow asegura que el flujo pueda salir sin perturbaciones y garantiza que la simulación sea lo más realista y precisa posible en la zona de salida.

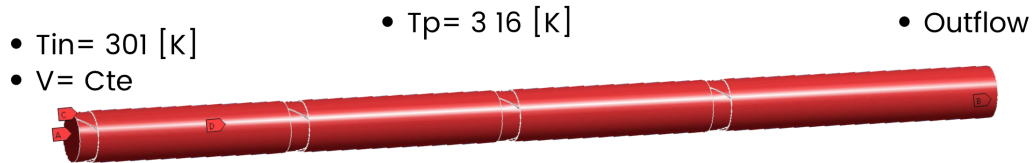


Figura 3.13: Esquema de condiciones de borde del modelo.

3.4.1. Método numérico

En primer lugar, es importante destacar que para la resolución computacional del problema se emplea ANSYS Fluent. El modelo de resolución utilizado es SST $k-\omega$, SIMPLE C, junto con el método de aguas arriba de segundo orden, Last Squares Cell Based para la discretización de segundo orden en la presión, momentum y energía. El paso de tiempo se determina mediante la siguiente ecuación:

$$\Delta t = \frac{L}{u_{in}} \cdot \frac{1}{100} \quad (3.1)$$

Donde L representa el largo del modelo (intercambiador y región de salida), u_{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.

3.4.1.1. Ecuaciones de transporte para el modelo SST-($k-\omega$)

La formulación destinada a la conservación de la energía térmica se expresa a través del modelo turbulento Shear-Stress Transport (SST) $k-\omega$, concebido por Menter, especialmente adecuado para enfrentar

situaciones con elevados números de Reynolds. Su particularidad radica en la habilidad para integrar de manera eficiente la formulación sólida y eficaz del modelo k - ω en la proximidad de la pared, al mismo tiempo que conserva la independencia del flujo libre del modelo k en la región lejana. Las ecuaciones asociadas a este enfoque son las siguientes:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \overline{G_k} - Y_k \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + \overline{G_\omega} - Y_\omega + D_k \quad (3.3)$$

Donde:

- k : Energía cinética de turbulencia.
- ω : Tasa de disipación específica.
- G_k : Generación de k debido a gradientes de velocidad media.
- G_ω : Generación de ω debido a gradientes de velocidad media.
- Γk : Difusión efectiva de k .
- $\Gamma \omega$: Difusión efectiva de ω .
- Y_k : Disipación de k debido a la turbulencia.
- Y_ω : Disipación de ω debido a la turbulencia.

$$\Gamma_{k,\omega} = \mu + \mu_t \sigma_{k,\omega} \quad (3.4)$$

Donde:

- $\sigma_{k,\omega}$: Número de Prandtl turbulento para k y ω .
- $\mu_{k,\omega}$: Viscosidad turbulenta.

$$\mu_{k,\omega} = \frac{\rho k}{\omega \cdot \max \left(\frac{1}{a^*}, \frac{SF_2}{a_{1w}} \right)} \quad (3.5)$$

Donde, S es la magnitud de la tasa de deformación, $a^* = 1$ cuando los reynolds son altos:

$$\sigma_k = \frac{1}{\frac{F_1}{\sigma_{k,1}} + \frac{1-F_1}{\sigma_{k,2}}} \quad (3.6)$$

$$\sigma_\omega = \frac{1}{\frac{F_1}{\sigma_{\omega,1}} + \frac{1-F_1}{\sigma_{\omega,2}}} \quad (3.7)$$

$$F_1 = \tanh(\phi_1^4) \quad (3.8)$$

$$\phi_1 = \min \left(\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right), \frac{4\rho k}{\sigma_{\omega,2} D_\omega^+ y^2} \right) \quad (3.9)$$

$$D_{\omega}^{+} = \max \left(2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega,2}} \frac{1}{\sigma_{\omega}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right) \quad (3.10)$$

$$F_2 = \tanh(\phi_2) \quad (3.11)$$

$$\phi_2 = \max \left(\frac{2\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right) \quad (3.12)$$

Donde y es la distancia a la próxima superficie y D_{ω}^{+} es la parte positiva del término difusión cruzada.

Modelado de la producción de turbulencia

$$G = G_w \frac{wk}{k} \quad (3.13)$$

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (3.14)$$

En donde S es el módulo de la tasa de deformación media.

Modelado de disipación de turbulencia

$$Y_k = \rho \beta^* f_{\beta^*} k \omega \quad (3.15)$$

Donde:

$$f_{\beta^*} = \begin{cases} 1 & \text{si } \chi_k \leq 0 \\ \frac{1+680\chi_k^2}{1+400\chi_k^2} & \text{si } \chi_k > 0 \end{cases}$$

$$\chi_k \equiv \frac{1}{\omega^3} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\omega}{x_j}$$

con

$$\beta^* = \beta_i^* (1 + \zeta^* F(M_t)) \quad (3.16)$$

$$\beta_i^* = \frac{\beta_{\infty}^* \left(\frac{4}{15} + \left(\frac{Re_t}{R_{\beta}} \right)^4 \right)}{1 + \left(\frac{Re_t}{R_{\beta}} \right)^4} \quad (3.17)$$

$$\zeta^* = 1.5 \quad (3.18)$$

$$\beta = 8 \quad (3.19)$$

$$\beta_{\infty}^* = 0.09 \quad (3.20)$$

$$R_{\epsilon t} = \frac{\rho k}{\mu \omega} \quad (3.21)$$

$$R_{\beta} = 8 \quad (3.22)$$

Para el caso de la disipación de ω es:

$$Y_{\omega} = \rho \beta \omega^2 \quad (3.23)$$

donde

$$\beta_i = F_1 \beta_{i,1} + (1 - F_1) \beta_{i,2} \quad (3.24)$$

Modificación de la difusión cruzada

$$D_{\omega} = 2(1 - F_1) \rho \frac{1 \partial k \partial \omega}{\omega \sigma_{w,2} \partial x_j \partial x_j} \quad (3.25)$$

Constantes del modelo

$$\sigma_{k,1} = 1.176,$$

$$\sigma_{w,1} = 2.0,$$

$$\sigma_{k,2} = 1.0,$$

$$\sigma_{w,2} = 1.168,$$

$$a_1 = 0.31,$$

$$\beta_{i,1} = 0.075,$$

$$\beta_{i,2} = 0.0828.$$

3.4.1.2. Discretización y solución

Ansys Fluent utiliza una metodología basada en el método de volúmenes finitos para transformar una ecuación general de transporte de variables escalares en una ecuación algebraica que puede resolverse numéricamente.

La discretización de las ecuaciones principales puede ejemplificarse a través de la ecuación de transporte de una variable escalar ϕ . Esta ecuación, expresada de manera integral para un volumen de control (VC) con volumen V , se presenta así:

$$\int_V \frac{\partial(\rho \phi \mathbf{v})}{\partial t} dV + \oint \rho \phi \mathbf{v} \cdot d\mathbf{A} = \oint \Gamma \nabla \phi \cdot d\mathbf{A} + \int_S S_{\phi} dV \quad (3.26)$$

Donde:

- ρ es la densidad.
- ϕ es la variable escalar

- v es la velocidad
- Γ es un coeficiente de difusión
- S es la superficie del volumen de control.

Esta ecuación describe la tasa de cambio de la cantidad $\rho\phi$ en el volumen de control, la convectividad a través de la superficie del VC y las contribuciones de la difusión y las fuentes en la región del volumen.

Luego, se aplica a cada VC en el dominio computacional. La discretización de esta ecuación es:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t}V + \sum_f^{ncaras} \rho\phi_f v_f \cdot A_f = \sum_f^{ncaras} \Gamma_\phi \nabla\phi_f v_f \cdot A_f + S_\phi V \quad (3.27)$$

Los valores de ϕ_f requeridos para los terminos convectivos de la ec. 3.27 se obtienen mediante la interpolacion de los centros de los VC. Esto se lleva a cabo mediante un esquema de interpolacion, donde ϕ_f es derivada por los valores de los VC vecinos. . El método empleado para este propósito es el esquema de aguas arriba de segundo orden.

Esquema de aguas arriba de segundo orden

En este esquema, se logra una precisión de mayor orden en las caras del volumen de control (VC) mediante una expansión de las series de Taylor de ϕ en el centro del VC. El valor de ϕ_f se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$\phi_f = \phi_1 + \nabla\phi_1 \cdot \mathbf{r} \quad (3.28)$$

Determinación de gradientes

Los gradientes de las variables dependientes son esenciales para construir los valores escalares en las caras de los volúmenes de control (VC). Además, el gradiente $\nabla\phi$ de una variable ϕ se emplea en la discretización de los términos de convección y difusión en las ecuaciones conservativas. Ansys Fluent ofrece tres métodos para obtener estos gradientes: Green-Gauss basado en la celda, Green-Gauss basado en el nodo y evaluación del gradiente basado en los mínimos cuadrados de celda. En el presente estudio, se ha optado por utilizar el método de mínimos cuadrados de celda.

Método de gradiente basado en los mínimos cuadrados de la celda

En este método, se asume que la solución es lineal. El gradiente entre dos volúmenes de control (VC) vecinos, con una distancia $\Delta\mathbf{r}_i$ entre sus centros (\mathbf{c}_0 y \mathbf{c}_i). Se define con la siguiente ecuación:

$$(\nabla\phi)_{c_0} \cdot \Delta\mathbf{r}_i = (\phi_{c_i} - \phi_{c_0}) \quad (3.29)$$

Si escribimos esta ecuación para cada VC vecino a c_0 , obtenemos:

$$[J](\nabla\phi)_{c_0} = \Delta\phi \quad (3.30)$$

Donde $[J]$ es una matriz con las distancias entre los centros. El gradiente $(\nabla\phi)_{c_0}$ se obtiene resolviendo esta ecuación.

3.5. Independencia del mallado

Con el objetivo de obtener resultados altamente precisos minimizando el costo computacional, es crucial asegurar la independencia del mallado utilizado en el modelo. Para lograr esto, se estudian seis mallas con diferentes grosores, lo que se traduce en distintas cantidades de elementos. El propósito es determinar la malla que ofrezca variaciones despreciables en los resultados y, al mismo tiempo, requiera una cantidad razonable de elementos, evitando así un alto consumo de recursos computacionales.

Se emplea la función "body sizing" para ajustar el tamaño de los elementos en el mallado. Para crear las seis mallas, se consideraron seis tamaños de elementos distintos: 20; 15; 10; 5; 3; y 2 [mm]. La cantidad de elementos obtenida por malla es la siguiente:

- Malla 1: Tamaño de elemento 20 mm; 3.953 elementos; mallado ultra grueso.
- Malla 2: Tamaño de elemento 15 mm; 7.666 elementos; mallado grueso.
- Malla 3: Tamaño de elemento 10 mm; 20.741 elementos; mallado medio.
- Malla 4: Tamaño de elemento 5 mm; 150.095 elementos; mallado fino.
- Malla 5: Tamaño de elemento 3 mm; 683.404 elementos; mallado muy fino.
- Malla 6: Tamaño de elemento 2 mm; 2.293.618 elementos; mallado ultra fino.

En la Tabla 3.1 se presentan los valores obtenidos para la cantidad de elementos, el Skewness promedio, la desviación estándar y el calor transferido para las seis mallas definidas. Es evidente que a medida que se elige un tamaño de elemento más pequeño, tanto la cantidad de elementos como la calidad de la malla aumentan considerablemente. Según las directrices del programa ANSYS Fluent, un elemento se considera de alta calidad si su Skewness es menor a 0.22. Además, cuanto menor sea la desviación, mayor confiabilidad posee el resultado. Por lo tanto, una malla más fina tendrá una mejor calidad y permitirá obtener resultados más confiables y precisos.

Tabla 3.1

Tamaño	Elementos	Skewness promedio	Desviación estandar	Calor transferido
2	2.293.618	0.2	0.11	187
3	683.404	0.21	0.11	189
5	150.095	0.22	0.13	196
10	20.741	0.3	0.22	156
15	7666	0.42	0.3	153
20	3953	0.54	0.3	155

En la figura 3.14, se puede apreciar la convergencia de la variable de estudio, que en este caso es el calor transferido promedio. Se observa que a medida que se superan los 600,000 elementos, la convergencia se estabiliza en un rango de valores entre 187 y 190. Por lo tanto, podemos descartar las mallas con un número menor de elementos, ya que no proporcionan resultados convergentes.



Figura 3.14: Convergencia de calor respecto a cantidad de elementos.

Debido a lo mencionado anteriormente, las mallas más interesantes para elegir son las de tamaño 2 y 3 mm, ya que ofrecen resultados similares, pero presentan diferencias significativas en la cantidad de elementos utilizados. En la figura 3.15, se muestra la malla seleccionada, la cual corresponde a un tamaño de 2 mm. A pesar de tener una mayor cantidad de elementos en comparación con la de 3 mm, la transición entre las secciones lisas y las que contienen generadores de vórtices es más fluida, lo que resulta ser el factor más relevante en la elección, ya que esta transición tiene un impacto directo en los resultados finales.

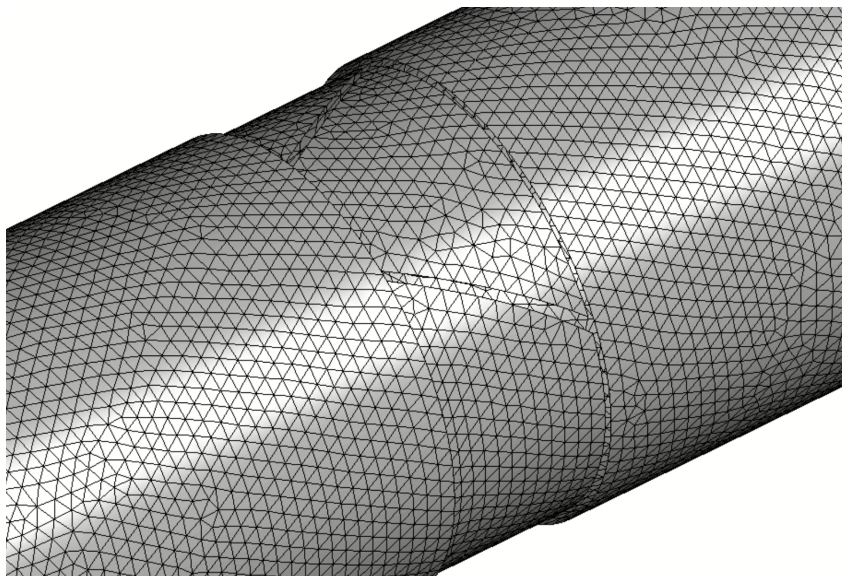


Figura 3.15: Malla elegida, tamaño de elemento= 2 mm.

3.6. Validación del modelo

Es fundamental contrastar los resultados del caso base con las correlaciones propuestas por Gnielinski. La figura 3.16 exhibe el número de Nusselt obtenido tanto para el caso base como para el obtenido mediante

la correlación de Gnielinski. Se destaca que los resultados son altamente concordantes, dado que las correlaciones de Gnielinski están diseñadas específicamente para tubos lisos con flujos turbulentos. A un número de Reynolds de 25000, se observa un error de aproximadamente el 7.7%, una discrepancia considerada aceptable según las referencias [12].

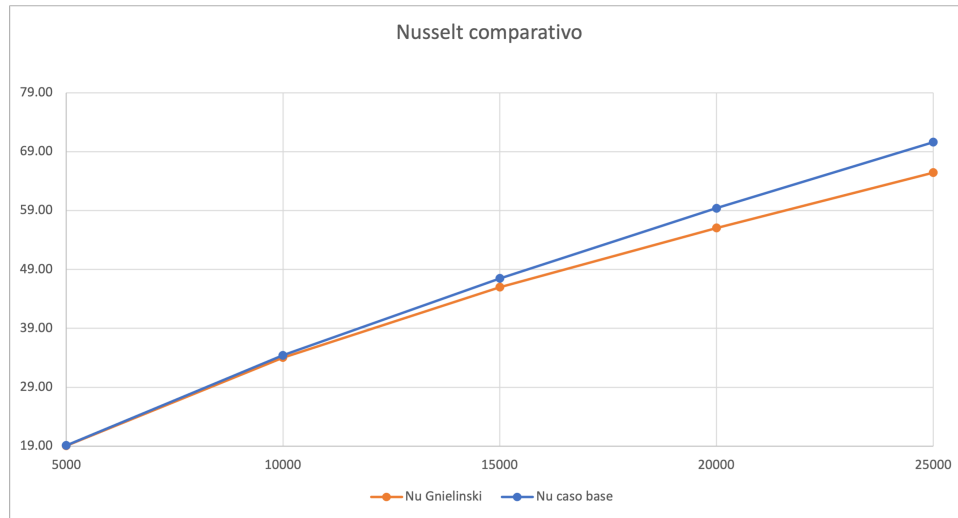


Figura 3.16: Nusselt del caso base y de de Gnielinski.

Posteriormente, la figura 3.17 presenta el factor de fricción obtenido en el caso base y el determinado por Gnielinski. Se evidencia una diferencia máxima del 9% , la cual se encuentra dentro de márgenes aceptables de acuerdo con las referencias [12]. Estas discrepancias pueden explicarse por la naturaleza de las expresiones utilizadas en métodos de elementos finitos, así como por las particularidades de la formulación propuesta por Gnielinski.

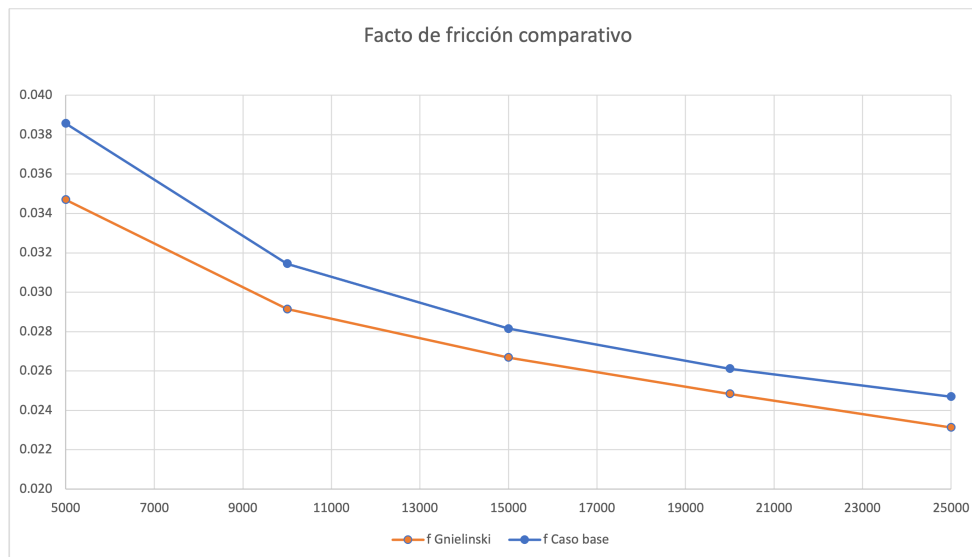


Figura 3.17: Factor obtenido del caso base y de Gnielinski.

Para validar el modelo computacional, se seleccionó el trabajo de C. Zhai, 2019 [1], como referencia para comparar los resultados obtenidos en las simulaciones del modelo con delta recto con altura $H = 7.5$ mm.

En la Figura 3.18, se presentan dos curvas de número de Nusselt para el modelo delta recto con $H = 7.5$ mm en cinco números de Reynolds. La curva azul representa los resultados del estudio de referencia, obtenidos mediante métodos experimentales que involucran mediciones de presión, temperatura y calor. En cambio, la curva roja muestra los resultados obtenidos en el presente estudio mediante métodos numéricos.

Es importante destacar que existen diferencias en los valores de Nusselt, debido a la distinta naturaleza de los métodos empleados para obtener los resultados. Mientras el estudio de referencia se basa en métodos experimentales con mediciones directas, el presente estudio utiliza métodos numéricos a través de simulaciones computacionales.

No obstante, el mayor error porcentual presente es de un 6.25 %, lo cual se considera aceptable según estudios similares [2]. Además, las curvas se comportan de la misma manera ascendente a medida que el número de Reynolds aumenta. Esto indica que, a pesar de las diferencias entre los enfoques experimentales y numéricos, el modelo computacional demuestra una buena capacidad para aproximar los resultados comparados con los obtenidos en el estudio de referencia.

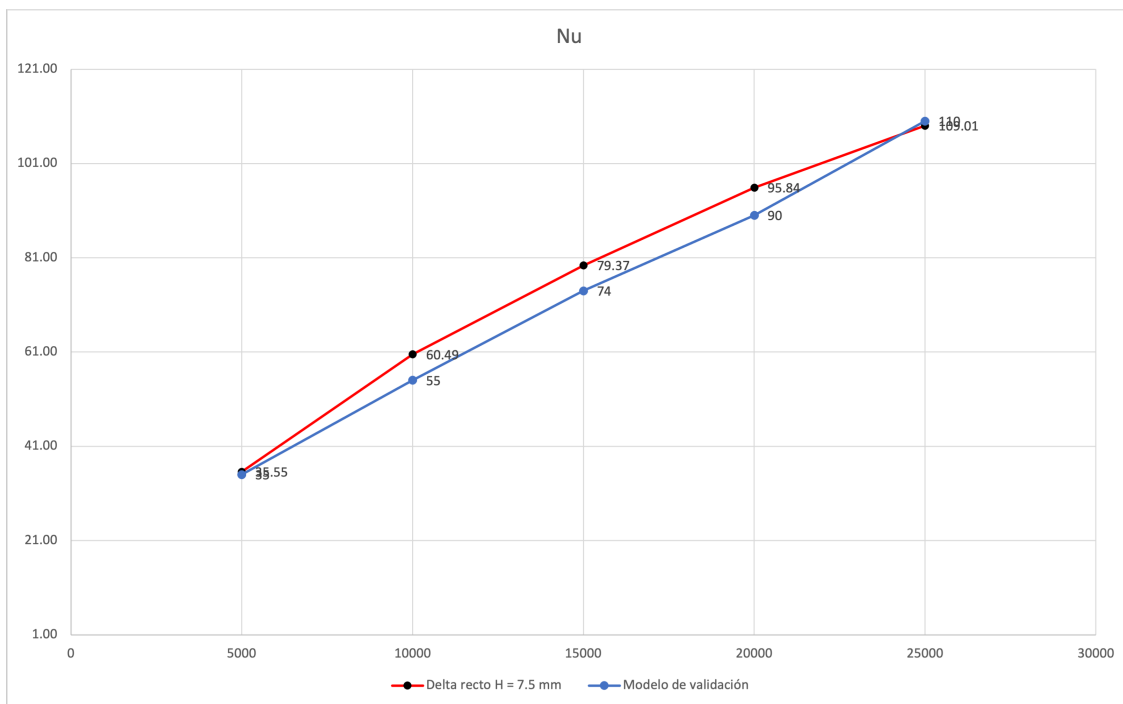


Figura 3.18: Nusselt obtenido y del estudio de referencia.

En la figura 3.19, se presentan los factores de fricción del modelo de referencia y los obtenidos mediante simulaciones. Debido a las mismas razones descritas anteriormente, se observan diferencias en los resultados. Sin embargo, el mayor error porcentual presente es del 9.8 %, lo cual se considera aceptable. Es relevante destacar que el factor de fricción obtenido a partir de las simulaciones sigue la misma tendencia decreciente al aumentar el número de Reynolds.

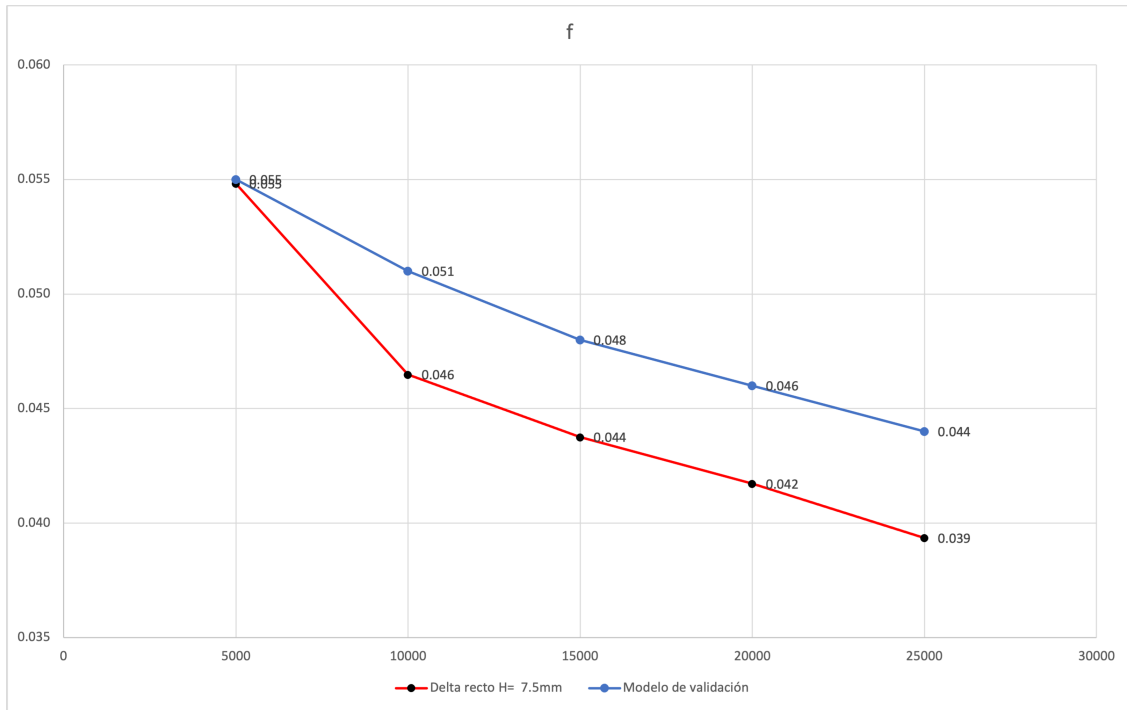


Figura 3.19: Factor de fricción obtenido y del estudio de referencia

Finalmente, en la figura 3.20, se presentan los rendimientos térmicos del modelo de referencia y los obtenidos mediante simulaciones. Se puede observar que el mayor error porcentual presente es del 2.7%, y se encuentra en $Re=5000$. A pesar de que el régimen es turbulento con dicho número de Reynolds y los valores de Nu y f son idénticos, el TEF difiere. Esto se debe a la diferencia en los valores de Nu y f del caso base, es decir, sin GVLS, y estos se asemejan con Reynolds mayores.

Es relevante destacar que el TEF obtenido a partir de las simulaciones sigue la misma tendencia decreciente al aumentar el número de Reynolds desde 10000.

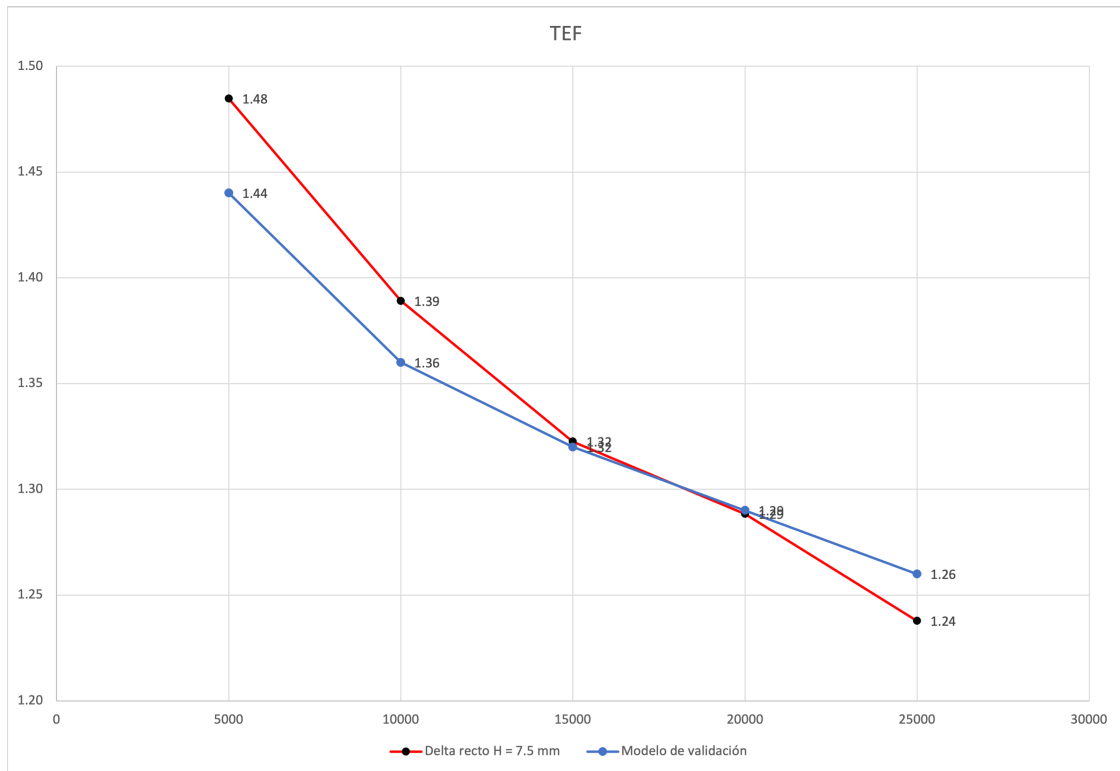


Figura 3.20: Rendimiento térmico obtenido y del estudio de referencia.

Capítulo 4

Resultados

A continuación, se presentan los resultados obtenidos para cada caso, utilizando la misma escala de colores y número de Reynolds. Posteriormente, se realizará un análisis comparativo basado en los objetivos del trabajo.

4.1. Resultados

4.1.1. Caso base

A continuación se presentan los resultados correspondientes al modelo sin GVLs.

En las figuras 4.1 y 4.2, se muestra el flujo de calor a lo largo del intercambiador de calor en el plano XY y en la sección de entrada respectivamente. En la primera imagen, se observa que la transferencia de calor es máxima en la entrada del intercambiador, mientras que en la sección posterior disminuye y se mantiene constante. El valor máximo de transferencia de calor se logra en la entrada del intercambiador debido a que predomina la transferencia de calor por convección, impulsada por la alta diferencia de temperatura entre el fluido entrante y la pared del tubo.

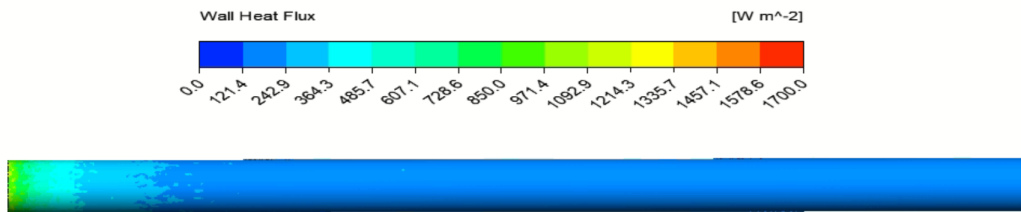


Figura 4.1: Contorno de calor transferido del caso sin GVL en el plano XY, Re = 10000.

Luego, en la segunda imagen se pueden distinguir los contornos máximos y la rápida disminución mencionada anteriormente.

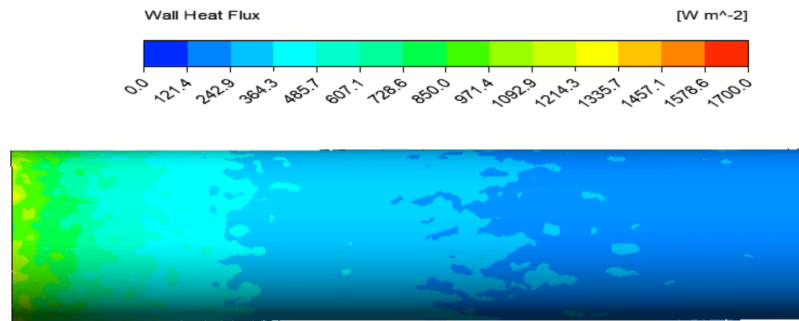


Figura 4.2: Contorno de calor transferido del caso sin GVL en la sección de entrada del tubo, $Re = 10000$.

En la figura 4.3, se presentan las líneas de flujo en la ubicación supuesta del GVL2. Se observa que las velocidades son mayores en el centro y menores en las paredes. Además, el flujo muestra fluctuaciones debido a que el régimen es turbulento.

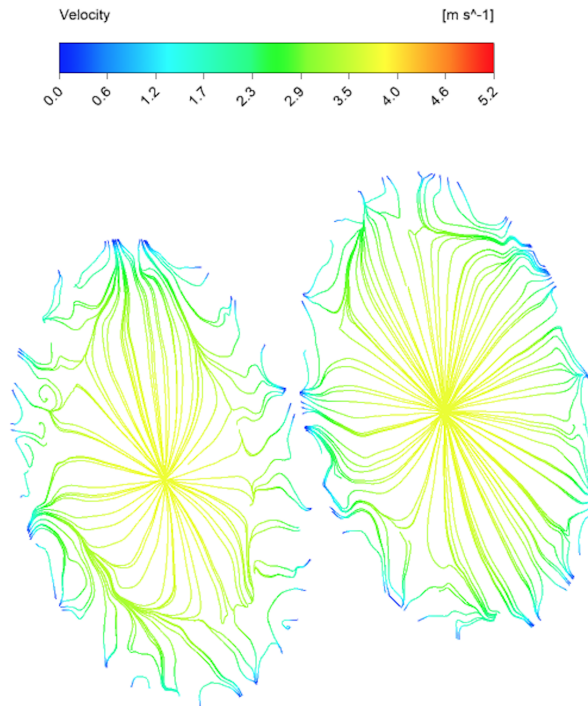


Figura 4.3: Vórtice local del caso sin GVL en la ubicación supuesta del GVL2, $Re = 10000$.

En las figuras 4.4 y 4.5, se presentan los resultados de temperatura y presión en planos XZ.

En la primera imagen, no se observa interacción entre la temperatura de las paredes. Lo anterior, explica la baja transferencia de calor en esta zona.

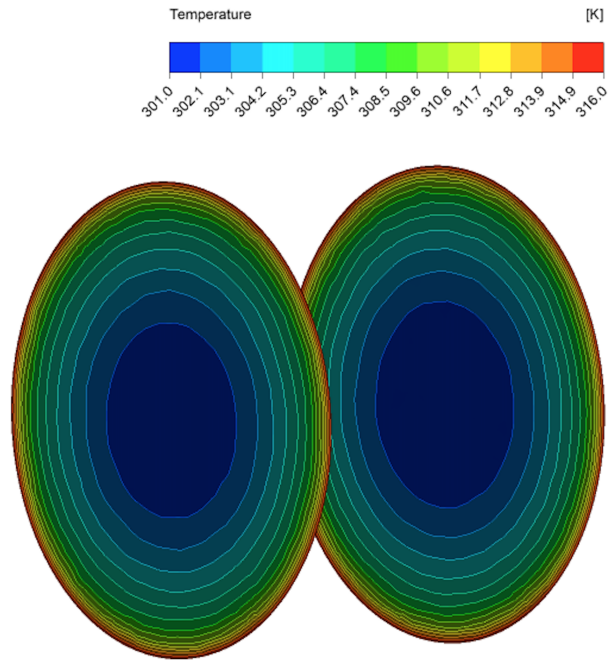


Figura 4.4: Contornos de temperatura del caso sin GVL en planos XZ en la ubicación supuesta del GVL2, $Re = 10000$.

En la segunda imagen, se puede apreciar que no existe una diferencia de presión significativa debido a que el tubo es liso y no presenta obstáculos que provoquen una pérdida de carga importante.

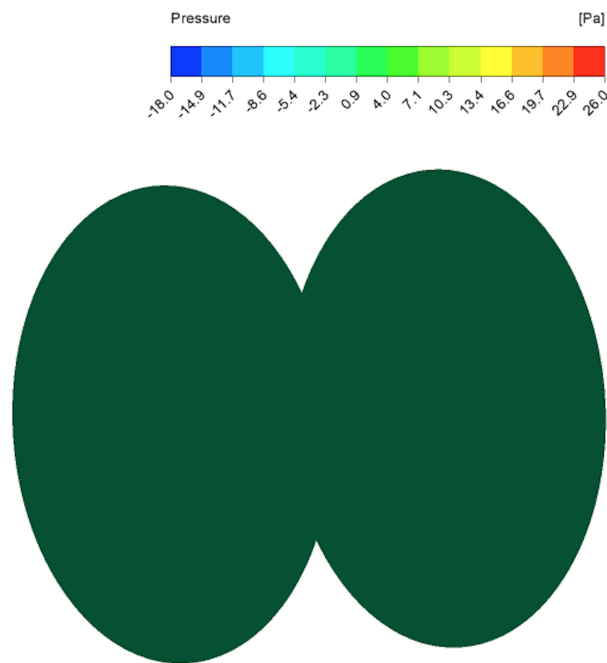


Figura 4.5: Contorno de presión del caso sin GVL en planos XZ en la ubicación supuesta del GVL2, $Re = 10000$.

En las figuras 4.6 y 4.7, se ofrece una visión panorámica del comportamiento de las presiones y temperaturas en el intercambiador de calor sin GVL. En este caso, se puede observar que la presión en la entrada

del intercambiador alcanza su valor máximo, mientras que en la salida se registra la presión más baja. Esta diferencia de presión es relativamente pequeña, lo cual se debe al diseño liso del tubo y a la ausencia de obstáculos que generen una pérdida significativa de carga en el flujo.

La suavidad de la superficie interna del tubo permite que el fluido se desplace con menor resistencia y, por lo tanto, no se produzcan grandes pérdidas de energía debido a la fricción. Esto se traduce en una disminución gradual de la presión a medida que el fluido atraviesa el intercambiador, pero la variación es leve debido a la eficiencia en el transporte del fluido en un conducto sin obstrucciones.

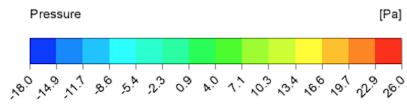


Figura 4.6: Contorno de presión del caso sin GVL en el plano medio XY, $Re = 10000$.

Asimismo, al analizar las temperaturas en el intercambiador, se aprecia una distribución uniforme a lo largo de su recorrido. La falta de GVLs no promueve una mezcla efectiva de temperaturas, lo que resulta en un gradiente térmico menos pronunciado.

Además, es evidente la formación de la capa límite térmica sin que haya una mezcla efectiva de temperaturas, lo cual se atribuye a la ausencia de vórtices en el flujo.

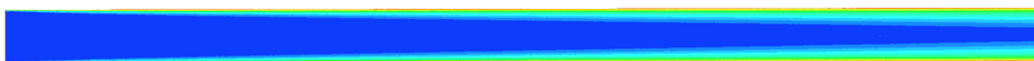
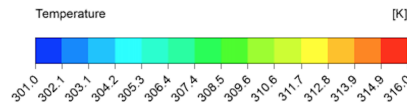


Figura 4.7: Contorno de temperatura del caso sin GVL en el plano medio XY, $Re = 10000$.

4.1.2. Caso 1

A continuación se presentan los resultados correspondientes al modelo con GVL tipo trapezoidal curvo de altura $H = 5 \text{ mm}$.

En las figuras 4.8 y 4.9 se muestra el flujo de calor a lo largo del IC en los planos XY y YZ, respectivamente. En la primera imagen, se puede observar cómo el flujo de calor aumenta en la zona de cada GVL. 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 muestra un menor aumento. Además, se puede notar que el valor máximo de transferencia se logra en la entrada del intercambiador, donde efectivamente predomina la transferencia de calor por convección debido a la alta diferencia de temperatura entre el fluido entrante y las aletas del intercambiador de calor.

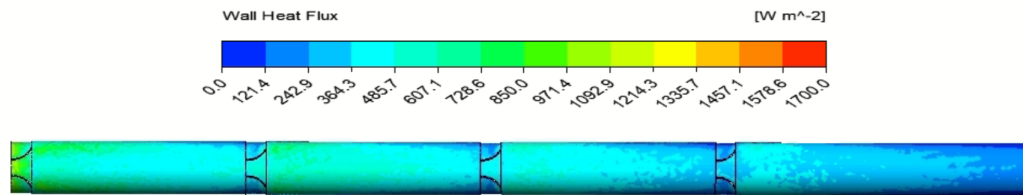


Figura 4.8: Contorno de calor transferido del modelo trapezoidal curvo en el plano XY, $H = 5 \text{ mm}$, $Re = 10000$.

Por otra parte, en la segunda imagen se pueden distinguir dos contornos principales en el plano YZ que se extienden desde el comienzo hasta el final del intercambiador de calor. El contorno central muestra una baja transferencia de calor, mientras que en los extremos presenta una mayor.

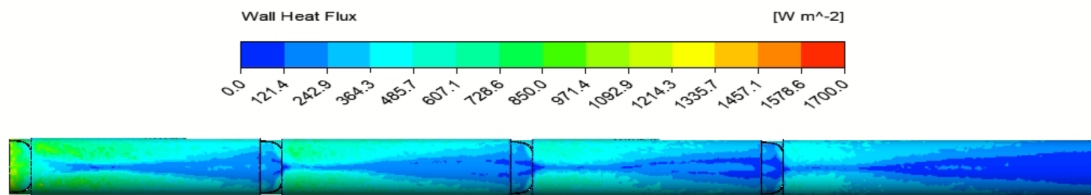


Figura 4.9: Contorno de calor transferido del modelo trapezoidal curvo en el plano YZ, $H = 5 \text{ mm}$, $Re = 10000$.

En las figuras 4.10 y 4.11, se muestra con detalle lo descrito anteriormente. Esto es fundamental, ya que da una noción de la existencia de vórtices longitudinales de larga duración que se extienden desde el primer GVL hasta el último.

En la primera imagen, se puede observar que el aumento de calor se localiza en el centro del plano XY, lo que induce una mezcla de fluidos desde las paredes hacia el centro del tubo. Por otro lado, en la segunda imagen se aprecia claramente un desarrollo de la capa límite, la cual fue interrumpida por el generador, provocando posteriormente una mayor transferencia de calor.

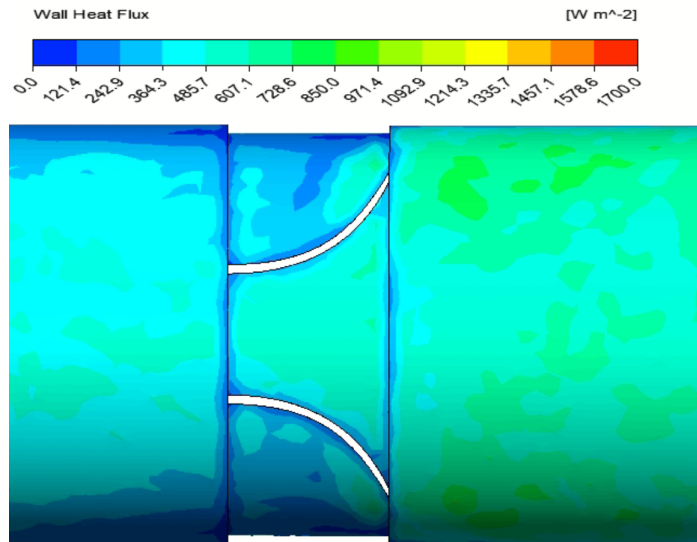


Figura 4.10: Contorno de calor transferido del modelo trapecoidal curvo en la ubicación del GVL 2 en el plano XY, H = 5 mm, Re = 10000.

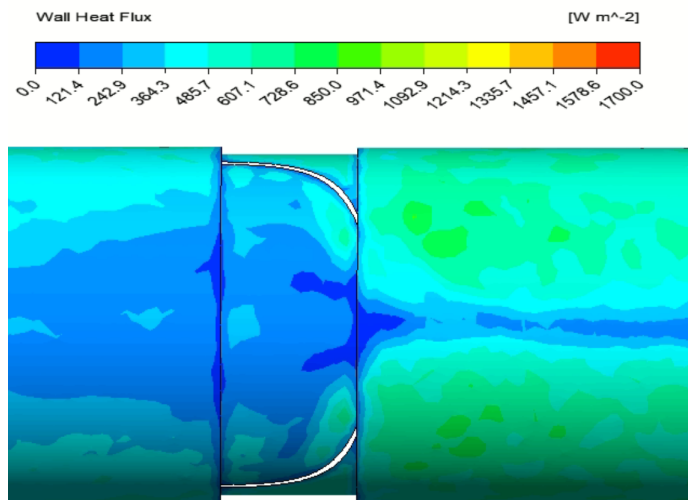


Figura 4.11: Contorno de calor transferido del modelo trapecoidal curvo en la ubicación del GVL 2 en el plano YZ, H = 5 mm, Re = 10000.

Las figuras 4.12 y 4.13 muestran los vórtices generados por el GVL 2 en el intercambiador de calor, revelando su impacto en la transferencia de calor y la dinámica del flujo. El flujo experimenta una aceleración significativa al pasar por los insertos, generando remolinos desde la pared hacia el centro del intercambiador. Estos vórtices aumentan la mezcla y la agitación del fluido, mejorando la transferencia de calor del intercambiador al favorecer la remoción de capas límites .

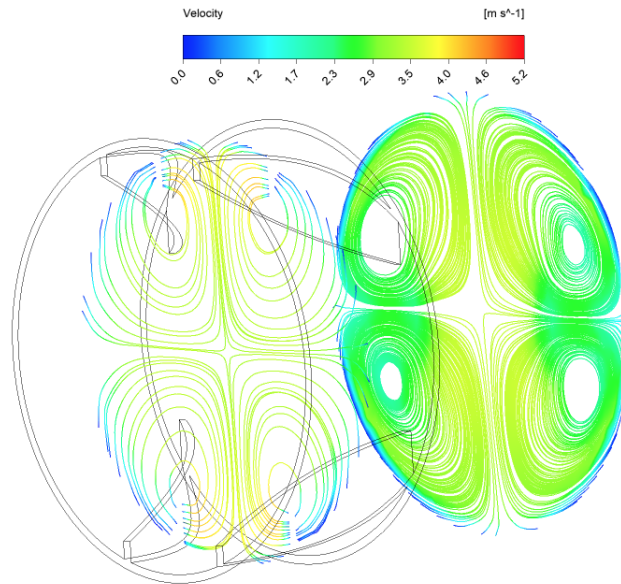


Figura 4.12: Líneas de flujo del modelo trapezoidal curvo en planos XZ en la ubicación del GVL 2, H = 5 mm, Re = 10000.

En la segunda figura, en una vista isométrica, se aprecia cómo las líneas de flujo impactan el inserto, bordeándolo e interactuando con la pared. Estas líneas de flujo se unen con las que pasaron por encima, generando vórtices al interactuar con la parte posterior del inserto de baja presión.

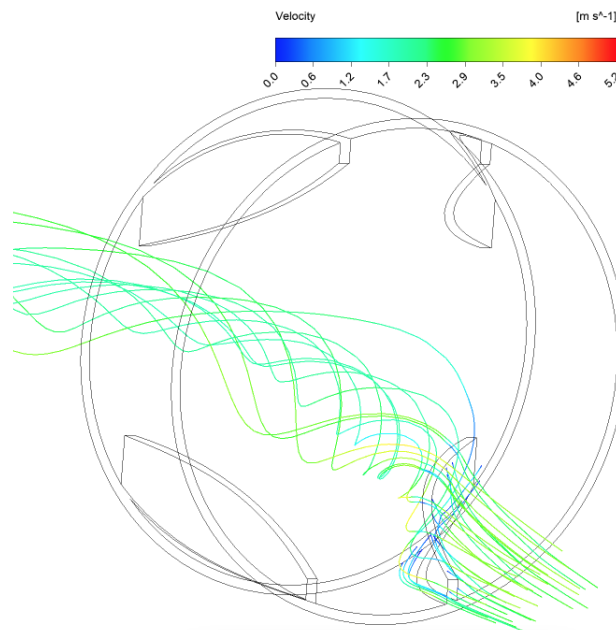


Figura 4.13: Vórtice local del modelo trapezoidal curvo en la ubicación del GVL 2, H = 5 mm, Re = 10000.

En las figuras 4.14 y 4.15, se presentan los resultados de temperatura y presión durante y posterior al paso del GVL 2. Como se mencionó anteriormente, el aumento de velocidad y generación de vórtices provocan una mayor mezcla del flujo desde las paredes hacia el centro del intercambiador de calor.

En la primera imagen, se observa esta interacción entre la temperatura de las paredes laterales, mientras que no se aprecia una interacción similar en las paredes superiores e inferiores. Esto explica la distinción entre ambos contornos mostrados en las figuras 4.10 y 4.11. Estas observaciones son fundamentales para comprender cómo los vórtices generados por el GVL 2 afectan la distribución de temperatura y presión en el intercambiador, lo que a su vez influye en la eficiencia global del sistema de transferencia de calor.

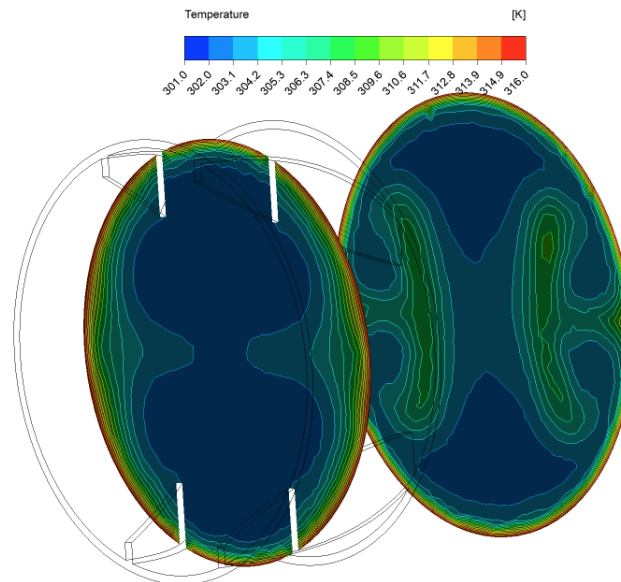


Figura 4.14: Contornos de temperatura del modelo trapezoidal curvo en planos XZ en la ubicación del GVL 2, $H = 5 \text{ mm}$, $Re = 10000$.

En la segunda imagen, se presenta la diferencia de presiones en la cara frontal del inserto, donde el fluido impacta directamente, y en su zona posterior donde no hay impacto directo. El aumento de presión en la cara frontal del inserto indica una mayor resistencia al flujo, lo que sugiere que esta región está experimentando una mayor interacción con el fluido. Por otro lado, la disminución de presión en la zona posterior sugiere que el flujo ha perdido parte de su energía al atravesar el GVL y se ha producido una reducción de la velocidad del fluido en esa región, decayendo de manera general al terminar de pasar por el GVL.

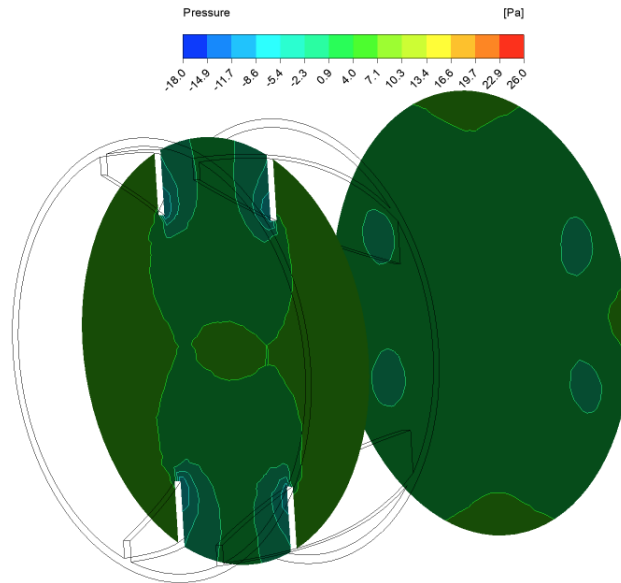


Figura 4.15: Contorno de presión del modelo trapezoidal curvo en planos XZ en la ubicación del GVL 2, $H = 5 \text{ mm}$, $Re = 10000$.

En las figuras 4.16, 4.17 y 4.18, se presenta una visión general del comportamiento de las presiones, temperaturas y líneas de flujo en el intercambiador de calor con los GVLs. Se observa que la presión de entrada alcanza su máximo valor y la de salida es la más baja, lo que genera una mayor diferencia de presión en comparación con el caso base debido a la pérdida de carga causada por los insertos que obstruyen el paso del aire.

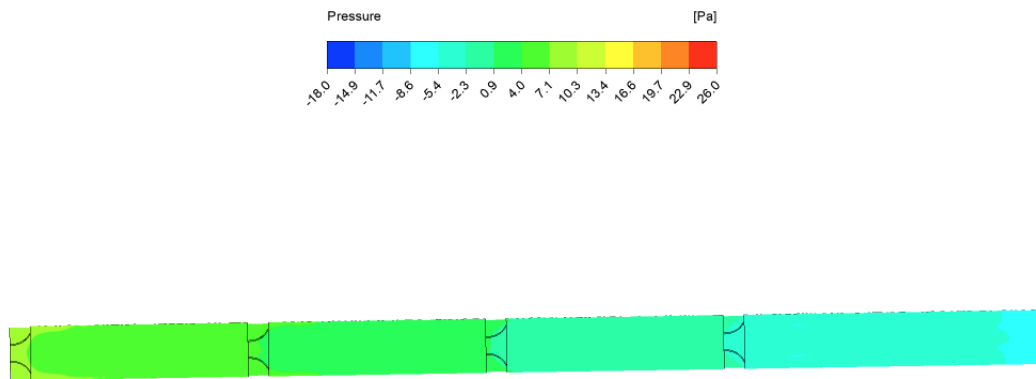


Figura 4.16: Contorno de presión del modelo trapezoidal curvo en el plano medio XY, $H = 5 \text{ mm}$, $Re = 10000$.

Además, se puede apreciar claramente cómo los GVLs aumentan la velocidad del flujo, generando vórtices longitudinales que permiten una mejor mezcla de temperaturas desde las paredes hacia el centro del intercambiador. Esto resulta en un equilibrio térmico en el tramo final y un aumento en la transferencia de calor respecto al caso base.

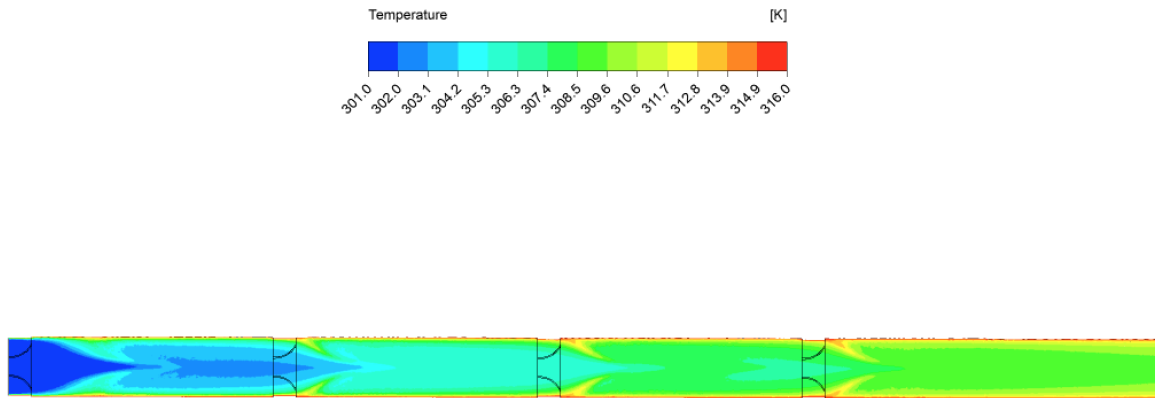


Figura 4.17: Contorno de temperatura del modelo trapecoidal curvo en el plano medio XY, H = 5 mm, Re = 10000.

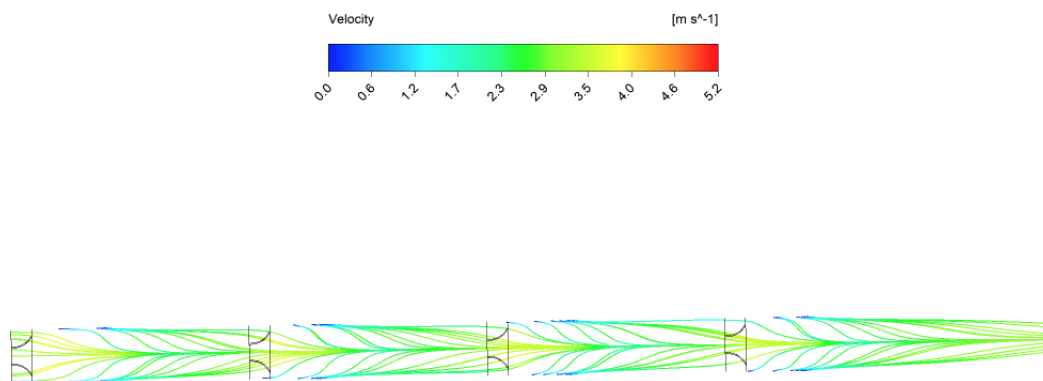


Figura 4.18: Líneas de flujo del modelo trapecoidal curvo en el plano medio XY, H= 5 mm, Re = 10000.

No obstante, al comparar con el caso base, el uso de GVLs interrumpe la capa límite, mejorando la transferencia de calor. Sin embargo, esto conlleva un considerable incremento en las pérdidas de carga y en la diferencia de presiones en la entrada y salida, lo que afecta negativamente su rendimiento térmico.

4.1.3. Caso 2

A continuación se presentan los resultados correspondientes al modelo con GVL tipo trapecoidal curvo de altura $H = 7.5$ mm.

En las figuras 4.19 y 4.20 se muestra el flujo de calor a lo largo del IC en los planos XY y YZ, respectivamente. La primera imagen revela un incremento en el flujo de calor en la región de cada GVL. Específicamente, en el primer y segundo GVL, se observa una mayor intensificación que en el modelo de altura $H = 5$ mm en la transferencia de calor, a diferencia del tercer y cuarto GVL, donde el aumento en el flujo calorífico es menor. Además, destaca que el valor máximo de transferencia ocurre en la entrada del

intercambiador, donde prevalece la transferencia de calor por convección debido a la notable diferencia de temperatura entre el fluido entrante y las aletas del intercambiador de calor.

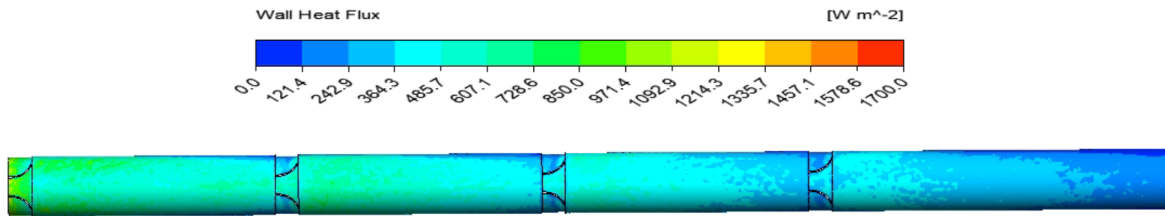


Figura 4.19: Contorno de calor transferido del modelo trapezoidal curvo en el plano XY, $H = 7.5$ mm, $Re = 10000$.

En la segunda imagen, al igual que en el modelo con $H = 5$ mm, se pueden identificar dos contornos principales en el plano YZ que se extienden a lo largo de todo el intercambiador de calor siendo estos más intensos que en dicho modelo. El contorno central muestra una transferencia de calor baja, mientras que en los extremos se observa una mayor transferencia de calor.

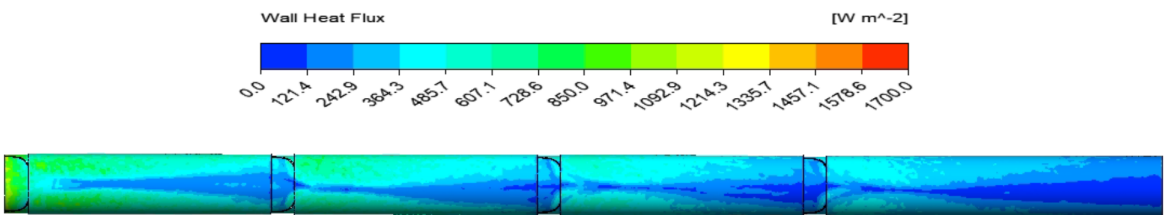


Figura 4.20: Contorno de calor transferido del modelo trapezoidal curvo en el plano YZ, $H = 7.5$ mm, $Re = 10000$.

En las figuras 4.21 y 4.22, se presenta con detalle lo descrito anteriormente. Se observa claramente una mayor transferencia de calor abarcando un área más extensa. Este hallazgo resulta fundamental, ya que sugiere la existencia de vórtices longitudinales de larga duración y mayor tamaño, los cuales se extienden desde el primer GVL hasta el último. Además, se puede inferir que el incremento en la altura del inserto provoca un aumento en la transferencia de calor.

En la primera imagen, se aprecia una concentración del aumento de calor en el centro del plano XY, lo que da lugar a una mezcla de fluidos desde las paredes hacia el centro del tubo. Es interesante notar que este incremento generado por el primer GVL perdura por más tiempo antes de llegar al GVL 2, lo que sugiere una mayor persistencia de vórtices en esa región..

Por otro lado, en la segunda imagen, se aprecia claramente el desarrollo de la capa límite, la cual es más intensamente interrumpida por el generador de vórtices. Como resultado, se produce una mayor transferencia de calor en comparación con un inserto de altura $H = 5$ mm.

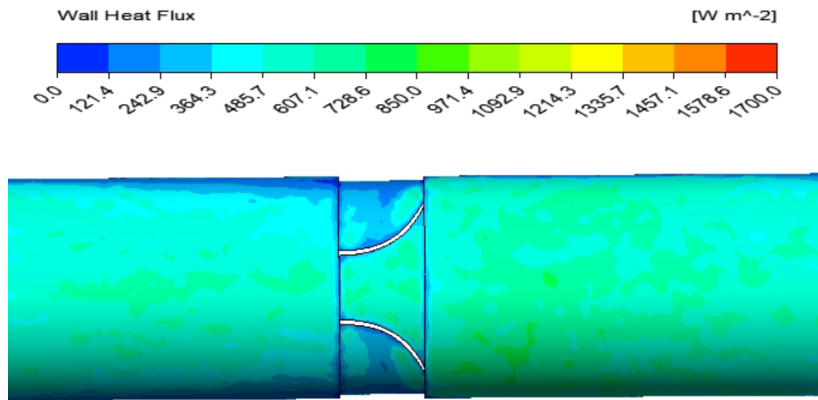


Figura 4.21: Contorno de calor transferido del modelo trapezoidal curvo en la ubicación del GVL 2 en el plano XY, H = 7.5 mm, Re = 10000.

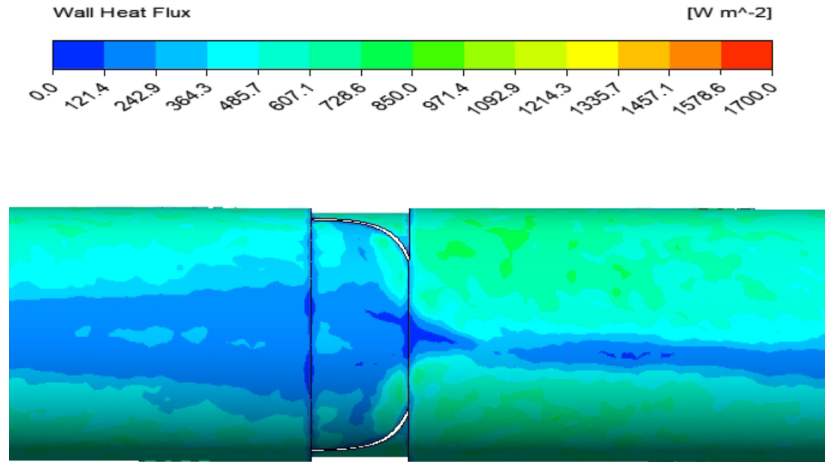


Figura 4.22: Contorno de calor transferido del modelo trapezoidal curvo en la ubicación del GVL 2 en el plano YZ, H = 7.5 mm, Re = 10000.

Las figuras 4.23 y 4.24 presentan los vórtices generados por el GVL 2 en el intercambiador de calor, destacando su impacto en la transferencia de calor y la dinámica del flujo. Se observa que el flujo experimenta una aceleración mayor en comparación con una altura menor, debido a la disminución del área transversal. Al pasar por los insertos, se generan remolinos con una mayor capacidad para aumentar la mezcla y agitación del fluido, lo que mejora la transferencia de calor al favorecer la remoción de capas límite.

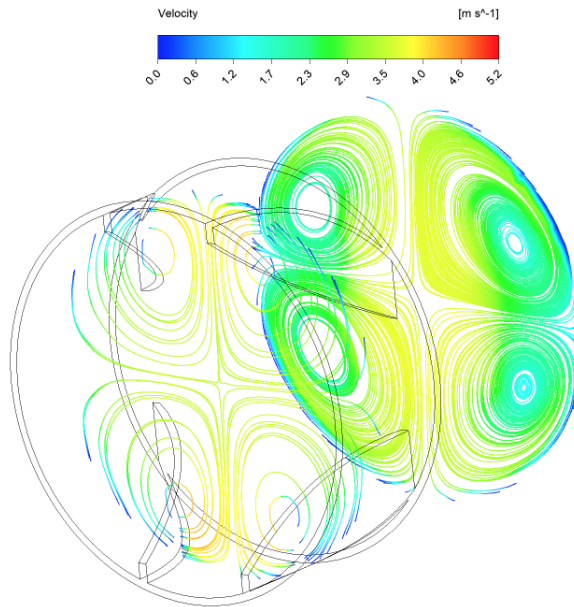


Figura 4.23: Líneas de flujo del modelo trapezoidal curvo en planos XZ en la ubicación del GVL 2, $H = 7.5$ mm, $Re = 10000$.

En la segunda figura, en una vista isométrica, se observa cómo las líneas de flujo impactan el inserto con una mayor velocidad en comparación con el modelo más pequeño. Estas líneas de flujo bordean el inserto e interactúan con la pared. Además, se puede apreciar cómo estas líneas de flujo se unen con las que pasaron por encima, generando vórtices al interactuar con la parte posterior del inserto de baja presión.

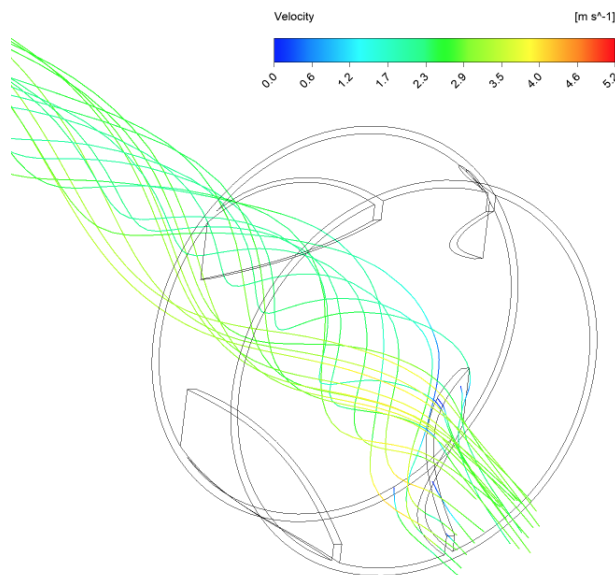


Figura 4.24: Vórtice local del modelo trapezoidal curvo en la ubicación del GVL 2, $H = 7.5$ mm, $Re = 10000$.

En las figuras 4.25 y 4.26, se presentan los resultados de temperatura y presión durante y posterior al paso del GVL 2. Como se mencionó anteriormente, el aumento de velocidad y generación de vórtices provocan una mayor mezcla del flujo desde las paredes hacia el centro del intercambiador de calor.

En la primera imagen, se destaca una mejora en la mezcla del fluido al ingresar al GVL en comparación con el modelo de menor altura. Esto se debe al incremento en la transferencia de calor del primer GVL en comparación con el modelo de altura $H = 5$ mm. Además, se observa una interacción significativa entre la temperatura de las paredes laterales, mientras que no se aprecia una interacción similar en las paredes superiores e inferiores. Esta diferencia explica la distinción entre ambos contornos mostrados en las figuras 4.21 y 4.22.

Estas observaciones son fundamentales para comprender el efecto de los vórtices generados por el GVL 2 en la distribución de temperatura y presión en el intercambiador. Estos vórtices influyen directamente en la eficiencia global del sistema de transferencia de calor, lo que puede tener implicaciones importantes en el diseño y rendimiento del intercambiador.

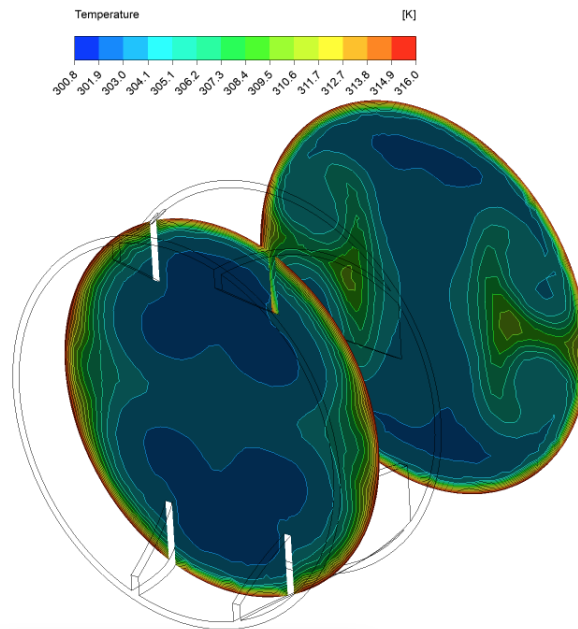


Figura 4.25: Contornos de temperatura del modelo trapecoidal curvo en planos XZ en la ubicación del GVL 2, $H = 7.5$ mm, $Re = 10000$.

El rendimiento térmico también está influenciado por las pérdidas de carga en el modelo. En la segunda imagen, se muestra la diferencia de presiones entre la cara frontal del inserto, donde el fluido impacta directamente, y su zona posterior donde no hay impacto directo. Se puede notar que la diferencia de presión es mayor que en el modelo más pequeño, esto se debe a que un incremento en el tamaño del inserto genera un mayor volumen de contacto y, por ende, un aumento de presión en la cara frontal del inserto. Esta mayor resistencia al flujo indica que esta región está experimentando una mayor interacción con el fluido, lo que resulta en una mayor pérdida de carga.

Estas observaciones son cruciales para comprender cómo las pérdidas de carga afectan el rendimiento térmico del modelo en su totalidad.

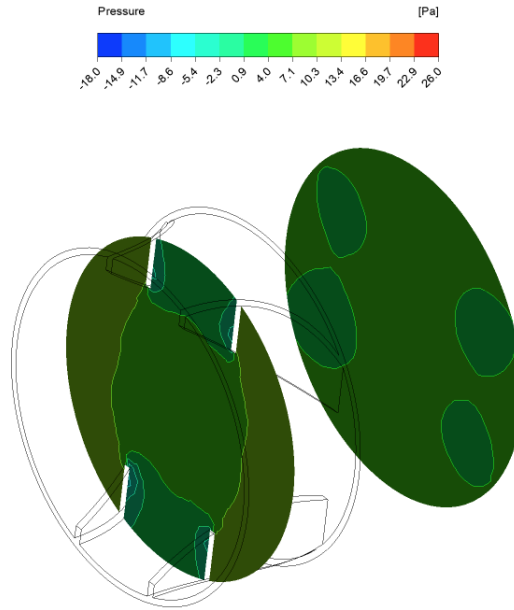


Figura 4.26: Contorno de presión del modelo trapezoidal curvo en planos XZ en la ubicación del GVL 2, $H = 7.5 \text{ mm}$, $Re = 10000$.

En las figuras 4.27, 4.28 y 4.29, se presenta una visión general del comportamiento de las presiones, temperaturas y líneas de flujo en el intercambiador de calor con los GVLs. Se observa que la presión de entrada alcanza su máximo valor y la de salida es la más baja, lo que genera una mayor diferencia de presión en comparación con el modelo más pequeño debido a la pérdida de carga provocada por el aumento del tamaño del inserto.

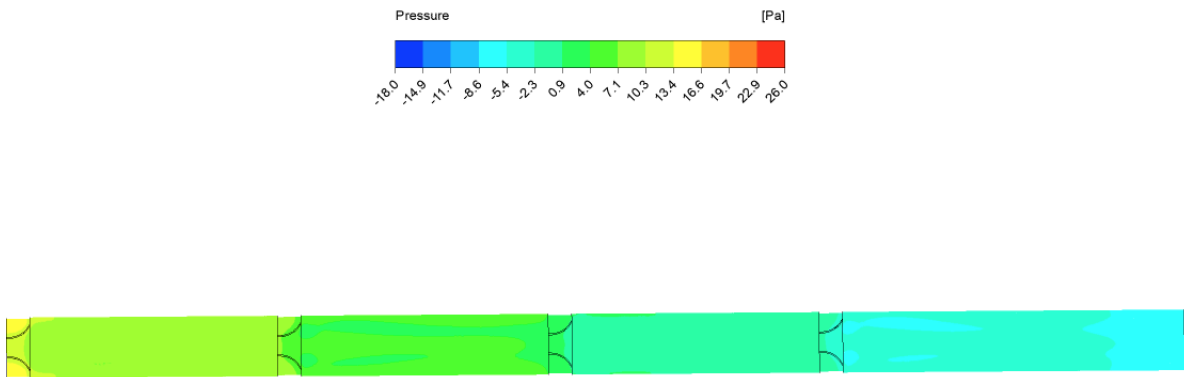


Figura 4.27: Contorno de presión del modelo trapezoidal curvo en el plano medio XY, $H = 7.5 \text{ mm}$, $Re = 10000$.

Además, se puede apreciar claramente cómo los GVLs aumentan la velocidad del flujo, generando vórtices longitudinales que permiten una mejor mezcla de temperaturas desde las paredes hacia el centro del intercambiador. Esto resulta en un equilibrio térmico en el tramo final y un aumento en la transferencia de calor.

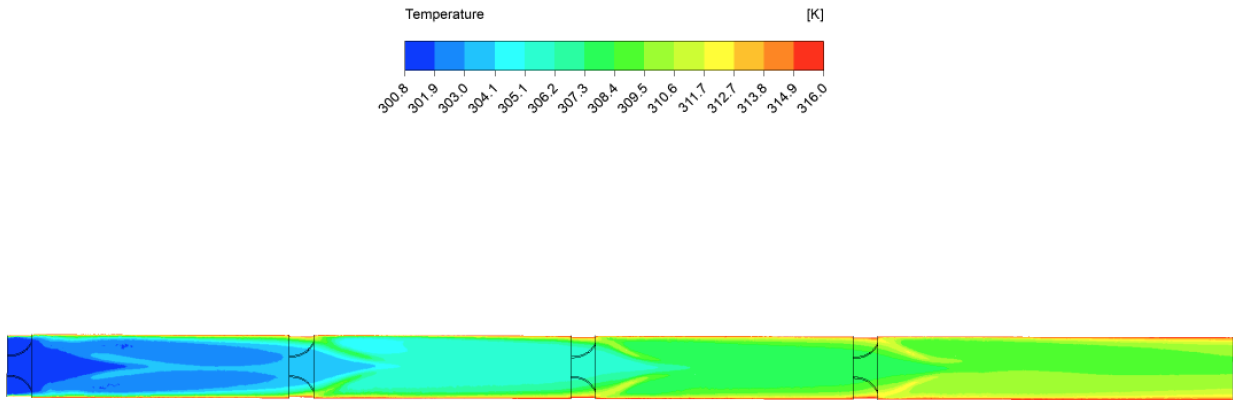


Figura 4.28: Contorno de temperatura del modelo trapecoidal curvo en el plano medio XY, $H = 7.5$ mm, $Re = 10000$.

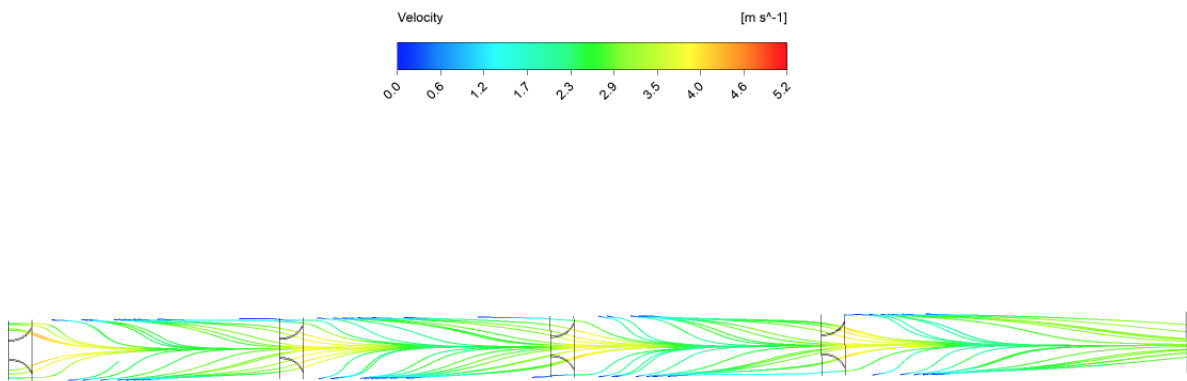


Figura 4.29: Líneas de flujo del modelo trapecoidal curvo en el plano medio XY, $H = 7.5$ mm, $Re = 10000$.

No obstante, al comparar con el modelo $H = 5$ mm, el aumento en el tamaño de los insertos genera vórtices más veloces que interrumpen la capa límite, mejorando la transferencia de calor. Sin embargo, esto conlleva un considerable incremento en las pérdidas de carga y en la diferencia de presiones en la entrada y salida, lo que afecta negativamente su rendimiento térmico.

4.1.4. Caso 3

A continuación se presentan los resultados correspondientes al modelo con GVL tipo trapecoidal curvo de altura $H = 10$ mm.

Las figuras 4.30 y 4.31 muestran la distribución del flujo de calor a lo largo del intercambiador de calor en los planos XY y YZ, respectivamente. En la primera imagen, se evidencia un aumento en el flujo de calor en la región de cada GVL. Específicamente, en el primer y segundo GVL, se observa una mayor intensificación en la transferencia de calor en comparación con el modelo de altura $H = 7.5$ mm. Sin embargo,

en el tercer y cuarto GVL, el incremento en el flujo calorífico es menor. Además, cabe resaltar que la máxima transferencia de calor se produce en la entrada del intercambiador, donde predomina la transferencia de calor por convección debido a la marcada diferencia de temperatura entre el fluido entrante y las aletas del intercambiador de calor.

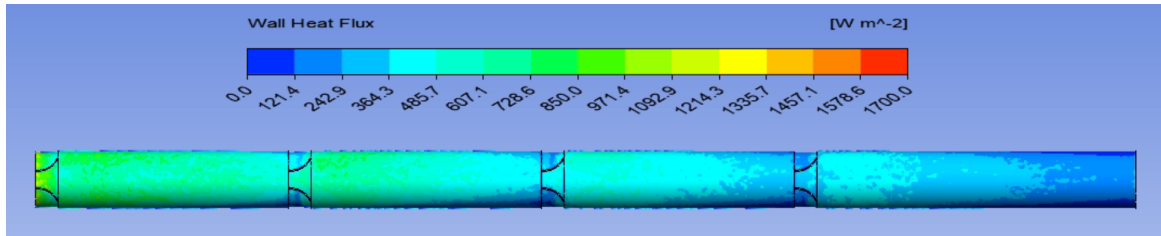


Figura 4.30: Contorno de calor transferido del modelo trapecoidal curvo en el plano XY, H = 10 mm, Re = 10000.

En la segunda imagen, al igual que en el modelo con H= 7.5 mm, se pueden distinguir claramente dos contornos principales en el plano YZ que se extienden a lo largo de todo el intercambiador de calor. Sin embargo, en esta imagen, los contornos son más intensos y prolongados que en el modelo mencionado previamente. El contorno central muestra una transferencia de calor baja, mientras que en los extremos se observa una mayor transferencia de calor. Es notable destacar que el efecto de los GVLs se presenta con mayor claridad, incluso hasta el GVL 4, lo cual difiere de lo que ocurría en los modelos de alturas menores.

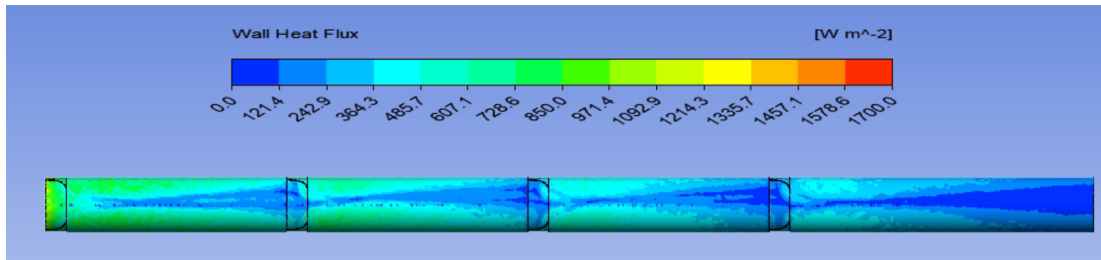


Figura 4.31: Contorno de calor transferido del modelo trapecoidal curvo en el plano YZ, H = 10 mm, Re = 10000.

En las figuras 4.32 y 4.33, se presenta con detalle lo mencionado previamente. Se destaca claramente una mayor transferencia de calor que abarca un área más extensa. Este descubrimiento es esencial, ya que sugiere la presencia de vórtices longitudinales de larga duración y mayor tamaño, los cuales se extienden desde el primer GVL hasta el último. Además, podemos deducir que el aumento en la altura del inserto provoca un incremento en la transferencia de calor.

En la primera imagen, se aprecia una concentración del aumento de calor en el centro del plano XY, lo que da lugar a una mezcla de fluidos desde las paredes hacia el centro del tubo. Es interesante notar que este incremento generado por el primer GVL perdura por más tiempo antes de llegar al GVL 2, lo que sugiere una mayor persistencia de vórtices en esa región.

Por otro lado, en la segunda imagen, se puede apreciar claramente el desarrollo de la capa límite, la cual se ve más intensamente interrumpida por el generador de vórtices. Este fenómeno ocurre no solo en los primeros GVLs, sino también en cada uno de ellos. Como consecuencia directa de esta interrupción, se logra una mayor transferencia de calor en comparación con un inserto de altura H = 7.5 mm.

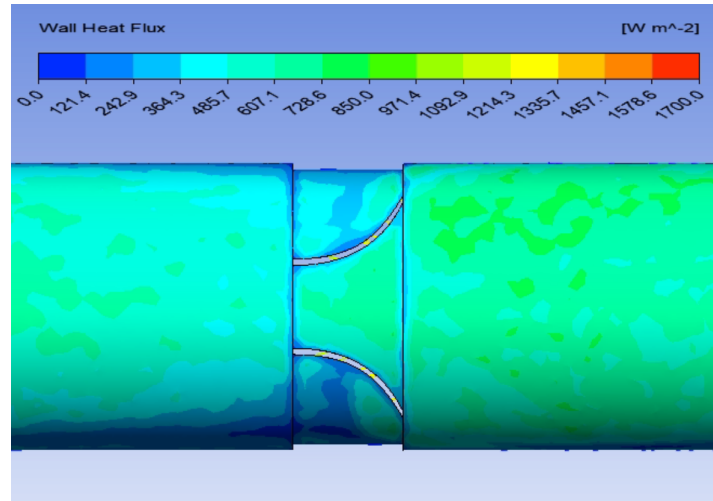


Figura 4.32: Contorno de calor transferido del modelo trapezoidal curvo en la ubicación del GVL 2 en el plano XY, $H = 10$ mm, $Re = 10000$.

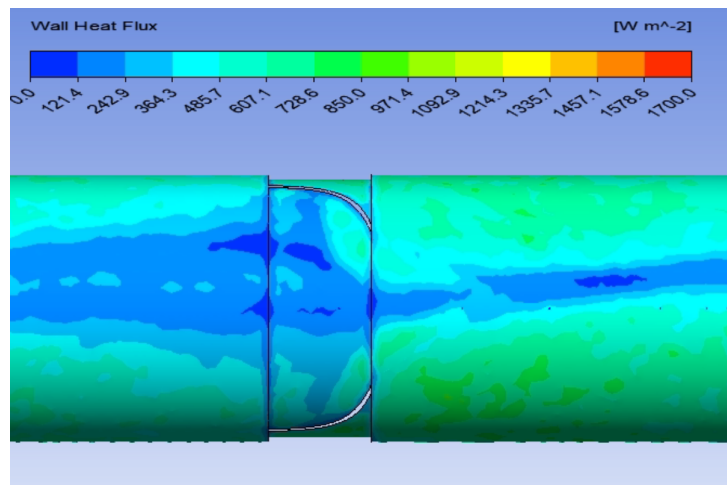


Figura 4.33: Contorno de calor transferido del modelo trapezoidal curvo en la ubicación del GVL 2 en el plano YZ, $H = 10$ mm, $Re = 10000$.

Las figuras 4.34 y 4.35 muestran los vórtices generados por el GVL 2 en el intercambiador de calor, resaltando su influencia en la transferencia de calor y la dinámica del flujo. Es evidente que el flujo experimenta una velocidad máxima en comparación con los modelos de alturas menores, gracias a la disminución del área transversal que los GVLs generan. A medida que el flujo atraviesa los insertos, se forman remolinos con una mayor capacidad para incrementar la mezcla y la agitación del fluido, lo que contribuye a mejorar la transferencia de calor al favorecer la remoción de las capas límite.

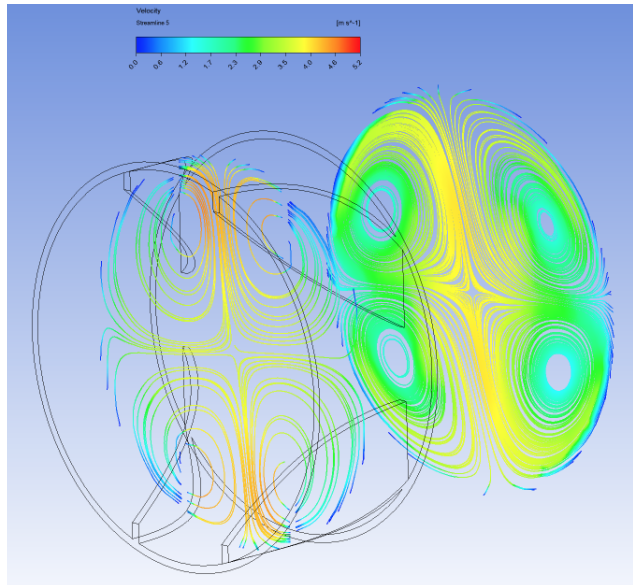


Figura 4.34: Líneas de flujo del modelo trapezoidal curvo en planos XZ en la ubicación del GVL 2, H = 10 mm, Re = 10000.

En la segunda figura, en una vista isométrica, se puede notar claramente cómo las líneas de flujo impactan el inserto con una velocidad considerablemente mayor en comparación con el modelo más pequeño. Estas líneas de flujo rodean el inserto e interactúan con la pared de manera más intensa. Además, se aprecia cómo estas líneas de flujo se fusionan con aquellas que han pasado por encima y por los lados con mayor velocidad, generando vórtices al interactuar con la parte posterior del inserto de baja presión.

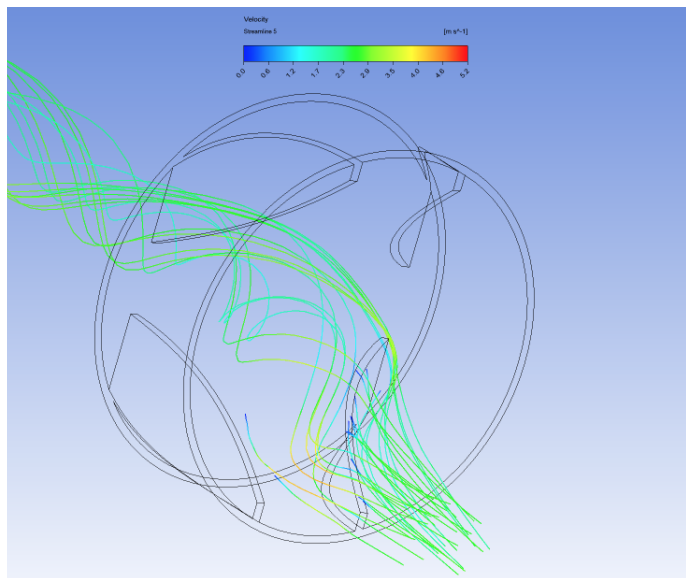


Figura 4.35: Vórtice local del modelo trapezoidal curvo en la ubicación del GVL 2, H = 10 mm, Re = 10000.

En las figuras 4.36 y 4.37, se presentan los resultados de temperatura y presión durante y posterior al paso del GVL 2. Como se mencionó anteriormente, el aumento de velocidad y generación de vórtices provocan una mayor mezcla del flujo desde las paredes hacia el centro del intercambiador de calor.

En la primera imagen, se destaca una mejora en la mezcla del fluido al ingresar al GVL y al salir en comparación con el modelo de altura $H = 7.5$ mm. Además, al igual que los modelos anteriores, se observa una interacción significativa entre la temperatura de las paredes laterales, mientras que no se aprecia una interacción similar en las paredes superiores e inferiores. Esta diferencia explica la distinción entre ambos contornos mostrados en las figuras 4.32 y 4.33.

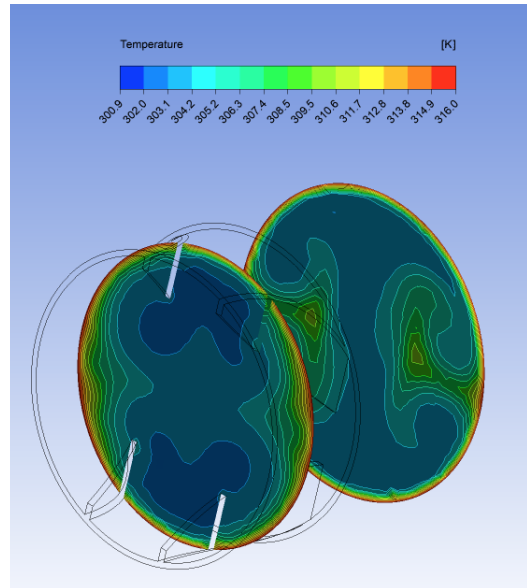


Figura 4.36: Contornos de temperatura del modelo trapezoidal curvo en planos XZ en la ubicación del GVL 2, $H = 10$ mm, $Re = 10000$.

El rendimiento térmico del modelo también se ve afectado por las pérdidas de carga. En la segunda imagen, se muestra la diferencia de presiones entre la cara frontal del inserto, donde el fluido impacta directamente, y su zona posterior donde no hay impacto directo. Es notable que la diferencia de presión es más pronunciada que en el modelo de altura $H = 7.5$ mm, ya que los colores en la visualización son claramente distintos. Este fenómeno se debe a que el incremento en el tamaño del inserto genera un mayor volumen de contacto y, por consiguiente, un aumento de presión en la cara frontal del inserto. Esta mayor resistencia al flujo indica que esta región está experimentando una interacción más intensa con el fluido, lo que resulta en una mayor pérdida de carga.

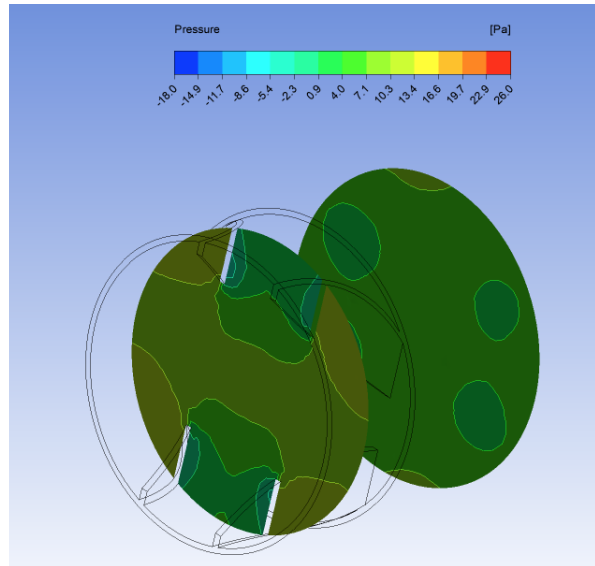


Figura 4.37: Contorno de presión del modelo trapecoidal curvo en planos XZ en la ubicación del GVL 2, $H = 10 \text{ mm}$, $Re = 10000$.

En las figuras 4.38, 4.39 y 4.40, se presenta una visión general del comportamiento de las presiones, temperaturas y líneas de flujo en el intercambiador de calor con los GVLs.

Es notable que la presión de entrada alcanza su valor máximo en comparación con todos los modelos anteriores, mientras que la presión de salida es la más baja. Esto resulta en una mayor diferencia de presión en comparación con el modelo más pequeño, debido a la pérdida de carga provocada por el aumento del tamaño del inserto.

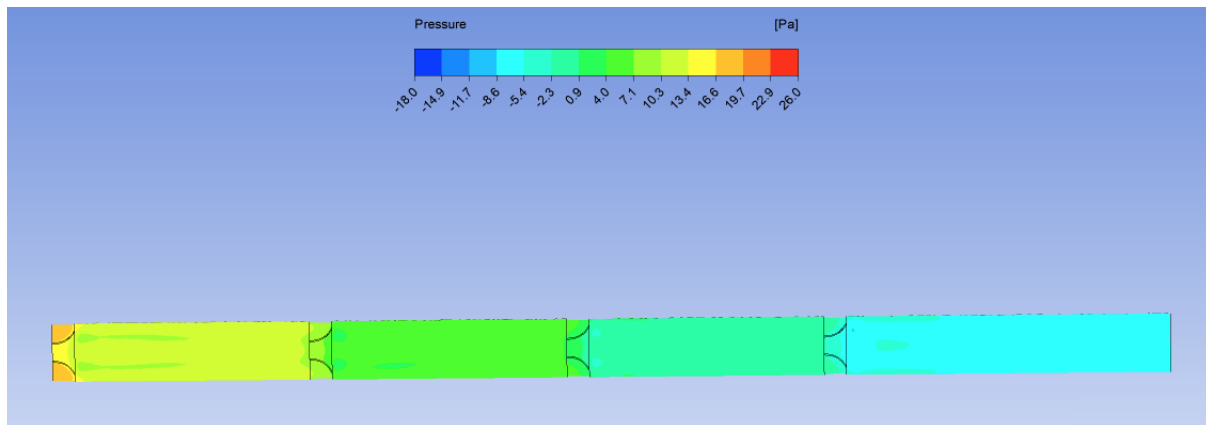


Figura 4.38: Contorno de presión del modelo trapecoidal curvo en el plano medio XY, $H = 10 \text{ mm}$, $Re = 10000$.

Además, se puede apreciar claramente cómo los GVLs tienen un efecto significativo en el aumento de la velocidad del flujo, generando vórtices longitudinales extendidos en todos los GVLs, a diferencia de los modelos anteriores donde esto ocurría mayoritariamente en los primeros 3 GVLs. Este fenómeno permite una mejor mezcla de temperaturas a lo largo de cada sección del intercambiador de calor, desde las paredes hacia el centro. Como resultado directo de esta mejora en la mezcla, se produce un aumento notable en la transferencia de calor.

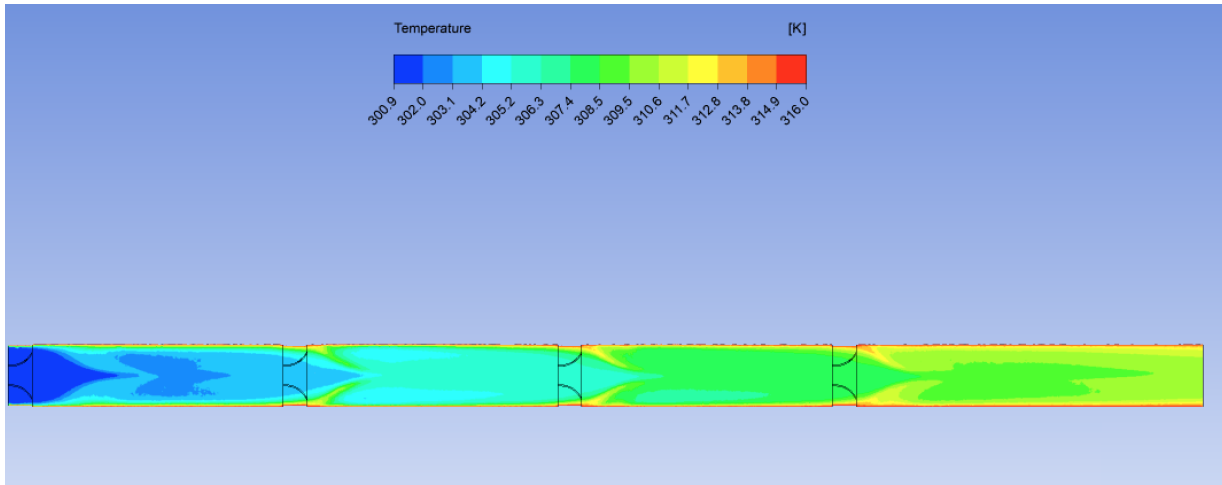


Figura 4.39: Contorno de temperatura del modelo trapecoidal curvo en el plano medio XY, $H = 10$ mm, $Re = 10000$.

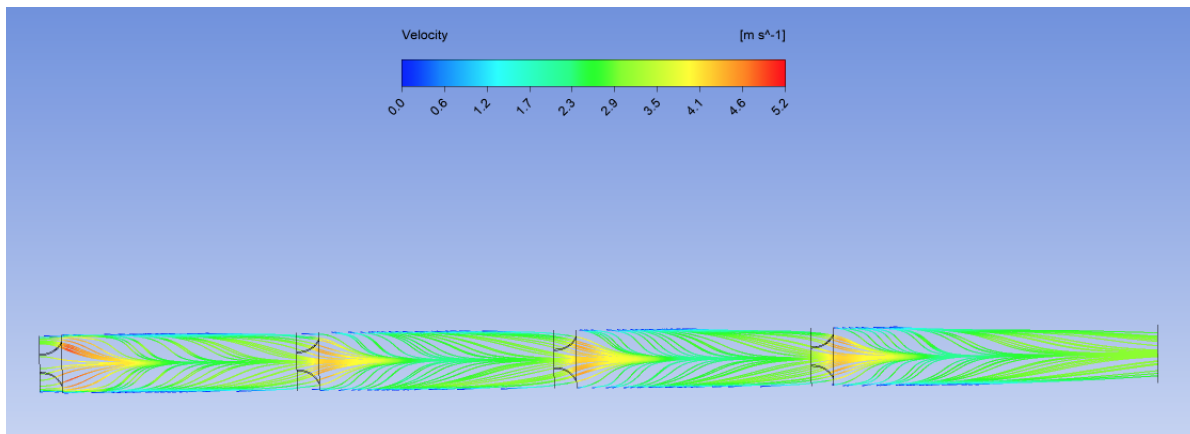


Figura 4.40: Líneas de flujo del modelo trapecoidal curvo en el plano medio XY, $H = 10$ mm, $Re = 10000$.

Luego, al comparar con el modelo $H = 5$ mm y $H = 7.5$ mm, el aumento en el tamaño de los insertos genera vórtices más veloces que interrumpen la capa límite, mejorando la transferencia de calor. Sin embargo, esto conlleva un considerable incremento en las pérdidas de carga y en la diferencia de presiones en la entrada y salida, lo que afecta negativamente su rendimiento térmico final.

4.1.5. Caso 4

A continuación se presentan los resultados correspondientes al modelo con GVL tipo delta curvo de altura $H = 5$ mm.

En las figuras 4.41 y 4.42, se muestra el flujo de calor a lo largo del IC en los planos XY y YZ, respectivamente. En la primera imagen, se puede observar cómo el flujo de calor aumenta en la zona de cada GVL. Específicamente, en el primer y segundo GVL, el modelo delta curvo presenta una transferencia de calor menor en comparación con el modelo trapecoidal de altura $H = 5$ mm. Además, se destaca que el valor máximo de transferencia se logra en la entrada del intercambiador en ambos modelos, donde la transferencia

de calor por convección es predominante debido a la alta diferencia de temperatura entre el fluido entrante y las aletas del intercambiador de calor.

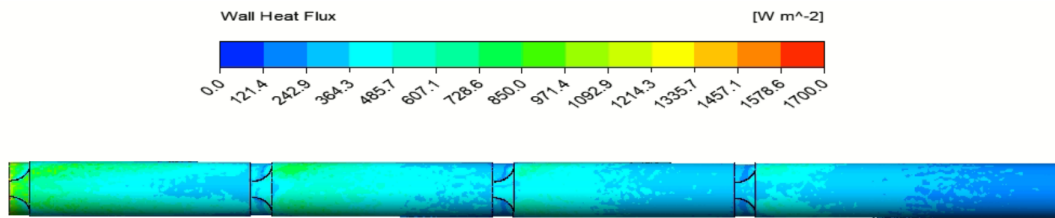


Figura 4.41: Contorno de calor transferido del modelo delta curvo en el plano XY, $H = 5$ mm, $Re = 10000$.

Por otra parte, en la segunda imagen, se pueden distinguir dos contornos principales en el plano YZ que se extienden desde el comienzo hasta el final del intercambiador de calor. El modelo delta curvo muestra una mayor transferencia de calor en el contorno central de este plano.

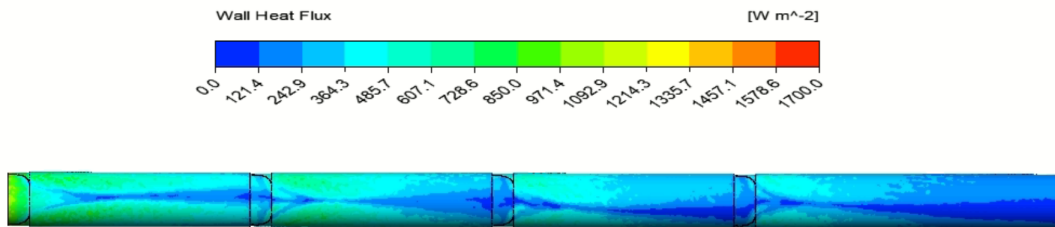


Figura 4.42: Contorno de calor transferido del modelo delta curvo en el plano YZ, $H = 5$ mm, $Re = 10000$.

En las figuras 4.43 y 4.44, se muestra con detalle lo descrito anteriormente, donde se aprecia que la capa límite está menos desarrollada llegando al GVL 2. Esto puede indicar una mayor prolongación del vórtice generado por el GVL 1.

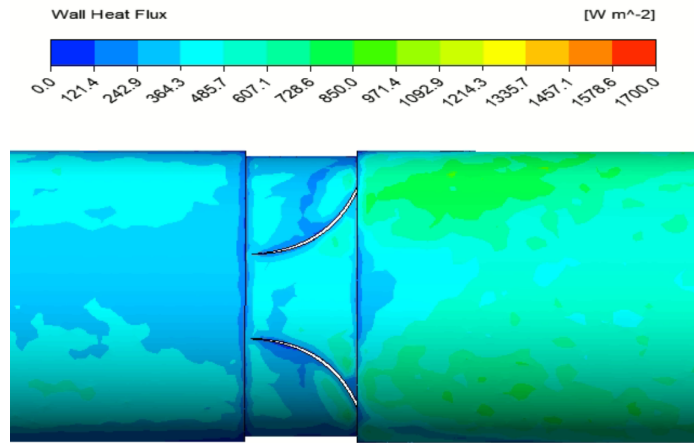


Figura 4.43: Contorno de calor transferido del modelo delta curvo en la ubicación del GVL 2 en el plano XY, $H = 5 \text{ mm}$, $Re = 10000$.

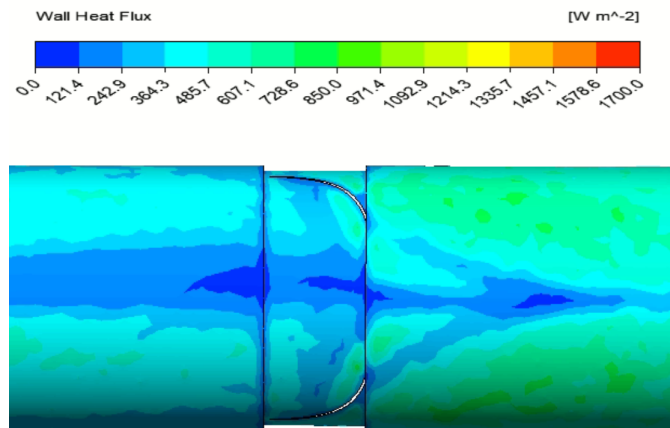


Figura 4.44: Contorno de calor transferido del modelo delta curvo en la ubicación del GVL 2 en el plano YZ, $H = 5 \text{ mm}$, $Re = 10000$.

Las figuras 4.45 y 4.46 muestran los vórtices generados por el GVL 2 en el intercambiador de calor, revelando su impacto en la transferencia de calor y la dinámica del flujo. Ambos modelos generan vórtices longitudinales; sin embargo, en el modelo delta curvo los remolinos tienen menor velocidad en la pared y mayor velocidad en el centro en comparación con el modelo trapezoidal.

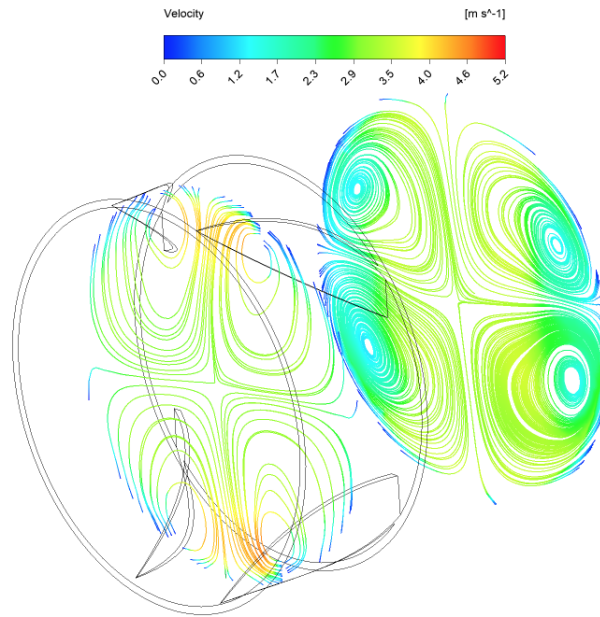


Figura 4.45: Líneas de flujo del modelo delta curvo en planos XZ en la ubicación del GVL 2, H = 5 mm, Re = 10000.

En la segunda figura, en una vista isométrica, se aprecia cómo las líneas de flujo impactan el inserto, bordeándolo e interactuando con la pared. Estas líneas de flujo se unen con las que pasaron por encima, generando vórtices al interactuar con la parte posterior del inserto de baja presión.

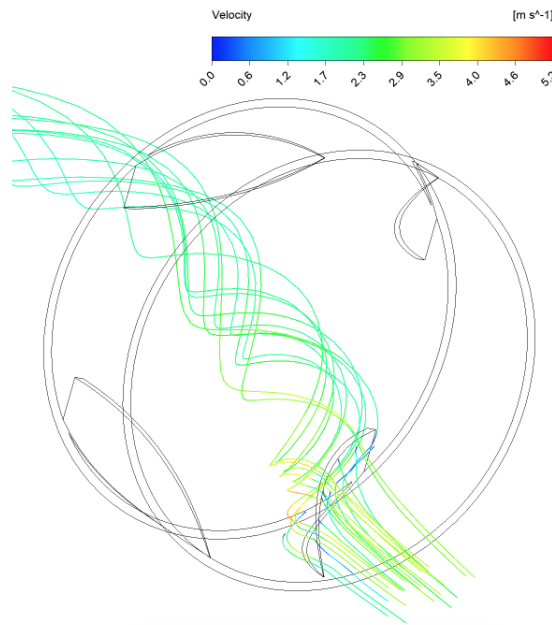


Figura 4.46: Vórtice local del modelo delta curvo en la ubicación del GVL 2, H = 5 mm, Re = 10000.

En las figuras 4.47 y 4.48, se presentan los resultados de temperatura y presión durante y posterior al paso del GVL 2. En el modelo delta curvo, se observa una menor interacción entre la temperatura de las paredes laterales y el centro del intercambiador, lo cual se atribuye a la menor velocidad de las líneas de

flujo en la pared, lo que disminuye la mezcla de temperatura hacia el centro.

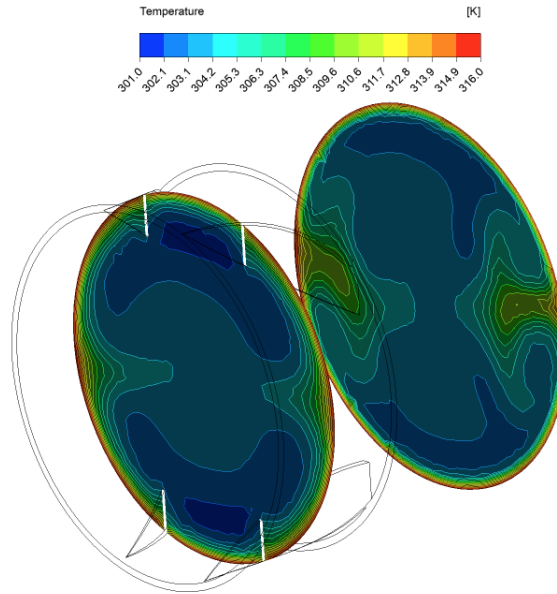


Figura 4.47: Contornos de temperatura del modelo delta curvo en planos XZ en la ubicación del GVL 2, $H = 5$ mm, $Re = 10000$.

En la segunda imagen, se muestra la diferencia de presiones entre la cara frontal del inserto, donde el fluido impacta directamente, y su zona posterior sin impacto directo. Es evidente que esta diferencia de presiones es menor en comparación con el modelo trapezoidal, debido a que el modelo delta curvo proporciona una menor área de contacto con el flujo, al no tener una altura mínima. Esta reducción en la pérdida de carga favorece el rendimiento térmico del modelo delta curvo.

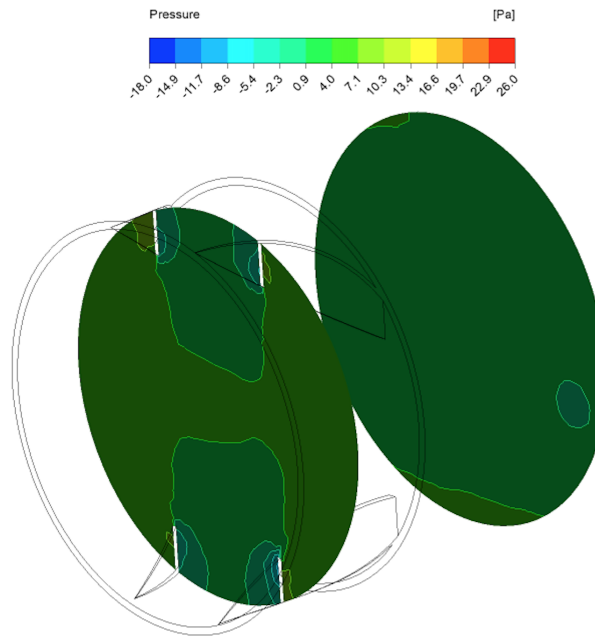


Figura 4.48: Contorno de presión del modelo delta curvo en planos XZ en la ubicación del GVL 2, $H = 5$ mm, $Re = 10000$.

En las figuras 4.49, 4.50 y 4.51, se presenta una visión general del comportamiento de las presiones, temperaturas y líneas de flujo en el intercambiador de calor con los GVLs. Se puede observar que el modelo delta curvo tiene una mayor velocidad de flujo, lo que genera vórtices longitudinales que se prolongan por una mayor distancia. Sin embargo, a diferencia del modelo trapezoidal, no se observa una mejora significativa en la mezcla de temperaturas desde las paredes hacia el centro del intercambiador, ya que la velocidad del flujo en las paredes no es suficiente para circularlo efectivamente hacia el centro.

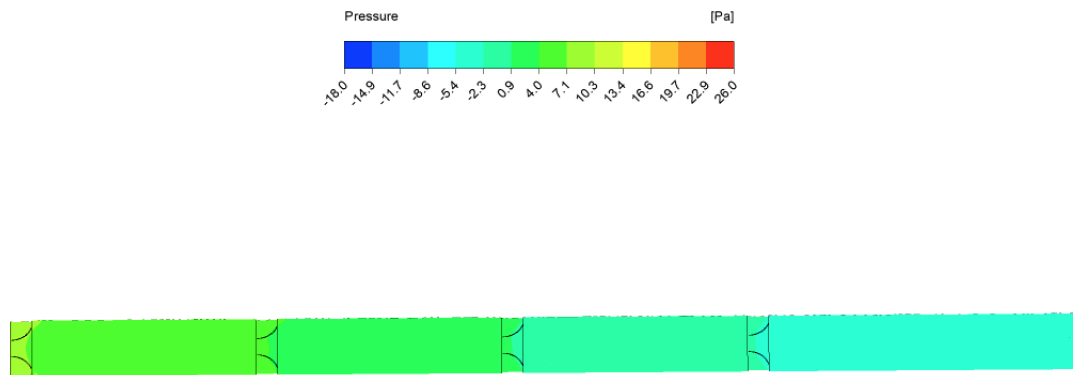


Figura 4.49: Contorno de presión del modelo delta curvo en el plano medio XY, H= 5 mm, Re = 10000.

Es notable destacar que después del GVL 4, las líneas de flujo y la temperatura no interactúan considerablemente con la pared, lo que no permite una buena transferencia de calor en dicha sección.

Por otro lado, el modelo delta curvo muestra una menor área de contacto con el flujo, lo que se traduce en una menor pérdida de carga en comparación con el modelo trapezoidal.

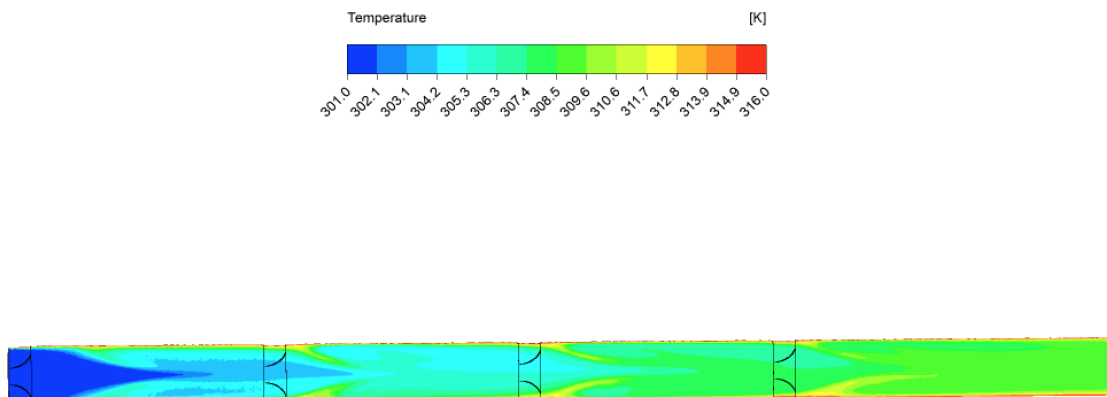


Figura 4.50: Contorno de temperatura del modelo delta curvo en el plano medio XY, H = 5 mm, Re = 10000.

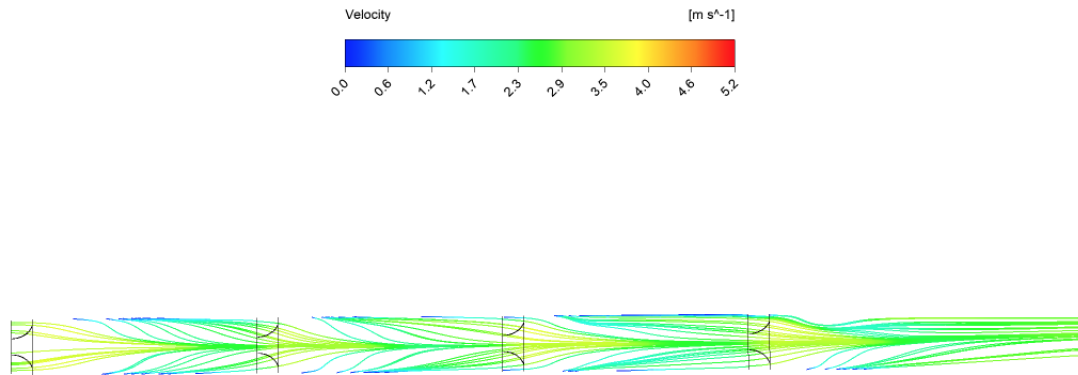


Figura 4.51: Líneas de flujo del modelo delta curvo en el plano medio XY, H= 5 mm, Re = 10000.

4.1.6. Caso 5

A continuación se presentan los resultados correspondientes al modelo con GVL tipo delta curvo de altura H = 7.5 mm.

En las figuras 4.52 y 4.53, se muestra el flujo de calor a lo largo del IC en los planos XY y YZ, respectivamente. En la primera imagen, se puede observar cómo el flujo de calor aumenta en la zona de cada GVL. Específicamente, en el primer y segundo GVL, el modelo delta curvo presenta una transferencia de calor similar al modelo trapezoidal de altura H = 7.5 mm.

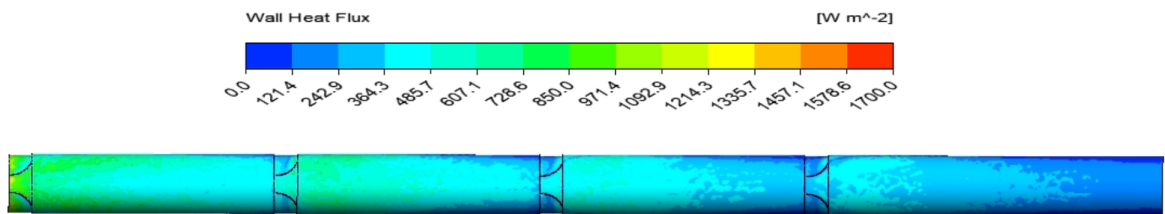


Figura 4.52: Contorno de calor transferido del modelo delta curvo en el plano XY, H = 7.5 mm, Re = 10000.

Por otra parte, en la segunda imagen, se pueden distinguir dos contornos principales en el plano YZ que se extienden desde el comienzo hasta el final del intercambiador de calor. El modelo delta curvo muestra una mayor transferencia de calor que el de altura 5 mm.

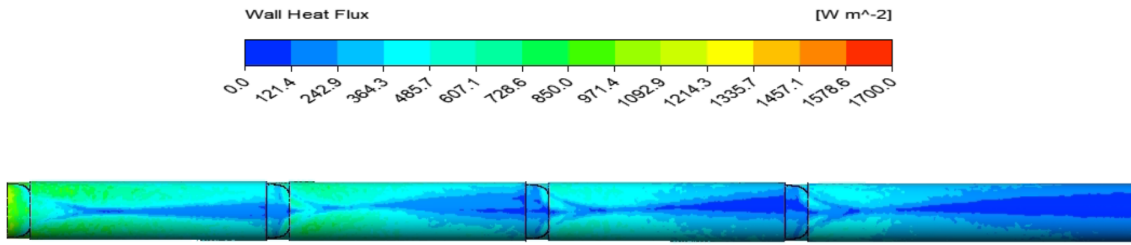


Figura 4.53: Contorno de calor transferido del modelo delta curvo en el plano YZ, $H = 7.5$ mm, $Re = 10000$.

En las figuras 4.54 y 4.55, se presenta con detalle lo descrito anteriormente, evidenciando que la transferencia de calor aumenta y se acerca más al centro del generador de vórtices en el modelo delta curvo, mostrando un comportamiento similar al observado en el modelo trapecoidal.

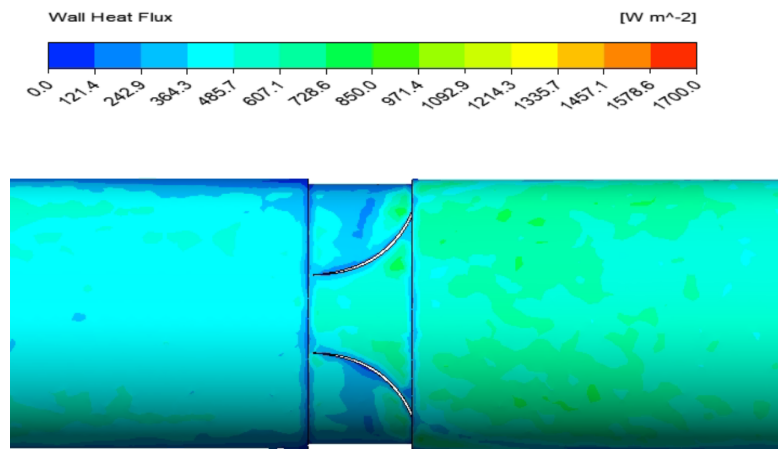


Figura 4.54: Contorno de calor transferido del modelo delta curvo en la ubicación del GVL 2 en el plano XY, $H = 7.5$ mm, $Re = 10000$.

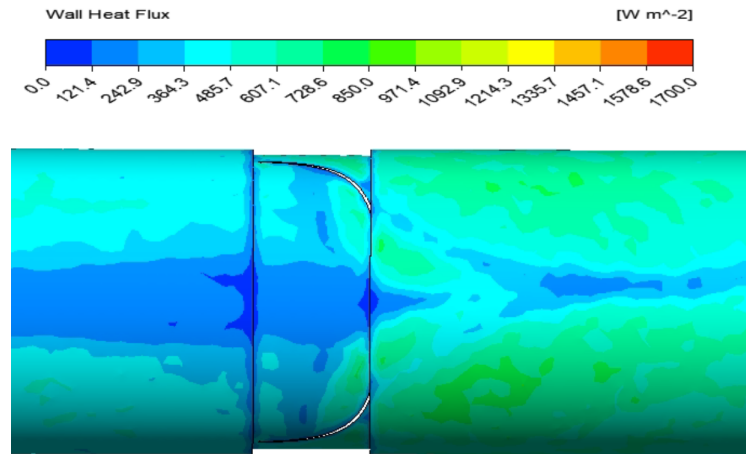


Figura 4.55: Contorno de calor transferido del modelo delta curvo en la ubicación del GVL 2 en el plano YZ, $H = 7.5$ mm, $Re = 10000$.

Las figuras 4.56 y 4.57 muestran los vórtices generados por el GVL 2 en el intercambiador de calor, revelando su impacto en la transferencia de calor y la dinámica del flujo.

En la primera imagen, podemos notar que a medida que aumenta la altura del GVL, también aumenta la velocidad de las líneas de flujo que bordean el inserto hacia la pared, mientras que las que pasan por el centro aumentan considerablemente, mostrando colores más intensos en tonos amarillos y rojos.

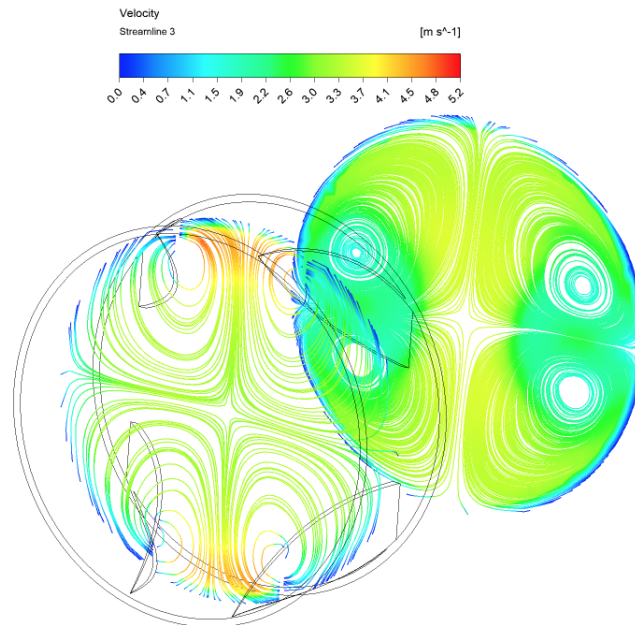


Figura 4.56: Líneas de flujo del modelo delta curvo en planos XZ en la ubicación del GVL 2, $H = 7.5$ mm, $Re = 10000$.

En la segunda figura, en una vista isométrica, se aprecia cómo las líneas de flujo impactan el inserto, bordeándolo e interactuando con mayor velocidad tanto en la pared como en el centro. Estas líneas de flujo se unen con las que pasaron por encima, generando vórtices al interactuar con la parte posterior del inserto de baja presión.

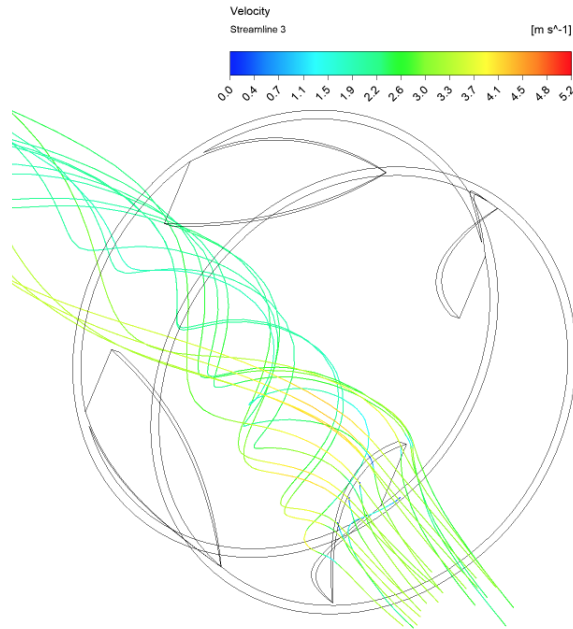


Figura 4.57: Vórtice local del modelo delta curvo en la ubicación del GVL 2, $H = 7.5$ mm, $Re = 10000$.

En las figuras 4.58 y 4.59, se presentan los resultados de temperatura y presión durante y posterior al paso del GVL 2. En el modelo delta curvo, se observa una mejora en la interacción entre la temperatura de las paredes laterales y el centro del intercambiador, lo cual se atribuye al aumento de velocidad del flujo en la pared, debido a la mayor altura del GVL. Estos resultados son mejores que en el modelo delta curvo de altura $H=5$ mm, pero aún se encuentran por debajo de los obtenidos con el modelo trapezoidal curvo de altura $H=7.5$ mm.

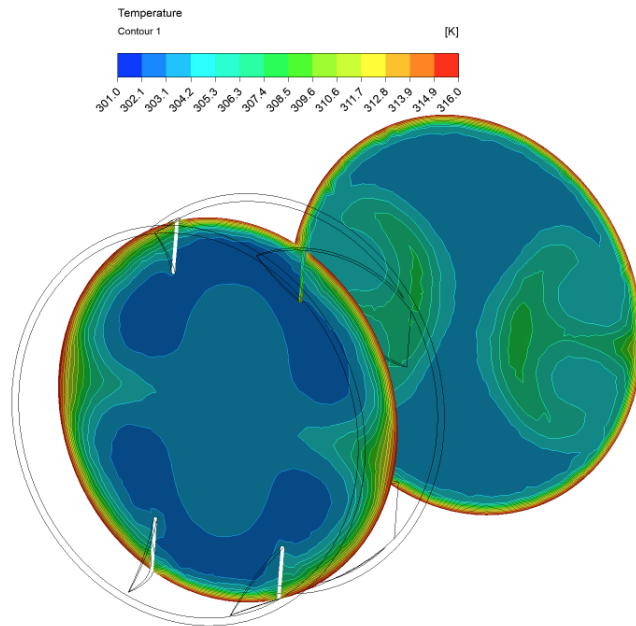


Figura 4.58: Contornos de temperatura del modelo delta curvo en planos XZ en la ubicación del GVL 2, $H = 7.5$ mm, $Re = 10000$.

En la segunda imagen se muestra la diferencia de presiones entre la cara frontal del inserto, donde el

fluido impacta directamente, y su zona posterior sin impacto directo. Es evidente que esta diferencia de presiones es menor en comparación con el modelo trapezoidal de altura $H = 7.5$ mm, pero aumenta en el delta curvo según se aumenta dicha altura. El modelo delta curvo proporciona una menor área de contacto con el flujo al carecer de una altura mínima, lo que favorece su rendimiento térmico al reducir la pérdida de carga.

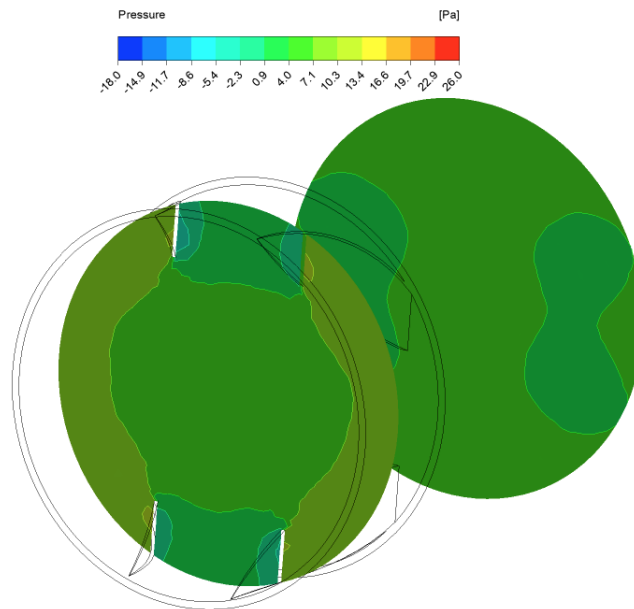


Figura 4.59: Contorno de presión del modelo delta curvo en planos XZ en la ubicación del GVL 2, $H = 7.5$ mm, $Re = 10000$.

En las figuras 4.60, 4.61 y 4.62, se presenta una visión general del comportamiento de las presiones, temperaturas y líneas de flujo en el intercambiador de calor con los GVLs. Se puede observar que el modelo delta curvo tiene una mayor velocidad de flujo, lo que genera vórtices longitudinales que se prolongan por una mayor distancia. Aunque se asemeja más al modelo trapezoidal de altura $H = 7.5$ mm, aún presenta diferencias en la mezcla de temperaturas desde las paredes hacia el centro del intercambiador.

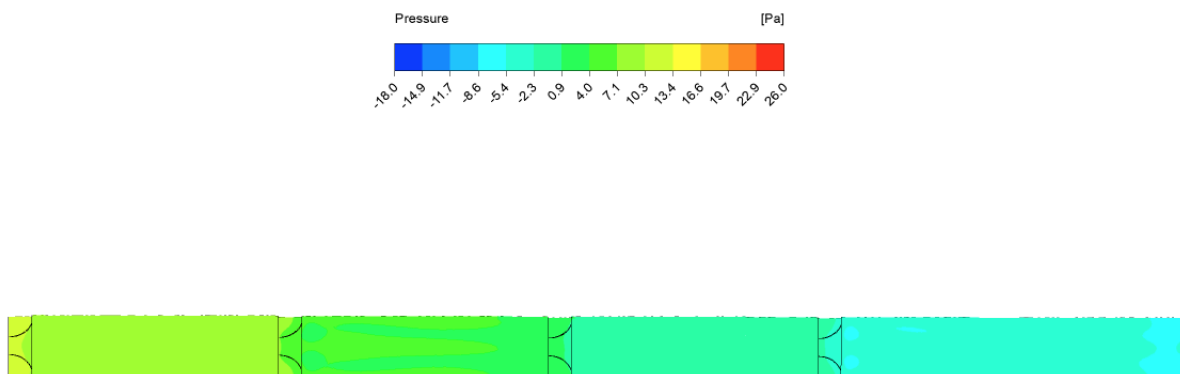


Figura 4.60: Contorno de presión del modelo delta curvo en el plano medio XY, $H = 7.5$ mm, $Re = 10000$.

Sin embargo, el modelo delta curvo muestra una menor área de contacto con el flujo, lo que se traduce en una menor pérdida de carga en comparación con el modelo trapezoidal de altura $H = 7.5$ mm, lo que aumenta su rendimiento térmico.

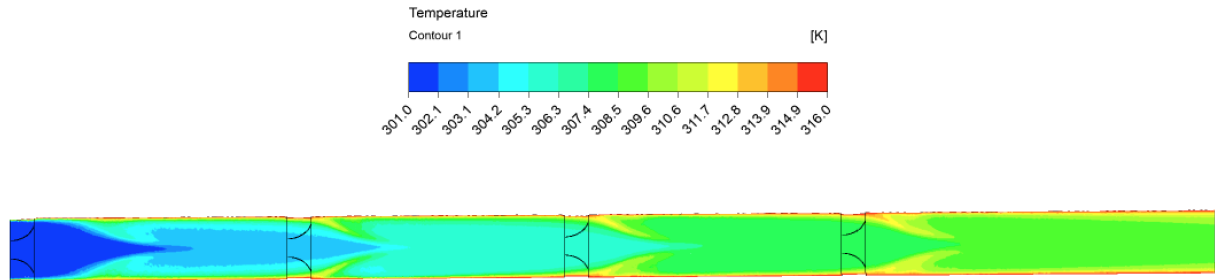


Figura 4.61: Contorno de temperatura del modelo delta curvo en el plano medio XY, $H = 7.5$ mm, $Re = 10000$.

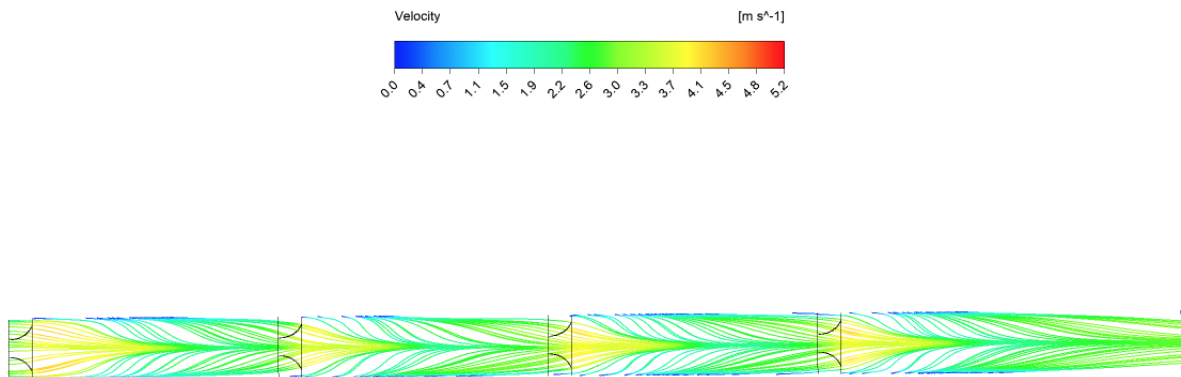


Figura 4.62: Líneas de flujo del modelo delta curvo en el plano medio XY, $H = 7.5$ mm, $Re = 10000$.

4.1.7. Caso 6

A continuación se presentan los resultados correspondientes al modelo con GVL tipo delta curvo de altura $H = 10$ mm.

En las figuras 4.63 y 4.64, se muestra el flujo de calor a lo largo del IC en los planos XY y YZ, respectivamente. En la primera imagen, se puede observar cómo el flujo de calor aumenta en la zona de cada GVL. Específicamente, en el primer y segundo GVL, el modelo delta curvo presenta una transferencia de calor mayor al modelo trapezoidal de altura $H = 10$ mm.

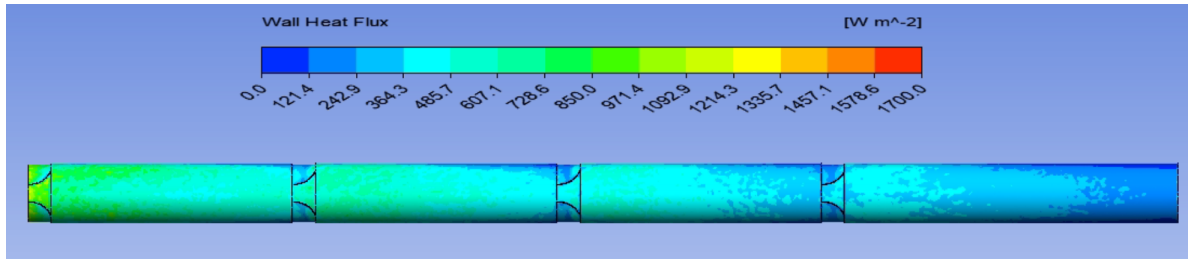


Figura 4.63: Contorno de calor transferido del modelo delta curvo en el plano XY, H = 10 mm, Re = 10000.

Por otra parte, en la segunda imagen, se pueden distinguir dos contornos principales en el plano YZ que se extienden desde el comienzo hasta el final del intercambiador de calor. El modelo delta curvo muestra una mayor transferencia de calor que el de altura 10 mm.

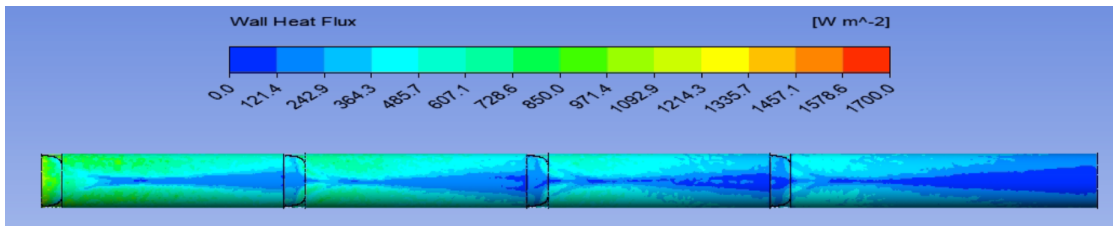


Figura 4.64: Contorno de calor transferido del modelo delta curvo en el plano YZ, H = 10 mm, Re = 10000.

En las figuras 4.65 y 4.66, se presenta con detalle lo mencionado previamente. Se destaca claramente una mayor transferencia de calor que abarca un área más extensa. Este descubrimiento es esencial, ya que sugiere la presencia de vórtices longitudinales de larga duración y mayor tamaño, los cuales se extienden desde el primer GVL hasta el último. Además, podemos deducir que el aumento en la altura del inserto provoca un incremento en la transferencia de calor.

En la primera imagen, se aprecia una concentración del aumento de calor en el centro del plano XY, lo que da lugar a una mezcla de fluidos desde las paredes hacia el centro del tubo. Es interesante notar que este incremento generado por el primer GVL perdura por más tiempo antes de llegar al GVL 2, lo que sugiere una mayor persistencia de vórtices en esa región.

Por otro lado, en la segunda imagen, se puede apreciar claramente el desarrollo de la capa límite, la cual se ve más intensamente interrumpida por el generador de vórtices. Este fenómeno ocurre no solo en los primeros GVLs, sino también en cada uno de ellos. Como consecuencia directa de esta interrupción, se logra una mayor transferencia de calor en comparación con el modelo trapezoidal curvo con H = 10 mm.

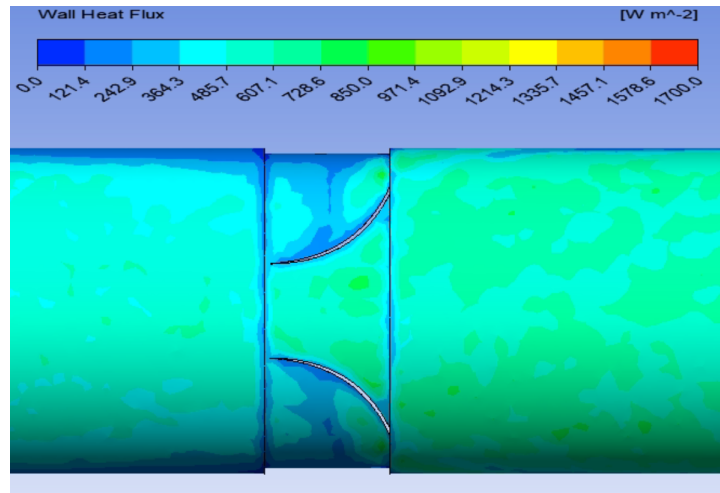


Figura 4.65: Contorno de calor transferido del modelo delta curvo en la ubicación del GVL 2 en el plano XY, $H = 10 \text{ mm}$, $Re = 10000$.

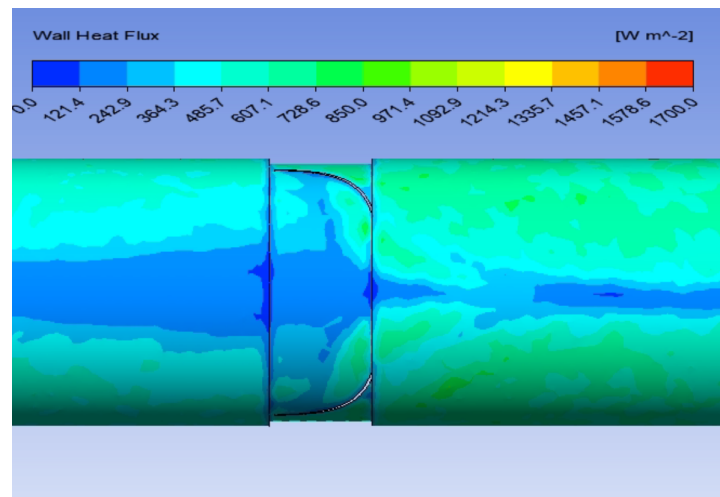


Figura 4.66: Contorno de calor transferido del modelo delta curvo en la ubicación del GVL 2 en el plano YZ, $H = 10 \text{ mm}$, $Re = 10000$.

Las figuras 4.67 y 4.68 muestran los vórtices generados por el GVL 2 en el intercambiador de calor, resaltando su influencia en la transferencia de calor y la dinámica del flujo. Es evidente que el flujo experimenta una velocidad máxima en comparación con los modelos de alturas menores, gracias a la disminución del área transversal que los GVLs generan. A medida que el flujo atraviesa los insertos, se forman remolinos con una mayor capacidad para incrementar la mezcla y la agitación del fluido, lo que contribuye a mejorar la transferencia de calor al favorecer la remoción de las capas límite.

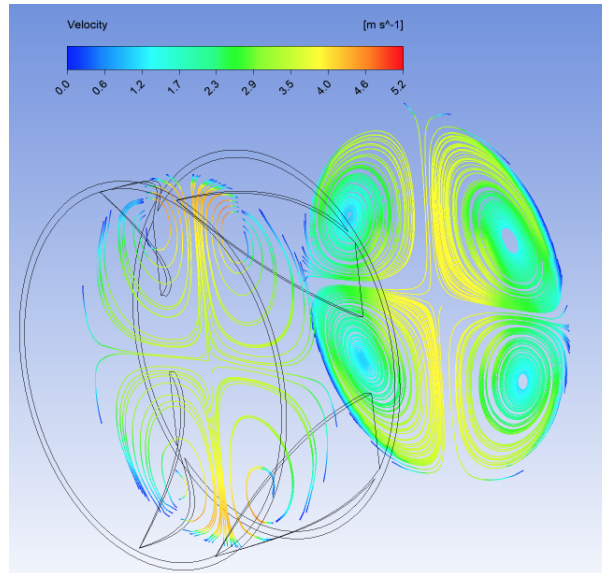


Figura 4.67: Líneas de flujo del modelo delta curvo en planos XZ en la ubicación del GVL 2, H = 10 mm, Re = 10000.

En la segunda figura, en una vista isométrica, se aprecia cómo las líneas de flujo impactan el inserto, bordeándolo e interactuando con mayor velocidad tanto en la pared como en el centro. Estas líneas de flujo se unen con las que pasaron por encima, generando vórtices al interactuar con la parte posterior del inserto de baja presión. Lo anterior, muestra una gran mejora respecto al modelo de altura H = 5 mm.

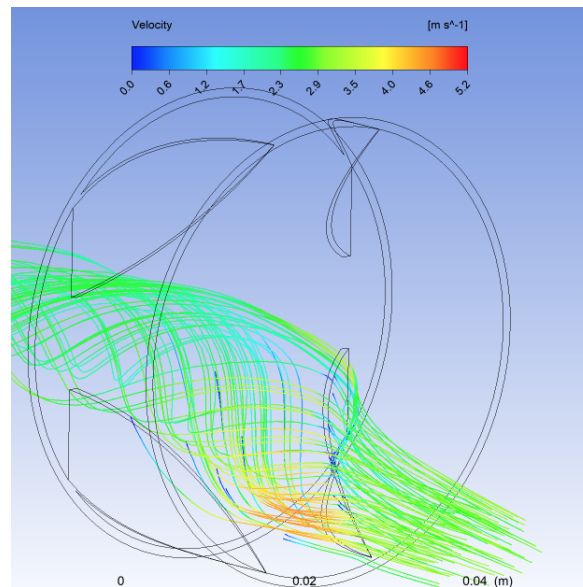


Figura 4.68: Vórtice local del modelo delta curvo en la ubicación del GVL 2, H = 10 mm, Re = 10000.

En las figuras 4.69 y 4.70, se presentan los resultados de temperatura y presión durante y posterior al paso del GVL 2. En este modelo, se observa una notable mejora en la interacción entre la temperatura de las paredes laterales y el centro del intercambiador en comparación con los modelos de alturas menores. Esta mejora se atribuye al aumento de velocidad del flujo en la pared debido a la mayor altura del GVL.

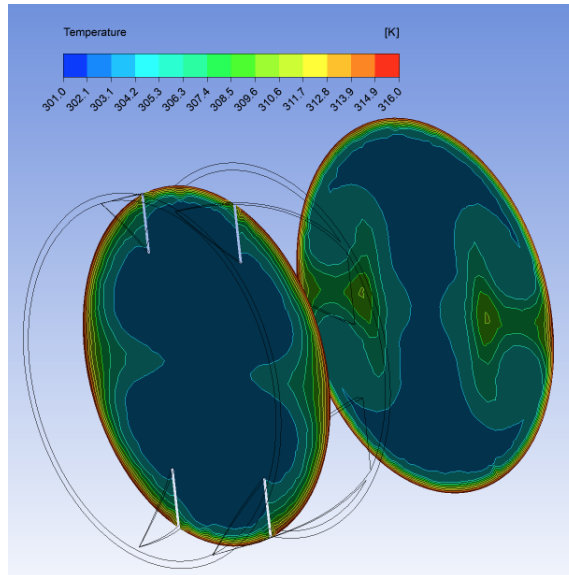


Figura 4.69: Contornos de temperatura del modelo delta curvo en planos XZ en la ubicación del GVL 2, $H = 10 \text{ mm}$, $Re = 10000$.

En la segunda imagen se muestra la diferencia de presiones entre la cara frontal del inserto, donde el fluido impacta directamente, y su zona posterior sin impacto directo. Es evidente que esta diferencia de presiones es menor en comparación con el modelo trapezoidal de altura $H = 10 \text{ mm}$, pero aumenta en el delta curvo a medida que se aumenta dicha altura. El modelo delta curvo proporciona una menor área de contacto con el flujo al carecer de una altura mínima, lo que favorece su rendimiento térmico al reducir la pérdida de carga.

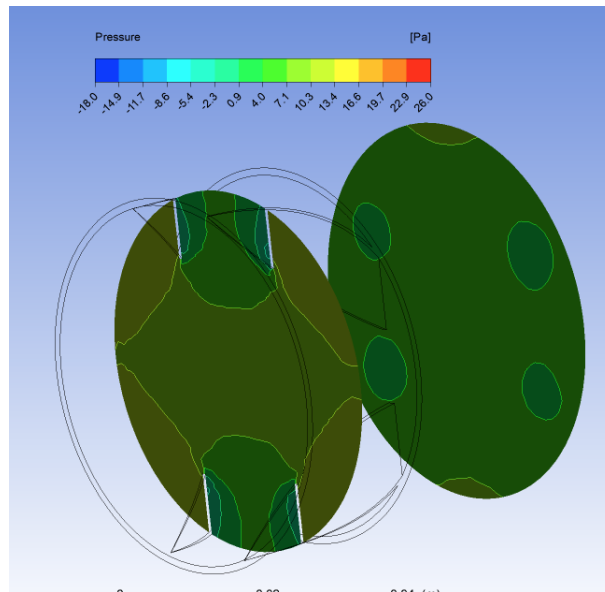


Figura 4.70: Contorno de presión del modelo delta curvo en planos XZ en la ubicación del GVL 2, $H = 10 \text{ mm}$, $Re = 10000$.

En las figuras 4.71, 4.72 y 4.73, se ofrece una visión detallada del comportamiento de las presiones, temperaturas y líneas de flujo en el intercambiador de calor con los GVLs. Es evidente que el modelo delta curvo exhibe una mayor velocidad del flujo, lo que da lugar a vórtices longitudinales que se extienden a

lo largo de una mayor distancia. Además, es notable que este modelo presenta una menor diferencia de presión en comparación con el modelo trapezoidal, superándolo tanto en la transferencia de calor como en la reducción de pérdida de carga.

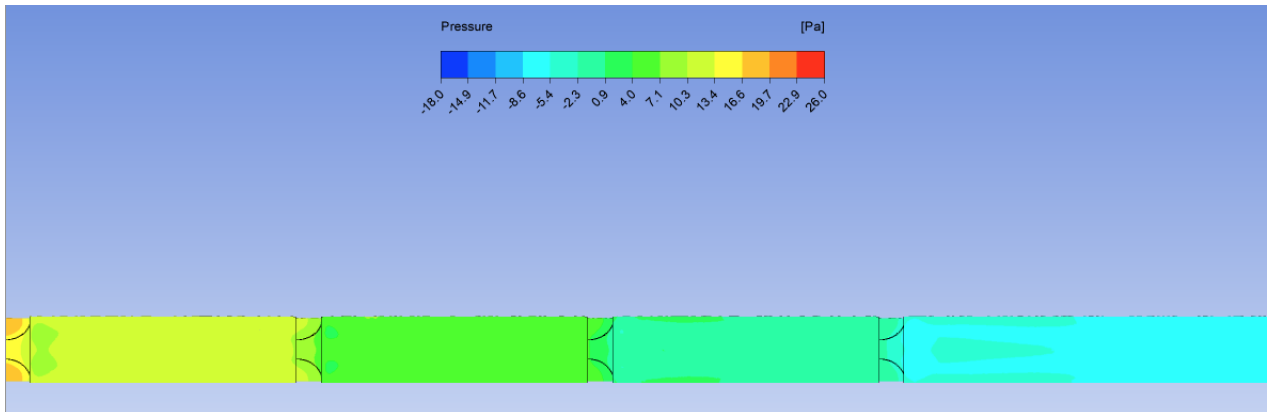


Figura 4.71: Contorno de presión del modelo delta curvo en el plano medio XY, $H = 10$ mm, $Re = 10000$.

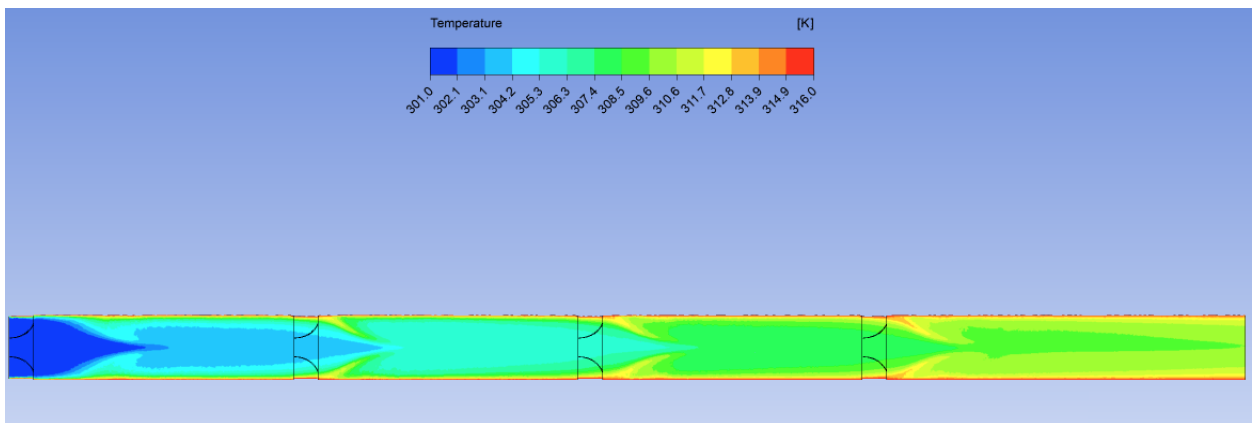


Figura 4.72: Contorno de temperatura del modelo delta curvo en el plano medio XY, $H = 10$ mm, $Re = 10000$.

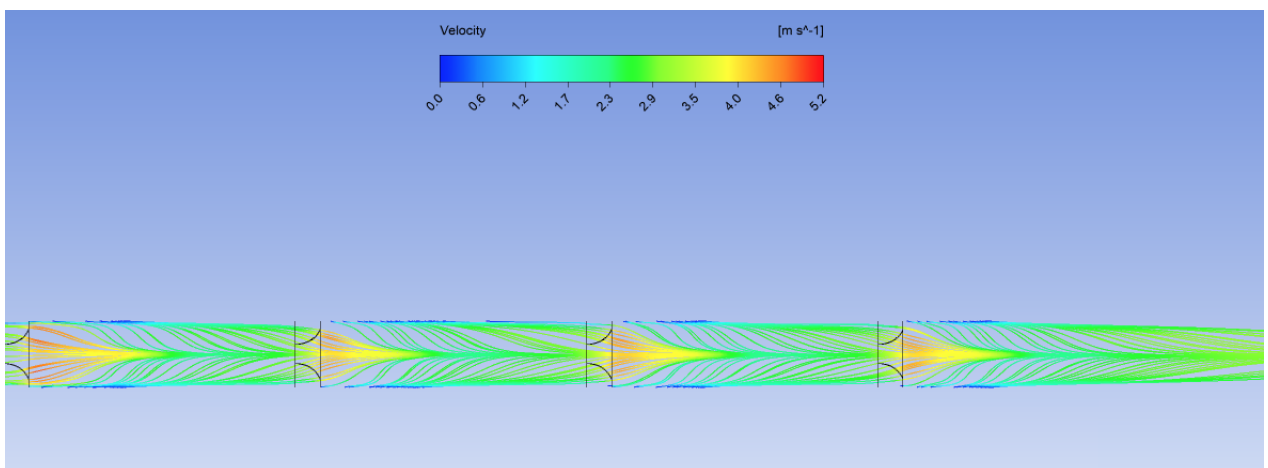


Figura 4.73: Líneas de flujo del modelo delta curvo en el plano medio XY, $H = 10$ mm, $Re = 10000$.

4.1.8. Caso 7

A continuación se presentan los resultados correspondientes al modelo con GVL tipo delta recto de altura $H = 7.5$ mm.

En las figuras 4.74 y 4.75 se muestra el flujo de calor a lo largo del IC en los planos XY y YZ, respectivamente. En la primera imagen, se aprecia claramente un aumento en el flujo de calor en la zona de cada GVL. Los primeros dos GVLs muestran una mayor intensificación en la transferencia de calor, mientras que en el tercer y cuarto GVL se observa una disminución en el flujo calorífico. Además, destaca el hecho de que la máxima transferencia de calor se alcanza en la entrada del intercambiador, donde prevalece la transferencia de calor por convección debido a la significativa diferencia de temperatura entre el fluido entrante y las aletas del intercambiador de calor. En general, se nota una menor transferencia de calor en comparación con los modelos previamente mostrados.

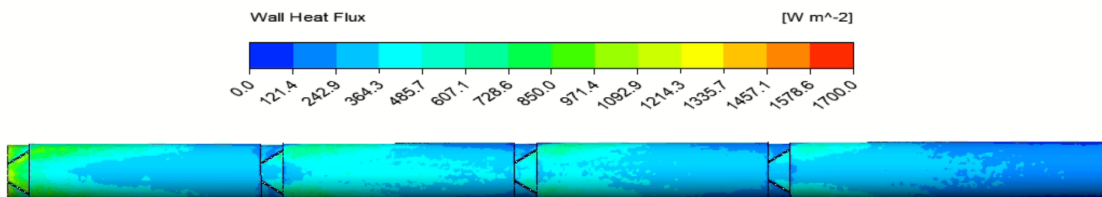


Figura 4.74: Contorno de calor transferido del modelo delta recto en el plano XY, $H = 7.5$ mm, $Re = 10000$.

Por otra parte, en la segunda imagen se pueden distinguir dos contornos principales en el plano YZ que se extienden desde el comienzo hasta el final del intercambiador de calor. El contorno central muestra una baja transferencia de calor, mientras que en los extremos presenta una mayor.

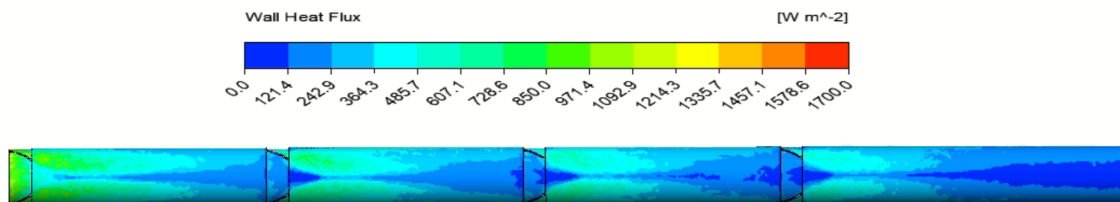


Figura 4.75: Contorno de calor transferido del modelo delta recto en el plano YZ, $H = 7.5$ mm, $Re = 10000$.

En las figuras 4.76 y 4.77, se muestra con detalle lo descrito anteriormente. Esto es fundamental, ya que da una noción de la existencia de vórtices longitudinales que se extienden desde el primer GVL hasta el último.

En la primera imagen, se puede observar que el aumento de calor se localiza los extremos del plano XY, lo que induce una amla mezcla de fluidos desde las paredes hacia el centro del tubo. Por otro lado, en la segunda imagen se aprecia claramente un desarrollo de la capa límite, la cual fue interrumpida por el generador, provocando posteriormente una mayor transferencia de calor que el caso base.

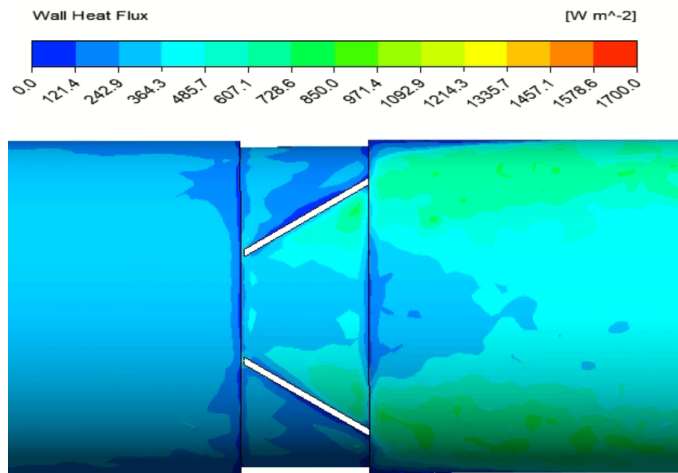


Figura 4.76: Contorno de calor transferido del modelo delta recto en la ubicación del GVL 2 en el plano XY, $H = 7.5 \text{ mm}$, $Re = 10000$.

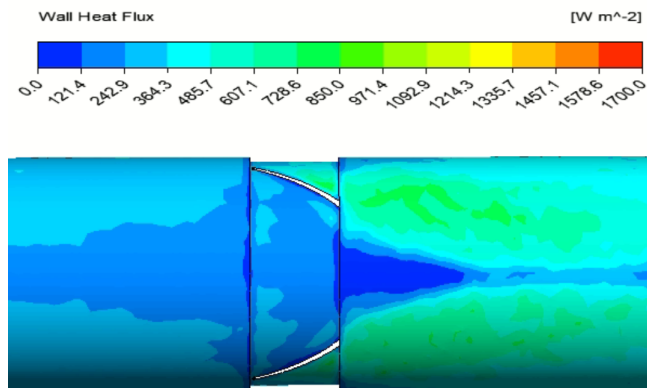


Figura 4.77: Contorno de calor transferido del modelo delta recto en la ubicación del GVL 2 en el plano YZ, $H = 7.5 \text{ mm}$, $Re = 10000$.

Las figuras 4.78 y 4.79 muestran los vórtices generados por el GVL 2 en el intercambiador de calor, revelando su impacto en la transferencia de calor y la dinámica del flujo. El flujo experimenta una aceleración pequeña al compararlos con los modelos anteriores. Los remolinos tienen menor velocidad en la pared y mayor velocidad en el centro.

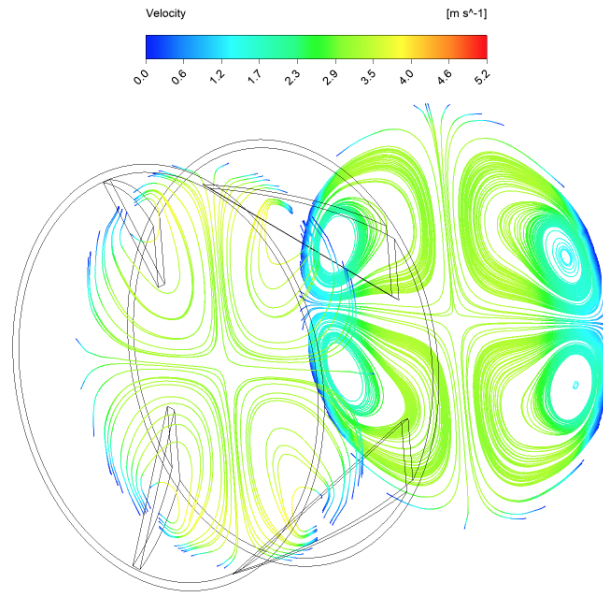


Figura 4.78: Líneas de flujo del modelo delta recto en planos XZ en la ubicación del GVL 2, $H = 7.5$ mm, $Re = 10000$.

En la segunda figura, en una vista isométrica, se aprecia cómo las líneas de flujo impactan el inserto, bordeándolo e interactuando con la pared. Estas líneas de flujo se unen con las que pasaron por encima, generando vórtices al interactuar con la parte posterior del inserto de baja presión.

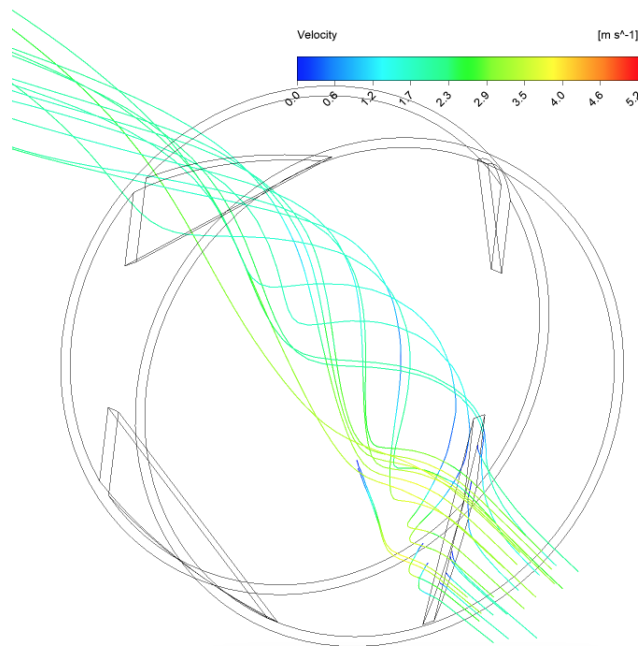


Figura 4.79: Vórtice local del modelo delta recto en la ubicación del GVL 2, $H = 7.5$ mm, $Re = 10000$.

En las figuras 4.80 y 4.81, se presentan los resultados de temperatura y presión durante y posterior al paso del GVL 2. En el modelo delta recto, se observa una menor interacción entre la temperatura de las paredes laterales y el centro del intercambiador, lo cual se atribuye a la menor velocidad de las líneas de

flujo.

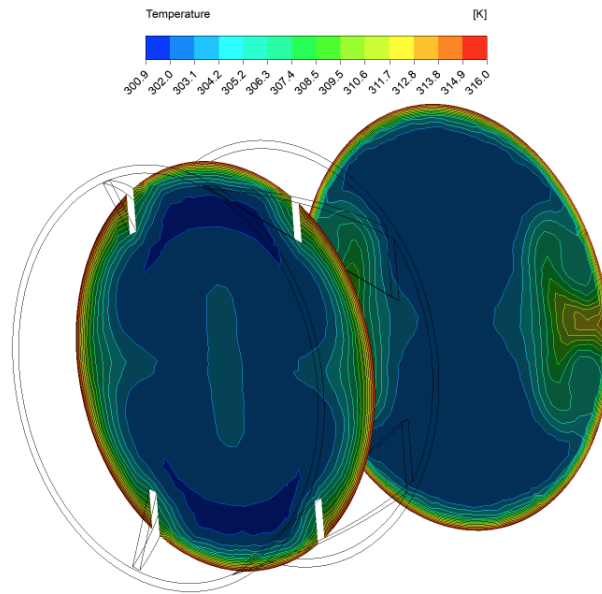


Figura 4.80: Contornos de temperatura del modelo delta recto en planos XZ en la ubicación del GVL 2, $H = 7.5$ mm, $Re = 10000$.

En la segunda imagen, se muestra la diferencia de presiones entre la cara frontal del inserto, donde el fluido impacta directamente, y su zona posterior sin impacto directo. Es evidente que esta diferencia de presiones es la menor en comparación con los modelos anteriores, debido a que el modelo delta recto proporciona una menor área de contacto con el flujo, al no tener una altura mínima ni curvatura. Esta reducción en la pérdida de carga favorece significativamente al rendimiento térmico.

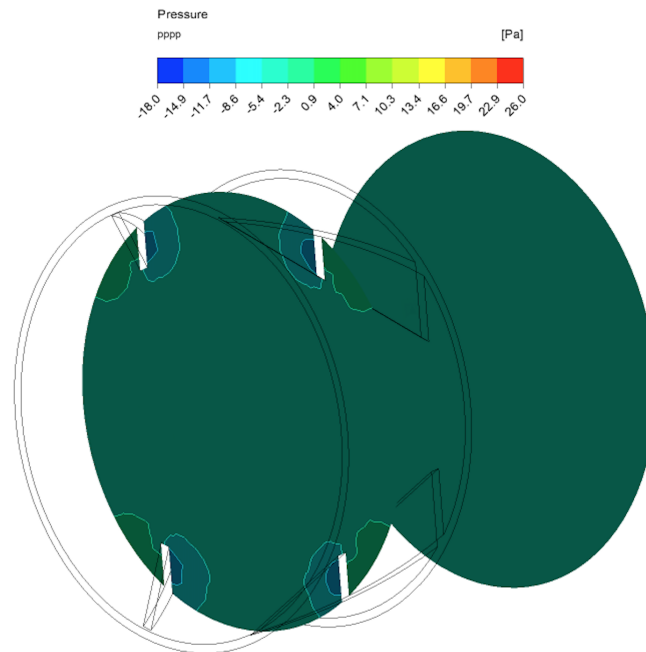


Figura 4.81: Contorno de presión del modelo delta recto en planos XZ en la ubicación del GVL 2, $H = 7.5$ mm, $Re = 10000$.

En las figuras 4.82, 4.83 y 4.84, se presenta una visión general del comportamiento de las presiones, temperaturas y líneas de flujo en el intercambiador de calor con los GVLs. Se puede observar que el modelo delta recto tiene una menor velocidad de flujo, lo que provoca una baja transferencia de calor a comparación de los modelo mostrados. Tampoco se observa una mejora en la mezcla de temperaturas desde las paredes hacia el centro del intercambiador, ya que la velocidad del flujo en las paredes no es suficiente para circularlo efectivamente hacia el centro.

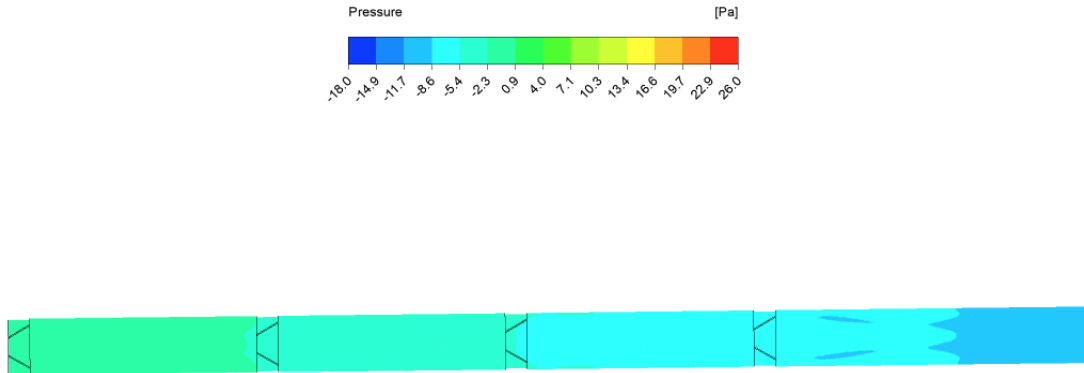


Figura 4.82: Contorno de presión del modelo delta recto en el plano medio XY, H= 7.5 mm, Re = 10000.

Por otro lado, lo más destacable de este modelo es que posee la menor área de contacto con el flujo, lo que se traduce en una menor pérdida de carga en comparación con los modelos curvos mencionados anteriormente. Esta característica compensa en gran medida el rendimiento térmico final del intercambiador.

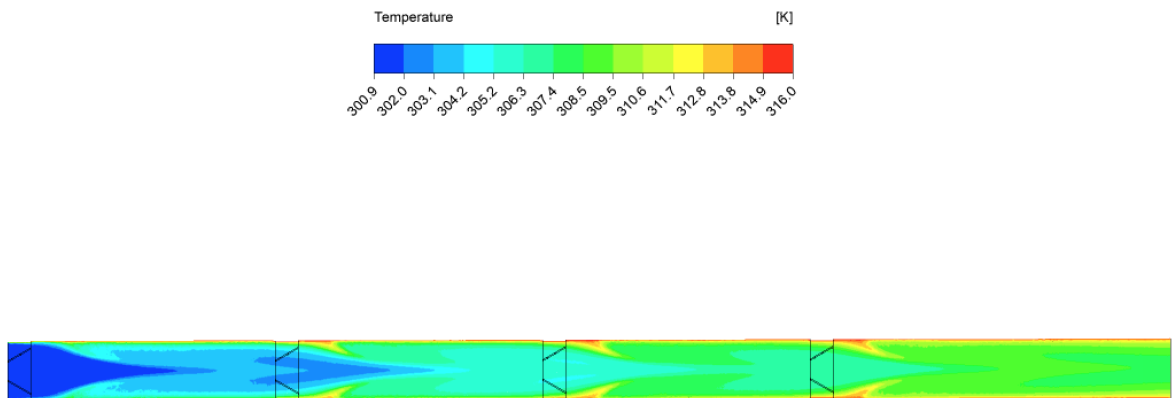


Figura 4.83: Contorno de temperatura del modelo delta recto en el plano medio XY, H = 7.5 mm, Re = 10000.

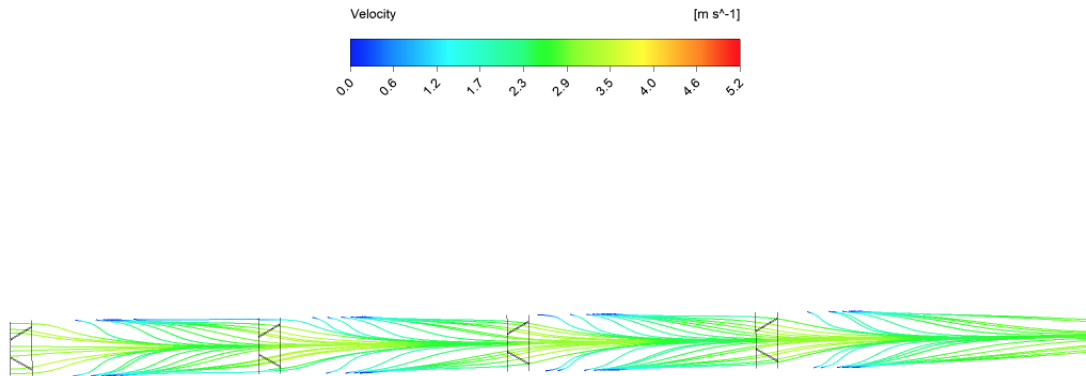


Figura 4.84: Líneas de flujo del modelo delta recto en el plano medio XY, $H=7.5$ mm, $Re = 10000$.

4.2. Análisis comparativo

A continuación, se muestra la comparación de los resultados obtenidos para todos los casos analizados, tomando en consideración el número de Nusselt, el factor de fricción y el factor de rendimiento térmico de transferencia de calor.

4.2.1. Nusselt

La Figura 4.85 muestra los resultados del número de Nusselt para los distintos modelos estudiados en este trabajo. Se pueden distinguir cuatro colores de curvas, cada uno correspondiente a un tipo de modelo. En verde se representa la altura $H = 5$ mm, en rojo $H = 7.5$ mm, en morado $H = 10$ mm y en café el caso base. Además, se utilizan tres tipos de marcadores para diferenciar las geometrías: el rombo para el modelo trapecoidal curvo, el triángulo para el delta curvo y el círculo para el delta recto.

En términos generales, se puede observar que el número de Nusselt aumenta con el número de Reynolds, independientemente de la altura del inserto, debido al aumento de turbulencia e interacciones fluidas que mejoran la transferencia de calor. El número de Nusselt representa la relación entre la tasa de transferencia de calor convectivo y la tasa de conducción de calor en un fluido, y este aumento se debe a la interacción del fluido. Por lo tanto, el caso base muestra los menores números de Nusselt debido a la falta de generadores de vórtices que promuevan una mezcla efectiva de temperaturas mediante la interacción del flujo con las paredes hacia el centro del intercambiador, lo que resulta en un gradiente térmico menos pronunciado.

Luego, una mayor altura de inserto implica un mayor tamaño, lo que provoca una mayor generación de vórtices debido al aumento de velocidad, el mayor choque de las líneas de flujo y la mayor diferencia de temperaturas con la sección posterior, lo que genera vórtices que también tienen una mayor duración y se prolongan a lo largo de cada GVI, interrumpiendo el desarrollo de la capa límite con mayor facilidad. Esto explica los mejores desempeños en cuanto al número de Nusselt respecto a sus alturas.

Sin embargo, hay una excepción relacionada con el modelo delta recto. Se puede notar que cualquier modelo curvo de altura $H = 5$ mm tiene mejores números de Nusselt que el delta recto de altura $H = 7.5$ mm,

y esto se debe a la curvatura de la geometría, que permite un aumento en la velocidad de las líneas de flujo, una mayor recirculación y mezcla de temperaturas desde las paredes al centro, además de tener una mayor sección de baja presión posterior.

El modelo trapezoidal curvo obtuvo los mayores números de Nusselt y calor transferido, aunque los valores fueron muy parecidos, a excepción del delta curvo de altura $H = 5$ mm. En este caso, al tener una altura menor y no contar con una altura mínima, pierde el beneficio del manto adicional, lo que provoca mayores problemas de recirculación del fluido desde las paredes al centro, disminuyendo su transferencia de calor y asemejándose aún más a un delta recto a medida que el flujo se vuelve más turbulento, debido a la pérdida de propiedades geométricas otorgadas por dicha curvatura.

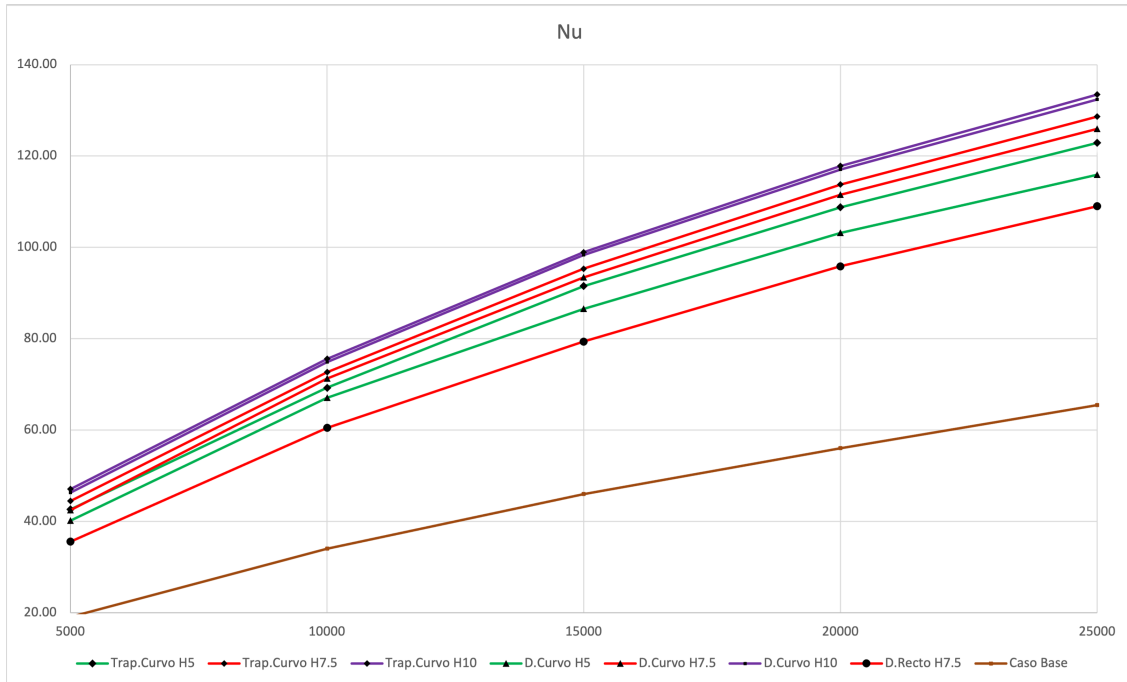


Figura 4.85: Curvas de Nusselt para todos los modelos estudiados, $Re = 5000$ a 25000 .

4.2.2. Factor de fricción

La Figura 4.86 muestra los resultados del factor de fricción para los diferentes modelos estudiados en este trabajo. Al igual que en los gráficos anteriores, se utilizan colores y marcadores para distinguir entre los distintos casos.

En general, se observa que el factor de fricción se comporta de manera inversa al número de Nusselt, disminuyendo con el aumento del número de Reynolds. El caso base, que es un tubo liso sin obstáculos, obtiene el menor factor de fricción, ya que no presenta pérdidas de carga significativas debido a la ausencia de obstrucciones en el flujo de aire.

Por otro lado, las geometrías con mayor altura y tamaño, como los modelos trapezoidales, tienen una mayor área de obstáculos para el flujo de aire, lo que provoca una mayor caída de presión y, por lo tanto, un factor de fricción más alto.

Los modelos trapezoidales, al igual que en la transferencia de calor y el número de Nusselt, obtienen el mayor factor de fricción debido a la altura mínima en la entrada al GVL, lo que aumenta su manto de choque.

El GVL delta recto muestra un factor de fricción considerablemente menor en comparación con el delta curvo y el trapezoidal, lo que beneficia la eficiencia de la transferencia de calor. Sin embargo, debido a los resultados anteriores, es complicado determinar cuál modelo tiene el mejor rendimiento global. Aunque el trapezoidal y el curvo tienen una mayor transferencia de calor, también presentan un factor de fricción intrínsecamente más alto que el delta recto. Por lo tanto, es interesante analizar su rendimiento en conjunto para determinar el equilibrio que favorezca la eficiencia final.

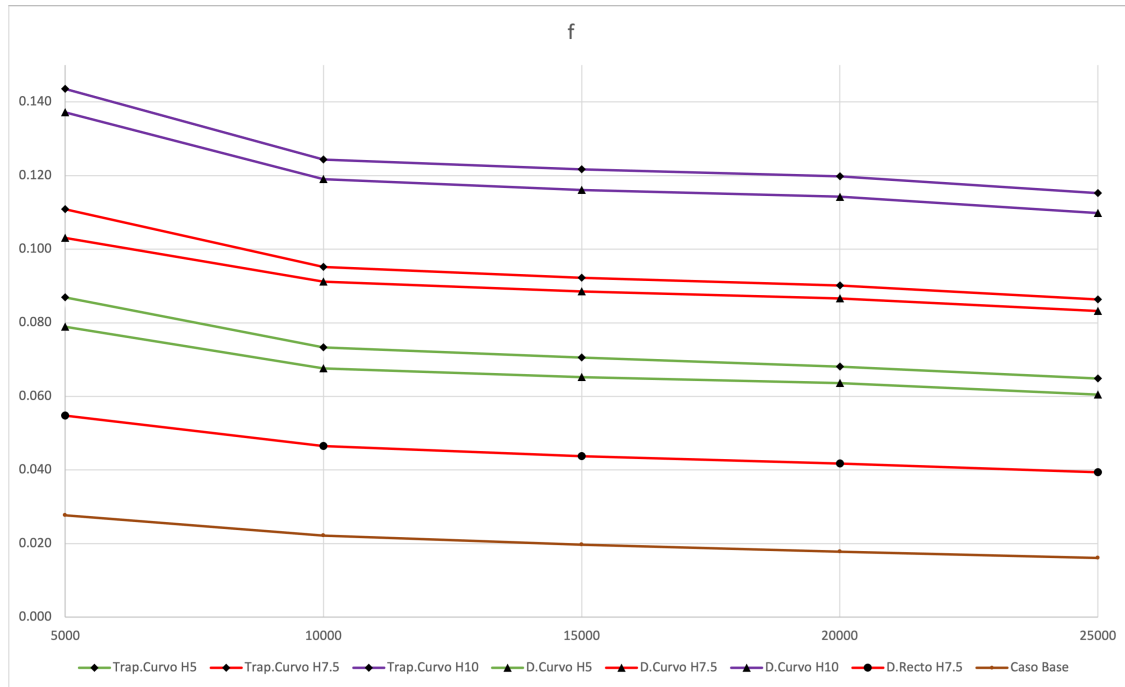


Figura 4.86: Curvas de factor de fricción para todos los modelos estudiados, $Re = 5000$ a 25000 .

4.2.3. Rendimiento térmico

La figura 4.87 muestra los resultados del rendimiento térmico para los diferentes modelos estudiados en este trabajo.

En general, se observa que el rendimiento térmico disminuye con el aumento del número de Reynolds, debido a que el flujo tiende a volverse más turbulento y agitado al interactuar con las aletas. Esto genera una mayor resistencia al flujo y una mayor caída de presión a lo largo del intercambiador de calor, lo que lleva a una disminución en el rendimiento térmico.

En lo que respecta a los modelos curvos, se ha observado que a menor altura se logra un mejor rendimiento térmico, debido a los factores de fricción que han sido previamente obtenidos y analizados. Esto sugiere que la pérdida de carga tiene un impacto más pronunciado que un número de Nusselt desfavorable.

En el caso específico del GVL trapezoidal curvo con una altura de $H=5$ mm, se observa un rendimiento máximo a $Re=5000$, con un aumento del 53 % en comparación con el caso base. A continuación, le sigue el modelo delta curvo de altura $H=5$ mm, que logra un incremento del 49 %, mostrando una diferencia de solo un 1 % en aumento respecto al modelo delta recto.

Finalmente, se puede inferir que para mejorar aún más el desempeño de los GVL curvos se puede realizar un estudio con alturas menores a 5 mm o realizar perforaciones con el objetivo de disminuir la pérdida de carga y aprovechar los altos números de Nusselt obtenidos, que superaban con creces al delta recto.



Figura 4.87: Curvas de rendimiento térmico para todos los modelos estudiado, $Re = 5000$ a 25000.

Capítulo 5

Conclusiones

Este trabajo consistió en simular el flujo de aire turbulento a través de un intercambiador de calor tubular con tres tipos de generadores de vórtices longitudinales diferentes: delta recto, delta curvo y trapezoidal curvo, junto con sus variantes de tamaño. El objetivo principal fue estudiar la mejora del rendimiento térmico del intercambiador de calor utilizando generadores de vórtices rectos y curvos mediante modificaciones en el tamaño de sus insertos. Se compararon los resultados para identificar el modelo que presentaba el mejor rendimiento.

Los resultados obtenidos mostraron que el número de Nusselt aumenta con el número de Reynolds, independientemente del tipo de inserto utilizado. Esto se debe al aumento de la turbulencia e interacciones fluidas, lo que mejora significativamente la transferencia de calor.

Los modelos curvos obtuvieron mejores números de Nusselt en comparación con el modelo recto. La curvatura de las aletas permitió una mayor recirculación y mezcla de temperaturas desde las paredes al centro, lo que resultó en una mayor eficiencia en la transferencia de calor.

En cuanto al factor de fricción, se observó que disminuye con el aumento del número de Reynolds para todos los modelos estudiados. El modelo delta recto tuvo menor resistencia al flujo en comparación con el delta curvo y trapezoidal curvo, lo que favoreció su rendimiento en este aspecto.

En cuanto al rendimiento térmico global (TEF), se observó que los modelos curvos de menor altura obtuvieron el mejor rendimiento térmico, logrando un aumento de eficiencia de hasta un 53 % a un $Re=5000$ respecto al caso base. Asimismo, el modelo delta recto también mostró un notable aumento en el rendimiento, alcanzando un 48 % a un $Re=5000$ y que respecto al caso curvo hubo solo una diferencia de un 1 %.

Por esto, se propone modificar la geometría de los generadores curvos para mejorar aún más su desempeño. Para lograr esto, se sugiere realizar un estudio con alturas menores a 5 mm y/o utilizar perforaciones con el objetivo de disminuir la pérdida de carga y aprovechar los altos números de Nusselt obtenidos.

Considerando lo expuesto previamente, se podría afirmar que una reducción en el tamaño del inserto contribuiría a mejorar su rendimiento. Asimismo, la incorporación de modelos curvos tiende a resultar en un aumento, aunque no necesariamente significativo al compararlo con modelos rectos. No obstante, se destaca la oportunidad de potenciar el rendimiento de estos modelos mediante la aplicación de técnicas que

mitiguen su pérdida de carga.

Bibliografía

- [1] C. Zhai, M.D. Islam, R. Simmons, I. Barsoum, “Wing-type vortex generators for fin-and-tube heat exchangers”, *International Journal of Thermal Sciences* ,no. 140, pp. 480–490, 2019.
- [2] Prashant Saini, Atul Dhar, Satvasheel Powar,“Performance enhancement of fin and tube heat exchanger employing curved trapezoidal winglet vortex generator with circular punched holes”, pp.1-18, 2023.
- [3] P.W. Deshmukh,“Heat transfer enhancement for laminar flow in tubes using curved delta wing vortex generator inserts”, *Applied Thermal Engineering* , no.106 , pages 1415-1426 2016.
- [4] R.Aridi , S.Ali , T.Lemenand , J. Faraj , M. Khaled,“CFD analysis on the spatial effect of Vortex Generators in Concentric Tube Heat Exchangers – A comparative study”, *International Journal of Thermofluids*, pp. 1-33, 2022.
- [5] 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.
- [6] 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.
- [7] Y. A. Çengel, *Transferencia de calor y masa*, 4a ed. McGraw Hill, 2011.
- [8] S. Skullong et al,“Thermal behaviors in a round tube equipped with quadruple perforated-delta-winglet pairs”, *Applied Thermal Engineering*, no. 115, pp. 229–243, 2017.
- [9] M. Oneissi et al. “Novel design of delta winglet pair vortex generator for heat transfer enhancement”, *International Journal of Thermal Sciences* , no.109, pp.1-9, 2016.
- [10] Ansys Fluent, “ANSYS Fluent Turbulence Modeling”.
- [11] Biswas, G.Torii, K. Fujii, D & Nishino, “Numerical and experimental determination of flow structure and heat transfer effects of longitudinal vortices in a channel flow”, *International Journal of Thermal Sciences*, no.39, pp. 3441-3451, 1996.
- [12] Dawid Taler 1,Jan Taler,"Simple heat transfer correlations for turbulent tube flow ",Institute of Heat Engineering and Air Protection, Cracow University of Technology, 31-155 Cracow, Poland.