



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

**AUMENTO DE TRANSFERENCIA DE CALOR MEDIANTE  
GENERADORES DE VÓRTICE LONGITUDINALES DEL TIPO DELTA  
WINGLET, VARIANDO CANTIDAD EN INTERCAMBIADORES DE  
CALOR DE PLACAS EN RÉGIMEN TURBULENTO**

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

**SEBASTIÁN ANDRÉS VERGARA ROJAS**

PROFESOR GUÍA:  
ÁLVARO VALENCIA MUSALEM

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:  
WILLIAMS CALDERÓN MUÑOZ  
RAMÓN FREDERICK GONZÁLEZ

SANTIAGO DE CHILE  
2021

RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR  
AL TÍTULO INGENIERO CIVIL MECÁNICO  
POR: **SEBASTIÁN ANDRÉS VERGARA ROJAS**  
FECHA: 2021  
PROF. GUÍA: ÁLVARO VALENCIA MUSALEM

## **AUMENTO DE TRANSFERENCIA DE CALOR MEDIANTE GENERADORES DE VÓRTICE LONGITUDINALES DEL TIPO DELTA WINGLET, VARIANDO CANTIDAD EN INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS EN RÉGIMEN TURBULENTO**

Los intercambiadores de calor de placa son equipos utilizados para traspasar energía entre dos fluidos a distintas temperaturas. El presente trabajo tiene como objetivo aumentar la transferencia de calor en estos IC. Se evaluaron 10 distintas configuraciones de generadores de vórtice tipo delta winglet.

El trabajo se dividió en 4 etapas generales. La validación del estudio, la definición de geometrías, la simulación en el software Ansys y el análisis de los resultados. La primera etapa se realizó replicando el estudio de Gesell et. al.[1], obteniendo errores entre 1% y 10% para el Nu y entre 0% y 13% para el factor de fricción. Con esta configuración de malla, se realiza un análisis de sensibilidad para determinar la malla a utilizar en las simulaciones.

Luego se definieron las geometrías en CAD, utilizando el software Inventor, resultando 10 casos de generadores de vórtice delta winglets dispuestos en distintas configuraciones sobre las placas. Estos casos se simularon en el rango turbulento, variando el número de Reynolds entre 4.000 y 15.000.

Los resultados arrojaron que ninguna configuración logra superar el rendimiento de el caso de placas planas, siendo el caso 7 el que más se acerca y se mantiene dentro de los mejores para cada Reynolds, obteniendo un rendimientos térmicos entre 92% y 98%. El que mejor se desempeño en cuanto al aumento de la transferencia de calor, fue el caso 10, que mejoró el Nu respecto al caso base en un 27,2% para el Re más bajo y un 15% para el caso más alto. Se concluye que con agua es más difícil mejorar el rendimiento térmico y se debe asumir la pérdida de carga para la mejora en la transferencia de calor.

*A Lucrecia y Samuel,  
siempre gracias*

# Agradecimientos

Podría pasar semanas escribiendo agradecimientos. Porque en este viaje que fue la universidad, muchas personas se me cruzaron y son parte de mi. Partiría hablando sobre mis padres y todo el apoyo que me han dado cada vez que lo necesité. O sobre mis hermanos y sobrinos por los buenos ratos que me han hecho pasar.

Podría escribir un párrafo aparte para agradecer a mis amigos de la U, a esos que conocí de mechón como al Yerko mi pana san carlino, el Chino o la Jose. Tal vez escribir sobre el Charpi, que desde el cielo siempre lo sentí presente. Al Toro que me aguanta en el depto. A los que conocí en el ceimec, como la Jess, la Cami y el Ale. Y como no, tendría que pasar horas agradeciendo a los 4 que siempre estuvieron apañándome en mecánica: El Rorro, el Parra, el Gaete y el Nico.

Tendría que escribir sobre lo agradecido que estoy de los que conocí en colegio. Sobre los pls, los derretidos, los scout. Porque sin ellos, no hubiese sido lo mismo. Como no mencionaría a mi polola, la Coni. La que me aguantó mi estrés durante todo este trabajo y en pandemia.

No podría dejar de lado al profesor Álvaro, que me ayudo en cada paso de esta memoria y a la comisión por aceptar ser parte del trabajo.

En fin. Escribir esta sección me tomaría años. Me faltarían hojas y horas para terminar. Así que la haré corta. A los que están y los que ya no. Porque todos son parte de lo que fuí, soy y seré, muchas gracias.

# Tabla de Contenido

<b>1</b>	<b>Introducción</b>	<b>1</b>
1.1	Motivación . . . . .	1
1.2	Objetivos . . . . .	2
1.2.1	Objetivo general . . . . .	2
1.2.2	Objetivos Específicos . . . . .	2
1.3	Alcances . . . . .	2
<b>2</b>	<b>Antecedentes</b>	<b>3</b>
2.1	Intercambiadores de calor compactos . . . . .	3
2.2	Generadores de vórtice . . . . .	4
2.2.1	Generadores de vórtice longitudinales . . . . .	5
2.3	Ecuaciones gobernantes . . . . .	6
2.4	Flujo turbulento . . . . .	6
2.4.1	SST $k - \omega$ . . . . .	7
2.5	Estudios previos . . . . .	7
2.5.1	Estudio de validación . . . . .	9
<b>3</b>	<b>Metodología</b>	<b>10</b>
3.1	Validación . . . . .	10
3.2	Parámetros . . . . .	16
3.3	Independencia de malla . . . . .	18
3.4	Casos de estudio . . . . .	19
3.4.1	Intercambiador de calor . . . . .	19
3.4.2	Condiciones de borde . . . . .	20
3.4.3	Posicionamiento de generadores . . . . .	21
3.4.4	Análisis de resultados . . . . .	27
3.5	Método Numérico . . . . .	28
<b>4</b>	<b>Resultados</b>	<b>29</b>
4.1	Caso Base . . . . .	29
4.2	Caso 1 . . . . .	31
4.3	Caso 2 . . . . .	35
4.4	Caso 3 . . . . .	39
4.5	Caso 4 . . . . .	42
4.6	Caso 5 . . . . .	45
4.7	Caso 6 . . . . .	49
4.8	Caso 7 . . . . .	53
4.9	Caso 8 . . . . .	56

4.10	Caso 9 . . . . .	60
4.11	Caso 10 . . . . .	64
4.12	Comparación de casos . . . . .	67
4.12.1	Flujo de calor . . . . .	67
4.12.2	Número de Nusselt . . . . .	68
4.12.3	Factor de fricción . . . . .	69
4.12.4	Análisis de desempeño . . . . .	71
<b>5</b>	<b>Conclusiones</b>	<b>76</b>
	<b>Bibliografía</b>	<b>78</b>
<b>Anexo A</b>	<b>Ecuaciones del modelo SST <math>k - \omega</math></b>	<b>80</b>
A.1	Ecuaciones de transporte para el modelo SST $k - \omega$ . . . . .	80
A.1.1	Difusividades efectivas . . . . .	80
A.1.2	Producción de turbulencia . . . . .	81
A.1.3	Disipación turbulenta . . . . .	81
A.1.4	Termino de difusión cruzada . . . . .	81
A.1.5	Constantes del modelo . . . . .	82
<b>Anexo B</b>	<b>UDF validación</b>	<b>83</b>

# Índice de Tablas

3.1.	Número de elementos de mallas . . . . .	18
3.2.	Propiedades del fluido . . . . .	20
4.1.	Calor a través de las paredes calientes calculado con tres métodos. Caso 6. . .	75

# Índice de Ilustraciones

2.1.	Distintos tipos de intercambiadores de calor compacto. . . . .	3
2.2.	Imágenes de vórtices generados por GV [6] . . . . .	4
2.3.	Cuatro tipos de generadores de vórtice longitudinales [7] . . . . .	5
2.4.	Estructura de vórtices tras un GVL delta winglet [8] . . . . .	5
2.5.	Configuración co-rotatoria y contra-rotatoria. Extraído de [6]. . . . .	7
2.6.	Configuración de GVL en tubos simulando colectores solares. Extraído de [11].	8
2.7.	Configuraciones utilizadas por Gesell et al. en [1]. . . . .	9
2.8.	Generadores de vórtices utilizados por Gesell et al. en [1] . . . . .	9
3.1.	Esquema de pasos del trabajo. . . . .	10
3.2.	Esquema de pasos de validación. . . . .	11
3.3.	CAD de validación con delta winglets. . . . .	11
3.4.	Malla de la zona de entrada y zona caliente del canal sin GVs. . . . .	12
3.5.	Malla superficie caliente en geometría 2x2. . . . .	12
3.6.	Malla en cara de GVs. . . . .	12
3.7.	número de Nusselt en el canal sin generadores vs la correlación de Dittus-Boelter	14
3.8.	Factor de fricción en canal libre vs correlación de Blasius . . . . .	14
3.9.	Aumento de la transferencia de calor vs resultados Gesell et al. en [1] . . . . .	15
3.10.	Aumento del factor de fricción vs resultados Gesell et al. en [1] . . . . .	15
3.11.	Error de distintas mallas para respecto al factor de fricción y número de Nusselt de Gessel et al. en [1]. . . . .	18
3.12.	Esquema del intercambiador de placa plana. Las flechas rojas y azules indican entrada de fluido caliente y frío respectivamente. . . . .	19
3.13.	Dimensiones de los generadores de vórtice en mm. . . . .	19
3.14.	Dominio computacional . . . . .	20
3.15.	Vista lateral del dominio computacional. Indica el espaciamiento entre filas. . .	21
3.16.	Disposición de generadores para el caso 1. . . . .	22
3.17.	Disposición de generadores para el caso 3. . . . .	23
3.18.	Disposición de generadores para el caso 3. . . . .	23
3.19.	Disposición de generadores para el caso 4. . . . .	24
3.20.	Disposición de generadores para el caso 5. . . . .	24
3.21.	Disposición de generadores para el caso 6. . . . .	25
3.22.	Disposición de generadores para el caso 7. . . . .	25
3.23.	Disposición de generadores para el caso 8. . . . .	26
3.24.	Disposición de generadores para el caso 9. . . . .	26
3.25.	Disposición de generadores para el caso 10. . . . .	27
3.26.	Planos de corte paralelos al plano YZ, en las posiciones $x = 10, 35, 60, 85, 110,$ $135$ y $160$ [mm] . . . . .	27
4.1.	Lineas de flujo en el caso base con $Re=15.000$ . . . . .	29

4.2.	Contorno de flujo de calor en la pared caliente inferior para el caso base con $Re=15.000$ . . . . .	30
4.3.	Contorno de flujo de calor en la pared caliente superior para el caso base con $Re=15.000$ . . . . .	30
4.4.	Contornos de temperatura en los distintos planos de corte y la salida del caso base con $Re=15.000$ . . . . .	31
4.5.	Lineas de flujo en el caso 1 con $Re=15.000$ . . . . .	32
4.6.	Isosuperficies de vorticidad con $Q=10.000 [s^{-2}]$ en el caso 1 con $Re=15.000$ . . .	33
4.7.	Contorno de flujo de calor en la pared caliente inferior para el caso 1 con $Re=15.000$ . . . . .	34
4.8.	Contorno de flujo de calor en la pared caliente superior para el caso 1 con $Re=15.000$ . . . . .	34
4.9.	Contornos de temperatura en los distintos planos de corte y la salida del caso 1 con $Re=15.000$ . . . . .	35
4.10.	Lineas de flujo en el caso 2 con $Re=15.000$ . . . . .	36
4.11.	Isosuperficies de vorticidad con $Q=10.000 [s^{-2}]$ en el caso 2 con $Re=15.000$ . . .	37
4.12.	Contorno de flujo de calor en la pared caliente inferior para el caso 2 con $Re=15.000$ . . . . .	38
4.13.	Contorno de flujo de calor en la pared caliente superior para el caso 2 con $Re=15.000$ . . . . .	38
4.14.	Contornos de temperatura en los distintos planos de corte y la salida del caso 2 con $Re=15.000$ . . . . .	39
4.15.	Lineas de flujo en el caso 3 con $Re=15.000$ . . . . .	39
4.16.	Isosuperficies de vorticidad con $Q=10.000 [s^{-2}]$ en el caso 3 con $Re=15.000$ . . .	40
4.17.	Contorno de flujo de calor en la pared caliente inferior para el caso 3 con $Re=15.000$ . . . . .	41
4.18.	Contorno de flujo de calor en la pared caliente superior para el caso 3 con $Re=15.000$ . . . . .	41
4.19.	Contornos de temperatura en los distintos planos de corte y la salida del caso 3 con $Re=15.000$ . . . . .	42
4.20.	Lineas de flujo en el caso 4 con $Re=15.000$ . . . . .	42
4.21.	Isosuperficies de vorticidad con $Q=10.000 [s^{-2}]$ en el caso 4 con $Re=15.000$ . . .	43
4.22.	Contorno de flujo de calor en la pared caliente inferior para el caso 4 con $Re=15.000$ . . . . .	44
4.23.	Contorno de flujo de calor en la pared caliente superior para el caso 4 con $Re=15.000$ . . . . .	44
4.24.	Contornos de temperatura en los distintos planos de corte y la salida del caso 4 con $Re=15.000$ . . . . .	45
4.25.	Lineas de flujo en el caso 5 con $Re=15.000$ . . . . .	46
4.26.	Isosuperficies de vorticidad con $Q=10.000 [s^{-2}]$ en el caso 5 con $Re=15.000$ . . .	47
4.27.	Contorno de flujo de calor en la pared caliente inferior para el caso 5 con $Re=15.000$ . . . . .	48
4.28.	Contorno de flujo de calor en la pared caliente superior para el caso 5 con $Re=15.000$ . . . . .	48
4.29.	Contornos de temperatura en los distintos planos de corte y la salida del caso 5 con $Re=15.000$ . . . . .	49
4.30.	Lineas de flujo en el caso 6 con $Re=15.000$ . . . . .	50

4.31.	Isosuperficies de vorticidad con $Q=10.000 [s^{-2}]$ en el caso 6 con $Re=15.000$ . . .	51
4.32.	Contorno de flujo de calor en la pared caliente inferior para el caso 6 con $Re=15.000$ . . . . .	52
4.33.	Contorno de flujo de calor en la pared caliente superior para el caso 6 con $Re=15.000$ . . . . .	52
4.34.	Contornos de temperatura en los distintos planos de corte y la salida del caso 6 con $Re=15.000$ . . . . .	53
4.35.	Lineas de flujo en el caso 7 con $Re=15.000$ . . . . .	53
4.36.	Isosuperficies de vorticidad con $Q=10.000 [s^{-2}]$ en el caso 7 con $Re=15.000$ . . .	54
4.37.	Contorno de flujo de calor en la pared caliente inferior para el caso 7 con $Re=15.000$ . . . . .	55
4.38.	Contorno de flujo de calor en la pared caliente superior para el caso 7 con $Re=15.000$ . . . . .	55
4.39.	Contornos de temperatura en los distintos planos de corte y la salida del caso 7 con $Re=15.000$ . . . . .	56
4.40.	Lineas de flujo en el caso 8 con $Re=15.000$ . . . . .	57
4.41.	Isosuperficies de vorticidad con $Q=10.000 [s^{-2}]$ en el caso 8 con $Re=15.000$ . . .	58
4.42.	Contorno de flujo de calor en la pared caliente inferior para el caso 8 con $Re=15.000$ . . . . .	59
4.43.	Contorno de flujo de calor en la pared caliente superior para el caso 8 con $Re=15.000$ . . . . .	59
4.44.	Contornos de temperatura en los distintos planos de corte y la salida del caso 8 con $Re=15.000$ . . . . .	60
4.45.	Lineas de flujo en el caso 9 con $Re=15.000$ . . . . .	61
4.46.	Isosuperficies de vorticidad con $Q=10.000 [s^{-2}]$ en el caso 9 con $Re=15.000$ . . .	62
4.47.	Contorno de flujo de calor en la pared caliente inferior para el caso 9 con $Re=15.000$ . . . . .	63
4.48.	Contorno de flujo de calor en la pared caliente superior para el caso 9 con $Re=15.000$ . . . . .	63
4.49.	Contornos de temperatura en los distintos planos de corte y la salida del caso 9 con $Re=15.000$ . . . . .	64
4.50.	Lineas de flujo en el caso 10 con $Re=15.000$ . . . . .	64
4.51.	Isosuperficies de vorticidad con $Q=10.000 [s^{-2}]$ en el caso 10 con $Re=15.000$ . .	65
4.52.	Contorno de flujo de calor en la pared caliente inferior para el caso 10 con $Re=15.000$ . . . . .	66
4.53.	Contorno de flujo de calor en la pared caliente superior para el caso 10 con $Re=15.000$ . . . . .	66
4.54.	Contornos de temperatura en los distintos planos de corte y la salida del caso 10 con $Re=15.000$ . . . . .	67
4.55.	Flujo de calor medio a través de las paredes calientes. . . . .	68
4.56.	Número de Nusselt para cada caso. . . . .	68
4.57.	Aumento en la transferencia de calor respecto al caso base. . . . .	69
4.58.	Factor de fricción para cada caso. . . . .	70
4.59.	Aumento en el factor de fricción respecto al caso base. . . . .	71
4.60.	Rendimiento térmico de cada caso. . . . .	72

4.61. Comparación de rendimiento con 12 generadores, disposición transversal al flujo (caso 7), disposición intercalada (caso 5) y disposición longitudinal al flujo (caso 3). . . . . 73

4.62. Calor transferido a través de las paredes calientes vs potencia. . . . . 74

4.63. Temperatura de Bulk en distintas posiciones a lo largo del canal. Re 15.000 . 75

# Nomenclatura

$H$	Altura [m]	$T$	Temperatura [K]
$W$	Ancho [m]	$u$	Velocidad en la dirección x [m s <sup>-1</sup> ]
$A$	Área [m <sup>2</sup> ]	$v$	Velocidad en la dirección y [m s <sup>-1</sup> ]
$C_p$	Calor específico [J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	$w$	Velocidad en la dirección z [m s <sup>-1</sup> ]
$h$	Coefficiente de transferencia de calor [W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ]	$\hat{u}$	Velocidad media en la dirección x [m s <sup>-1</sup> ]
$\lambda$	Conductividad térmica [W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	$\mu$	Viscosidad dinámica [Pa s]
$k_{eff}$	Conductividad térmica efectiva [W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]		
$k_t$	Conductividad térmica turbulenta [W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	<b>Acrónimos</b>	
$x, y, z$	Coordenadas cartesianas [m]	DW	Delta Winglet
$Q$	Segunda invariante en tensor de velocidad [s <sup>-2</sup> ]	GV	Generador de vórtices
$\rho$	Densidad [kg m <sup>-3</sup> ]	GVL	Generador de vórtices longitudinales
$D_h$	Diámetro hidráulico [m]	IC	Intercambiador de calor
$k$	Energía cinética turbulenta [J]	ICC	Intercambiador de calor compacto
$f$	Factor de fricción [-]	UDF	Función definida por el usuario
$\dot{q}$	Flujo de calor superficial [W m <sup>-2</sup> ]		
$\dot{Q}$	Flujo de calor total [W]	<b>Subíndices</b>	
$L$	Largo [m]	0	Canal sin generadores
$Nu$	Número de Nusselt [-]	1	Caso 1
$Pr$	Número de Prandtl [-]	hw	Pared caliente
$Re$	Número de Reynolds [-]	in	Entrada
$\dot{P}$	Potencia mecánica [W]	out	Salida
$p$	Presión [Pa]	ST	Sección transversal
$\omega$	Tasa de disipación específica de $k$ [-]		

# Capítulo 1

## Introducción

Por razones económicas y ecológicas, una transferencia de calor eficiente es muy importante en distintas industrias, donde cualquier mejora de rendimiento local puede significar un ahorro enorme de recursos. Algunos de estos procesos requieren flujos específicos, ya sean laminares o turbulentos.

Los equipos encargados de este proceso son los denominados intercambiadores de calor, donde existen distintos métodos para mejorar su productividad. Estos se pueden distinguir como activos o pasivos dependiendo si requiere de trabajo externo o no. Las técnicas activas requieren de el uso externo de energía para aumentar la tasa de intercambio, por ejemplo, la rotación de la superficie de contacto. Por otro lado, están las técnicas pasivas, que no requieren uso de energía externa, como por ejemplo aletas o generadores de vórtice.

En transferencia de calor convectiva, los siguientes mecanismos de transferencia de calor que pueden ser logrados por superficies interrumpidas como GVs [2], (1) Introducción de flujos secundarios (2) Mezclar el flujo a lo largo de la superficie de transferencia (3) Desarrollo ,o reducción del espesor, de capas limite (4) Intensificación de turbulencia.

Existen distintos estudios que indagan en el uso de generadores de vórtice, principalmente en variar la geometría de estos, pero pocos buscan se enfocan en el efecto de la cantidad de estos. Gesell et al. en [1], variaron de una disposición de un generador a una de 2x2 con 4 geometrías distintas en flujo turbulento, donde determinaron que el generador del tipo delta winglet tenia la mejor performance y que el arreglo de 2x2 tiene mayor aumento de la transferencia que en generador solo. También encontró que un aumento del número de Reynolds resulta en un empeoramiento de la transferencia de calor.

### 1.1 Motivación

La motivación de este trabajo es poder aportar con conocimiento al uso de generadores de vórtice en intercambiadores de placa con un flujo turbulento de fluido. Si bien, existe una alta bibliografía al respecto, no existen muchos trabajos dedicados a variar la cantidad dentro de una superficie. Al ser un método pasivo, estos GVL pueden ser una buena ayuda para la reducción del uso de energía y recursos.

## 1.2 Objetivos

### 1.2.1 Objetivo general

El objetivo general del trabajo es determinar la mejor configuración de generadores en una superficie dada de la placa, en cuanto a mejorar la transferencia de calor y controlado la pérdida de carga.

### 1.2.2 Objetivos Específicos

- Validar configuración de mallado
- Simular computacionalmente el fenómeno fluidodinámico
- Estudiar el efecto del aumento de generadores de vórtice delta winglet en el número de Nusselt y factor de fricción
- Estudiar el efecto de la disposición de generadores de vórtice en el número de Nusselt y factor de fricción
- Estudiar el efecto de distintos Reynolds en el número de Nusselt y factor de fricción
- Evaluar el rendimiento térmico y determinar mejor configuración

## 1.3 Alcances

El trabajo consiste en simulaciones computacionales con el software Ansys Fluent y no cuenta con pruebas experimentales, limitándose a:

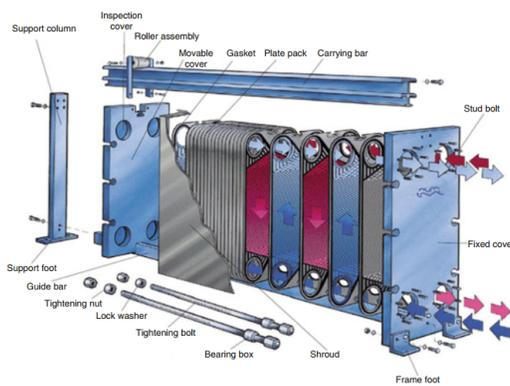
- El estudio de 10 configuraciones de GVL del tipo delta winglet con ángulo de ataque fijo, en una sección fija dentro de un intercambiador de placas.
- El uso de agua como fluido de trabajo, estudiando la interacción con placas calientes y GVL dentro del dominio computacional.

# Capítulo 2

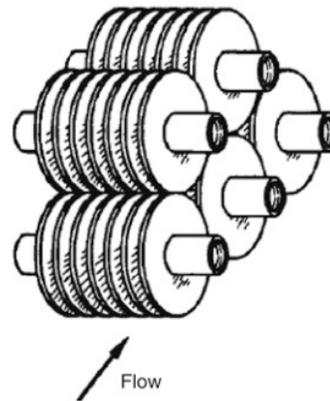
## Antecedentes

### 2.1 Intercambiadores de calor compactos

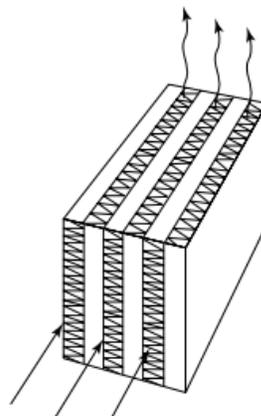
Un intercambiador de calor (IC) es un dispositivo que permite el traspaso de energía entre dos o más fluidos a distintas temperaturas, con propósitos industriales o domésticos.[3] Uno de los aspectos más alentadores en la industria de intercambiadores, es el desarrollo de intercambiadores de calor compactos (ICC).[4]



(a) IC de placas [3]



(b) IC de placa y tubo [3]



(c) IC de placa y aleta [5]

Figura 2.1: Distintos tipos de intercambiadores de calor compacto.

Un ICC se define como un intercambiador cuya superficie de transferencia tiene una alta densidad de área. Es decir, posee una razón entre superficie y volumen ( $\beta$ ) alta. Dependiendo de la literatura, el valor que debe tener este  $\beta$  para considerar compacto un intercambiador puede variar. En [5], para intercambio entre dos gases, se considera compacto sobre los  $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$  y entre dos fluidos, sobre los  $400 \text{ m}^2/\text{m}^3$ , en [3] se menciona que un IC es compacto sobre los  $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ , mientras que en [4] se considera aceptable sobre los  $300 \text{ m}^2/\text{m}^3$ . Para intercambiadores de calor de placas, esto se traduce a una separación de 5 mm.

Algunos ejemplos de ICC, se presentan en la Figura 2.1. En (a) se presenta el intercambiador de calor de placas con flujo contracorriente, que comúnmente cuentan con una superficie corrugada, tipo Chevron (*Chevron-type corrugations*) y se usa generalmente para transferir calor entre dos líquidos o un líquido y un gas. En la imagen (b) se muestra un tipo de configuración del IC de placa y tubo, que se utiliza típicamente para el intercambio de gas con líquido, el que usualmente va por los tubos. Por último, en la imagen (c), se encuentra el intercambiador de placa y aletas con flujo cruzado para transferencia entre gases.

## 2.2 Generadores de vórtice

El aumento de la transferencia de calor es muy importante en intercambiadores de calor. Existen distintos métodos para esto, como las corrugaciones de Chevron o las aletas, mencionados en la sección anterior. Los generadores de vórtice (GV) se estudiaron originalmente a finales de los años 40 con el objetivo de retrasar la separación en las alas de aviones y en túneles de viento [4] y se han presentado como una novedosa forma de influir en la transferencia de calor.

Los GV consisten en protusiones sobre una superficie de transferencia de calor, capaces de generar disturbios en el flujo de entrada llamados vórtices. Si bien no existe una definición matemática específica para este tipo de movimiento, se entiende por vórtice a un movimiento tipo remolino al rededor de un eje [6]. Se pueden distinguir, entonces, dos tipos de generadores de vórtice dependiendo del eje de estos: transversales, si el eje es perpendicular a la dirección del flujo y longitudinales si es paralelo (Ver Fig. 2.2). Estos últimos son más apropiados para aplicaciones en transferencia de calor [6].

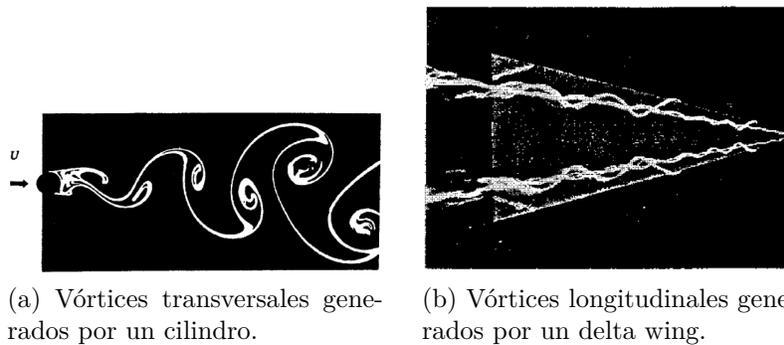


Figura 2.2: Imágenes de vórtices generados por GV [6]

En transferencia de calor convectiva, los siguientes mecanismos de transferencia de calor

que pueden ser logrados por superficies interrumpidas como GVs [2],

1. Introducción de flujos secundarios
2. Mezclar el flujo a lo largo de la superficie de transferencia
3. Desarrollo ,o reducción del espesor, de capas limite
4. Intensificación de turbulencia

## 2.2.1 Generadores de vórtice longitudinales

Como se mencionó, los generadores de vórtice longitudinales son aquellos cuyos vórtices tienen un eje perpendicular a la dirección del flujo y estos pueden variar dependiendo de la geometría que tengan. En la Figura 2.3 se distinguen 4 tipos de GVL clásicos.

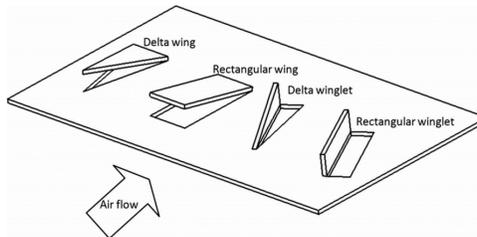


Figura 2.3: Cuatro tipos de generadores de vórtice longitudinales [7]

Dentro de los vórtices generados por los GVLs, se han distinguido los tres tipos presentados en la figura 2.4, que presenta la estructura temprana del flujo detrás de un GV tipo delta winglet (DW). El vórtice principal (*main vortex*) es formado por la separación del flujo en el borde de ataque, mientras el vórtice secundario (*corner vortex*) se genera por la deformación de la pared en la zona de alta presión de la aleta. También se encontró un tipo de vórtice más débil, en la zona de baja presión de la aleta, llamado inducido (*induced vortex*) [8].

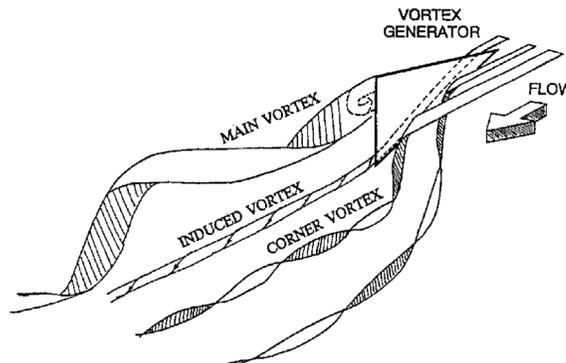


Figura 2.4: Estructura de vórtices tras un GVL delta winglet [8]

## 2.3 Ecuaciones gobernantes

A continuación se presentan las ecuaciones que describen el fenómeno fluido dinámico, en coordenadas cartesianas y tres dimensiones despreciando el efecto de la gravedad. Acorde a la geometría del problema.

### Ecuación de continuidad

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

### Ecuaciones de Navier-Stokes

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

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

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

### Ecuación de Energía

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

$$\rho C_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k_{eff} \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (2.6)$$

donde  $k_{eff} = \lambda + k_t$ .

## 2.4 Flujo turbulento

El comportamiento del fluido se puede clasificar como laminar, turbulento o una transición entre ambos. Esto dependerá del valor que tenga número adimensional Re que representa el efecto de las fuerzas viscosas sobre la inercia del fluido (la velocidad). cuando el efecto de la viscosidad es débil en comparación con el movimiento, el flujo se considera turbulento. En términos prácticos, un flujo es laminar cuando  $Re < 2000$  [9].

Para modelar turbulencia, existen distintos métodos numéricos que permiten una buena aproximación, sin ser ninguno de ellos preciso en su totalidad. Algunos métodos aplicados a flujos con generadores de vórtice son: modelos RANS ( $k-\omega$  o  $k-\epsilon$ ) que se suman a las ecuaciones de Navier Stokes con en un Reynolds promedio, modelos RNG, basados en una

normalización de las ecuaciones de Navier Stokes, y el modelo RSM. Este último es el más preciso, pues calcula el tensor de esfuerzos de Reynolds, mientras que los demás realizan una aproximación de la viscosidad turbulenta. Por esta misma razón, este modelo requiere muchos recursos computacionales. [1]

### 2.4.1 SST $k - \omega$

El modelo a utilizar en este trabajo, es el modelo Shear Stress Transport (SST)  $k-\omega$ , donde  $k$  es la energía cinética turbulenta y  $\omega$  la tasa de disipación específica de esta. Este modelo de dos ecuaciones, presentado por Menter, F.R en [10], consiste en una combinación de dos modelos RANS, el estándar  $k-\omega$  y el estándar  $k-\epsilon$ . En la zona de la sub capa viscosa, dentro de la capa límite, el modelo  $k-\omega$  es más preciso que en la región de flujo libre. Es en esta última zona donde el modelo hace el cambio al  $k-\epsilon$ , ya que es ideal para predecir el comportamiento de fluido lejos de la pared. En Ansys Fluent, por defecto este modelo es insensible a valores de  $Y^+$  cerca de la pared, haciéndolo válido para distintos rangos.

## 2.5 Estudios previos

Diversos estudios se han realizado en torno al uso de generadores de vórtice para la mejora de la transferencia de calor en intercambiadores. La mayoría se ha centrado en la variación de aspectos geométricos en distintos tipos de intercambiador de calor en más de un tipo de flujo. A continuación se presentan algunos de estos trabajos.

Según Fiebig en [6], en una revisión sobre el uso de generadores de vórtice en distintas aplicaciones, el aumento en transferencia de calor logra mejores resultados en flujos laminares que en turbulentos. También, encontró que para filas de generadores de vórtice, el aumento en transferencia de calor es mayor cuando el distanciamiento transversal es menor, siendo cero el óptimo para vórtices en contracorriente. En los rangos estudiados, no se encontraron diferencias en la transferencia global de calor cuando se utilizan GV en sentido co-corriente o contra-corriente, como se muestran en la figura 2.5

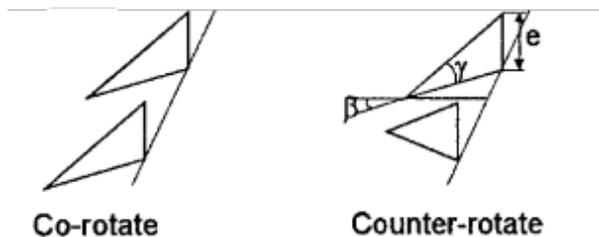


Figura 2.5: Configuración co-rotatoria y contra-rotatoria. Extraído de [6].

Da Silva et al. en [11] varió el ángulo de ataque de generadores de vórtice longitudinales en tubos, simulando el comportamiento de un colector solar térmico, como se muestra en la figura 2.6. Utilizando geometrías rectangulares (delta winglet) y rectangulares, determino el aumento de transferencia de calor y la pérdida de carga en los tubos, variando el número de Reynolds en el rango laminar. Da Silva encontró que el efecto de los GV sobre la caída

de presión y la transferencia de calor, es más influyente que el número de Reynolds en el rango estudiado, siendo el rectangular con ángulo de ataque  $45^\circ$  el de mejores resultados en cuanto a transferencia. Por otro lado, la geometría delta winglet con ángulo de ataque  $30^\circ$  entrega mejores resultados en relación con la pérdida de carga. También observaron que un generador de vórtice muy cercano a la entrada, tiene nulo o bajo efecto en la transferencia de calor, pero un importante aumento en la fricción.

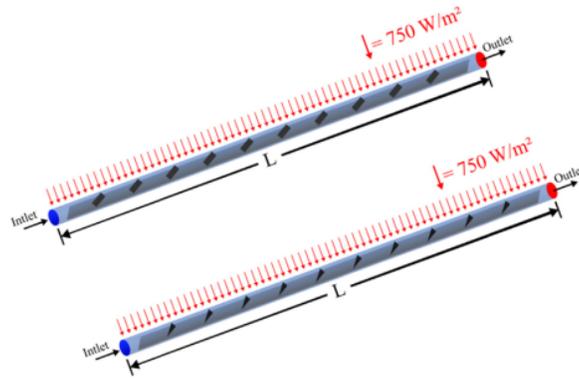


Figura 2.6: Configuración de GVL en tubos simulando colectores solares. Extraído de [11].

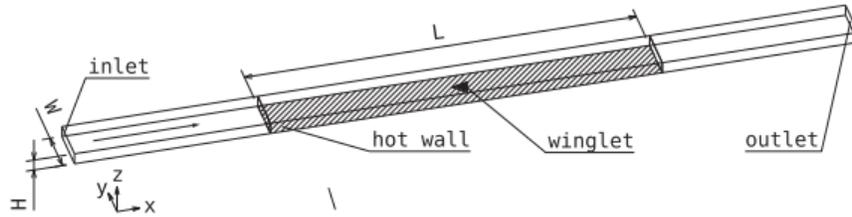
Samadafir & Toghraie en [12] presentaron 5 nuevas geometrías de GV más el clásico rectangular aplicadas a intercambiadores de placa y aleta, como el de la figura 2.1. La velocidad se mantuvo fija de modo de lograr un  $Re = 200$  según el diámetro hidráulico y utilizaron el modelo de turbulencia SST  $k - \omega$ , para captar mejor el efecto de los vórtices. Los resultados indicaron que la mejor geometría fue el rectángulo simple con ángulo de ataque  $45^\circ$ , obteniendo un aumento en la transferencia de calor de un 7%. También determinaron que el aumentar la altura de los generadores aumenta la transferencia de calor. Análisis sobre fricción no fueron considerados en la investigación.

En un estudio similar al anterior, Ahmed, H. et al. en [13] combinaron los efectos de nanopartículas de  $Al_2O_3$  y  $CuO$  y un par de generadores de vórtices delta winglet en flujo turbulento. El mayor aumento respecto al canal triangular con agua sin partículas, se generó al 3% de nanopartículas de aluminio junto con el par de winglets, siendo el número de Reynolds y el porcentaje de concentración los parámetros más influyentes en este aspecto. Por otro lado, el castigo por pérdida de presión fue menor al 10%.

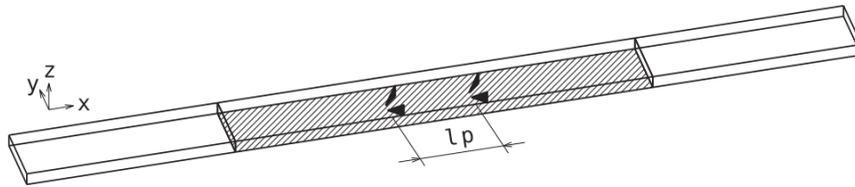
Explorando en el rango laminar y turbulento, Oneissi et al. en [14] probaron un par de un nuevo diseño de generador de vórtice longitudinal, que consistió en una proyección inclinada de un delta winglet (IPWP), y lo compararon con el clásico par de delta winglets (DWP), con el objetivo de reducir la pérdida de carga y así mejorar el rendimiento térmico. Como resultado, encontraron que el nuevo IPWP reduce hasta un 50% el peak de fricción respecto al DWP, incrementando en un 30% la vorticidad. Así, el rendimiento térmico logró un 6% de mejora.

## 2.5.1 Estudio de validación

Gesell et al. en [1] simuló dos disposiciones de generadores de vórtice. Una con un generador y otra con 4 generadores en dos filas de 2 (2x2) como se ven en la figura 2.7. Para cada disposición utilizaron los 4 tipos distintos de generadores de vórtice que se presentan la figura 2.8 en flujo turbulento de aire, con 4 valores de Reynolds.



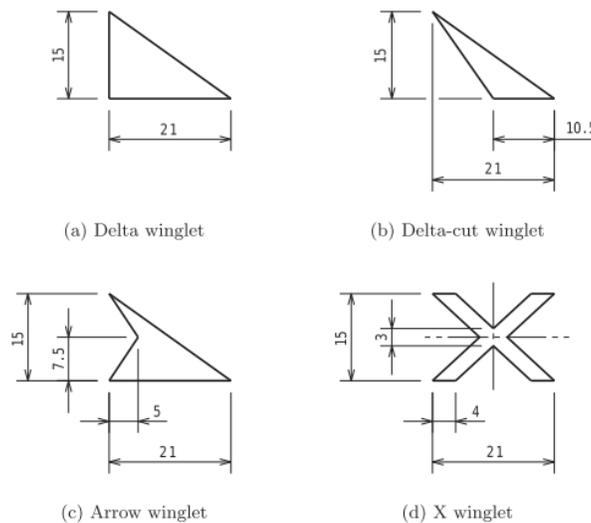
(a) GVL solitario.



(b) Dos filas del par de GVL.

Figura 2.7: Configuraciones utilizadas por Gesell et al. en [1].

El resultado del trabajo indica que el mayor aumento en la transferencia de calor de la superficie se encuentra utilizando generadores de vórtice del tipo delta winglet, con 12,4% de aumento para la configuración singular y 35,5% en la 2x2. En cuanto al rendimiento térmico, los mejores resultados los obtuvo la geometría flecha winglet (*arrow winglet*), aumentando la eficiencia en un 7,2% y 9,5% para geometría simple y 2x2 respectivamente.



(a) Delta winglet

(b) Delta-cut winglet

(c) Arrow winglet

(d) X winglet

Figura 2.8: Generadores de vórtices utilizados por Gesell et al. en [1]

# Capítulo 3

## Metodología

El flujo de trabajo se dividió en 4 etapas principales, las que se pueden ver en la figura 3.1, y que se describirán en las siguientes secciones.

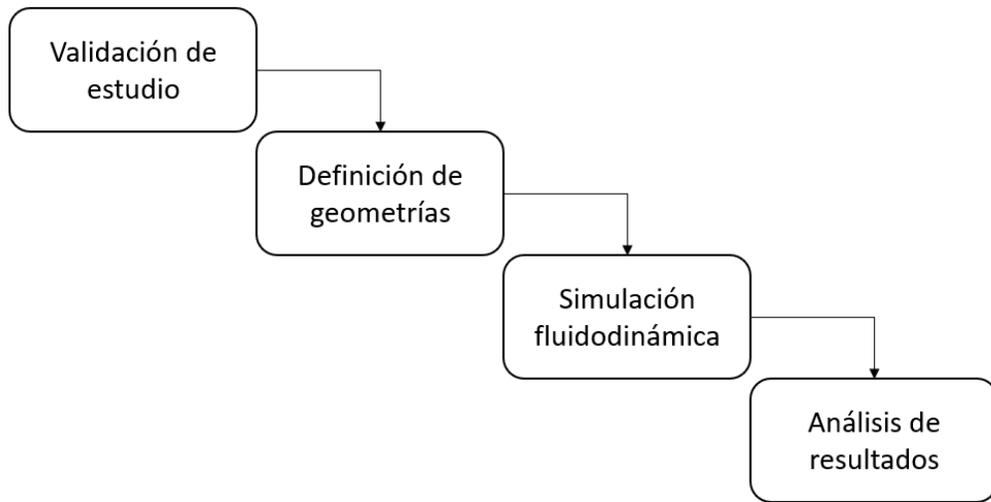


Figura 3.1: Esquema de pasos del trabajo.

### 3.1 Validación

Para la validación, se seleccionó el trabajo de Gesell et al. [1] que se menciona en la sección 2.5.1. Esta etapa del trabajo se dividió en dos. En una primera instancia, se realizó la validación de la malla del canal libre, comparando los resultados con dos correlaciones. Para el factor de fricción se utilizó la ecuación de Blasius (Ec. 3.1) y para el número de Nusselt la ecuación de Ditus-Boelter (Ec. 3.2) extraídas de [15]. La segunda etapa se realizó comparando los resultados con el trabajo mencionado anteriormente.

$$f = 0,3164Re^{-0,25} \quad (3.1)$$

$$Nu = 0,0214(Re^{0,8} - 100)Pr^{0,4} \quad (3.2)$$

Ambas etapas siguieron el flujo de trabajo presentado en la figura 3.2.

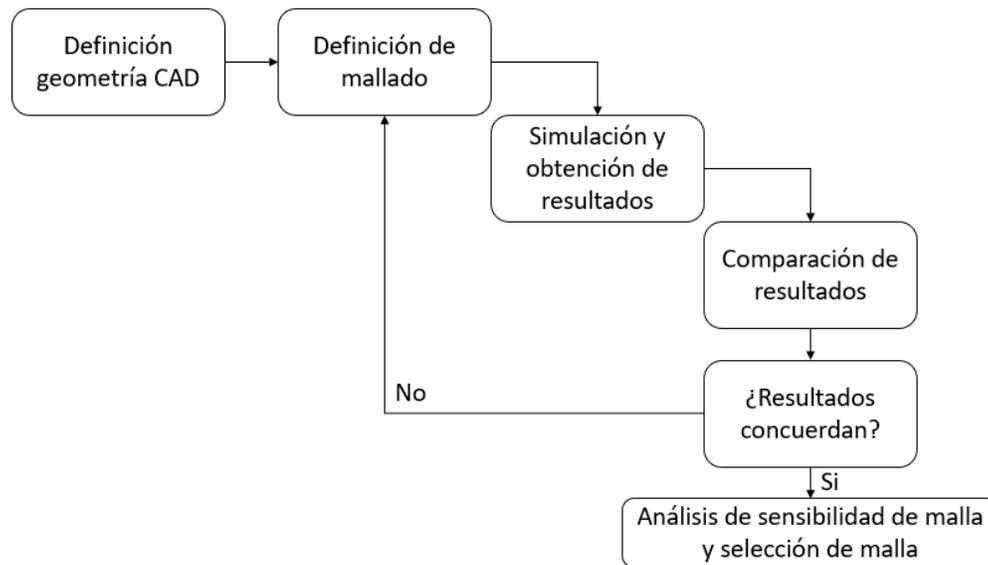


Figura 3.2: Esquema de pasos de validación.

## Definición de geometría CAD

Se replicaron las geometrías que se muestran en la figura 2.7. Para crear los delta winglets, se utilizó el software Inventor y posteriormente se importaron estas geometrías en el software DesignModeler, incluido en ansys, para generar un *booleano* y sustraer el volumen de los GVL en el dominio del fluido, obteniendo como resultado lo que se muestra en la figura 3.3. Para el caso sin DW solamente se utilizó el volumen sin sustracción alguna.

Cabe destacar, que el paper dejó un espacio entre la pared superior y el GV  $e=0$  mm. Como ANSYS no permite esta configuración, se dejó un espaciado  $e=1$  mm.

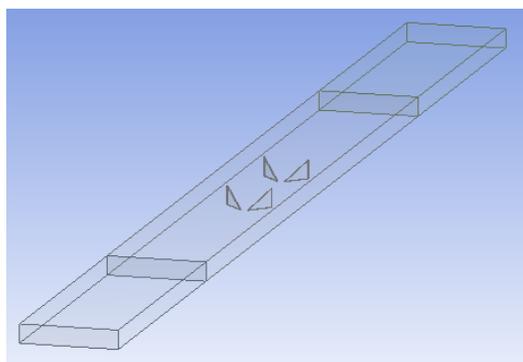


Figura 3.3: CAD de validación con delta winglets.

## Definición de mallado

Para la malla de todo el canal canal libre se utilizó un tipo estructurado, aplicando un sizing variando los tamaños de elemento en las caras: entrada, salida y superficie caliente,

para tener más precisión en la zona de transferencia de calor.

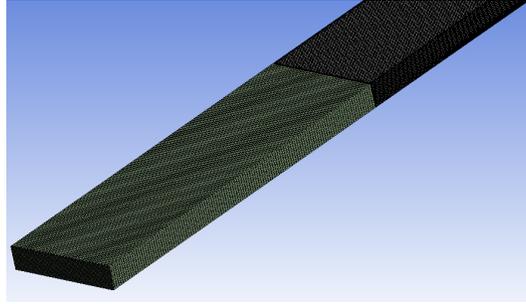


Figura 3.4: Malla de la zona de entrada y zona caliente del canal sin GVs.

Para la malla de la geometría con GVL, se utilizaron elementos tetraédricos en la zona de la superficie caliente (zona media de la fig. 3.3) y elementos cuadrados para las regiones de entrada y salida del fluido. Adicionalmente, se aplicó un sizing a las caras de los generadores, para captar mejor la formación de capas limite.

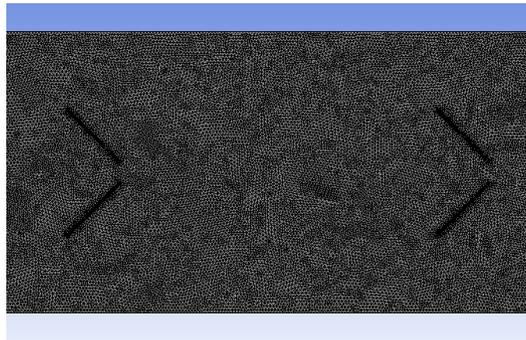


Figura 3.5: Malla superficie caliente en geometría 2x2.

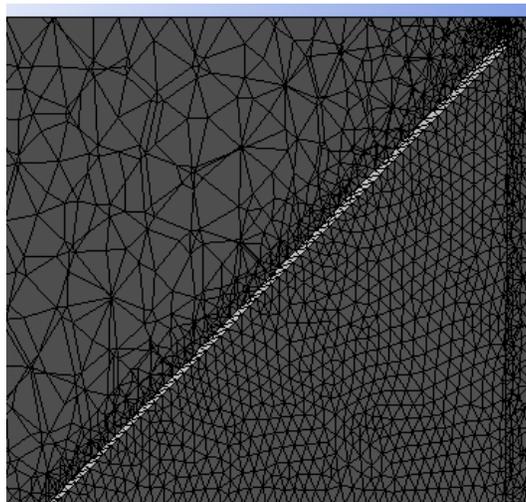


Figura 3.6: Malla en cara de GVs.

## Condiciones de borde

Se definen las caras presentadas en la figura 2.7(a) y se aplican las siguientes condiciones de borde para la simulación.

- En la entrada, se define un perfil de velocidad desarrollado, utilizando la función de la ley de la 1/7 potencia, que sirve para describir flujos turbulentos completamente desarrollados. El UDF se extrajo del Customization Manual de ANSYS Fluent [16] y se extrapoló a una versión 2D con el código presentado en B.1. Se fijó la velocidad media a la entrada de modo que se cumplieran con los 4 números de Reynolds del trabajo de Gesell, 4.000, 7.000, 9.000 y 12.000. La temperatura de entrada se consideró uniforme a 293 [K]
- Para la salida se fijó presión atmosférica.
- Para la superficie caliente, se fijó una temperatura constante de 373 [K].
- El resto de las paredes se consideraron adiabáticas. En todas las paredes se consideró no deslizamiento.

## Método Numérico

Las ecuaciones gobernantes se discretizan mediante el método de volúmenes finitos y se resuelven mediante el uso del software ANSYS Fluent 18.2, utilizando el algoritmo SIMPLE en régimen transiente. Para la discretización de la energía, momentum y presión se utilizaron esquemas de segundo orden. Para modelar la turbulencia se utilizó el método SST  $k - \omega$ . El paso de tiempo para cada simulación se consideró  $T = 10^{-3}$  veces el tiempo que demora una partícula en cruzar el canal a la velocidad media de entrada, con un máximo de 20 iteraciones por paso de tiempo. Como criterio de convergencia se considero residuales menores a  $10^{-3}$ , excepto para la energía que se limitó a  $10^{-6}$ . Se consideraron resultados de estado de flujo estacionario, utilizando como criterio de convergencia estacional un residual en la temperatura de salida menor a  $10^{-5}$ .

## Resultados

Los resultados de las simulaciones del canal libre se comparan con las correlaciones para el número de Nusselt el factor de fricción como se presenta en las imágenes 3.7 y 3.8 respectivamente. Los errores de la simulación se encuentran dentro del rango aceptable para ambos parámetros siguiendo tendencias parecidas.

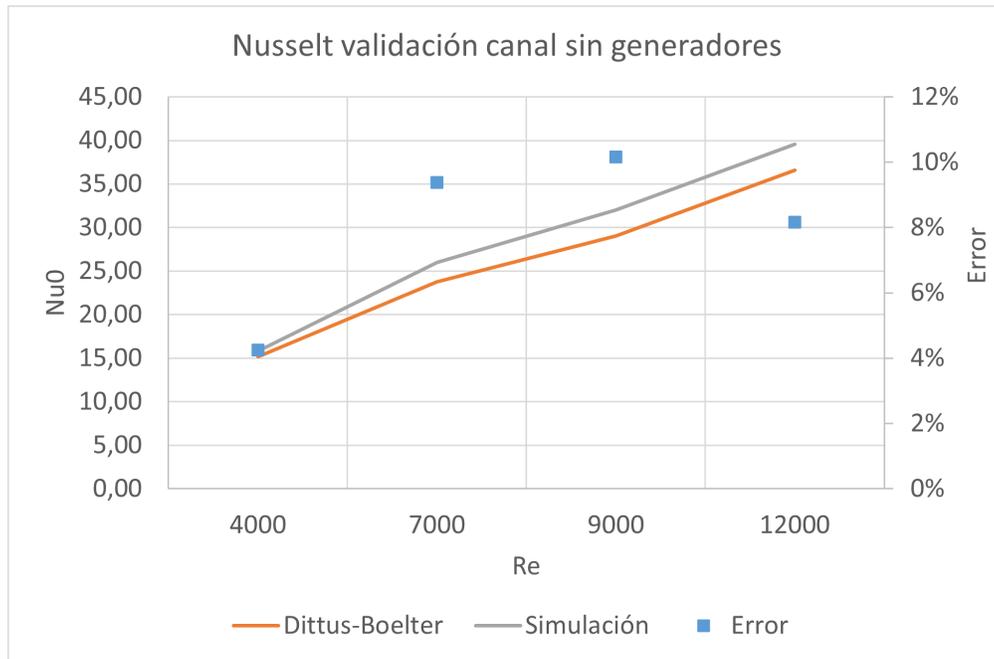


Figura 3.7: número de Nusselt en el canal sin generadores vs la correlación de Dittus-Boelter

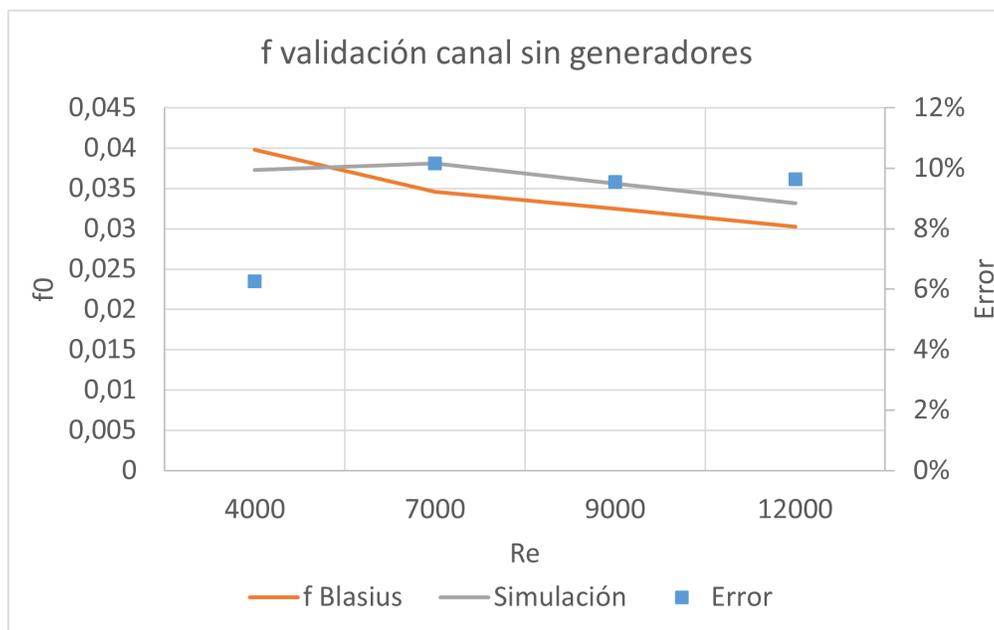


Figura 3.8: Factor de fricción en canal libre vs correlación de Blasius

Para el caso con 4 generadores en configuración 2x2, el paper entrega resultados específicos para el Reynolds 4000 y 12000, por lo que las comparaciones se harán respecto a esas dos simulaciones. Los resultados para el aumento en la transferencia de calor, evaluados utilizando el coeficiente  $Nu/Nu_0$ , se presentan en la Figura 3.9. Así mismo, se presentan los resultados del aumento en el factor de fricción en la figura 3.10

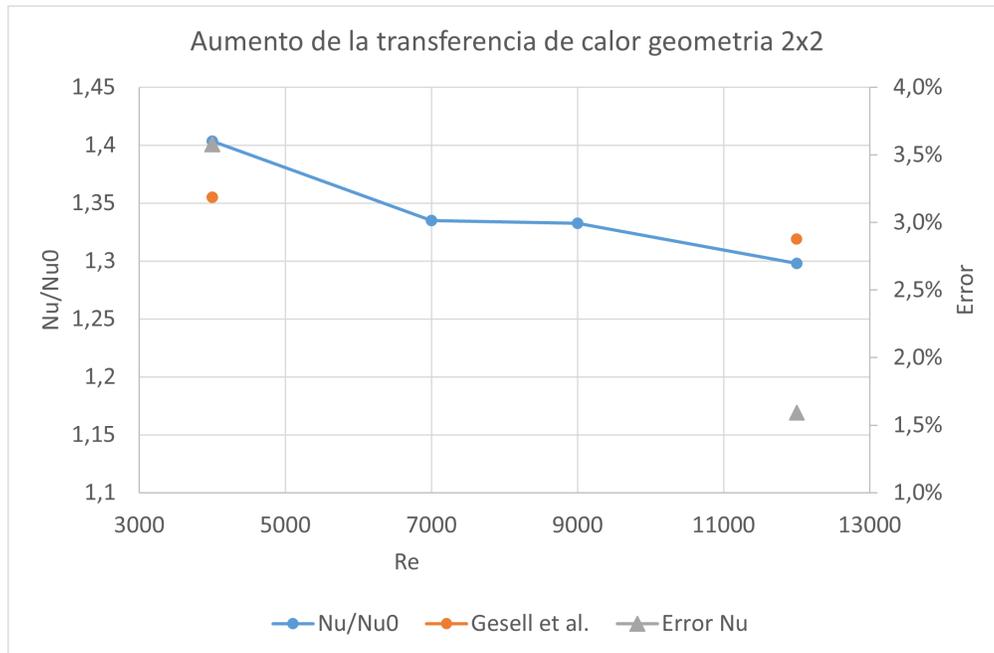


Figura 3.9: Aumento de la transferencia de calor vs resultados Gesell et al. en [1]

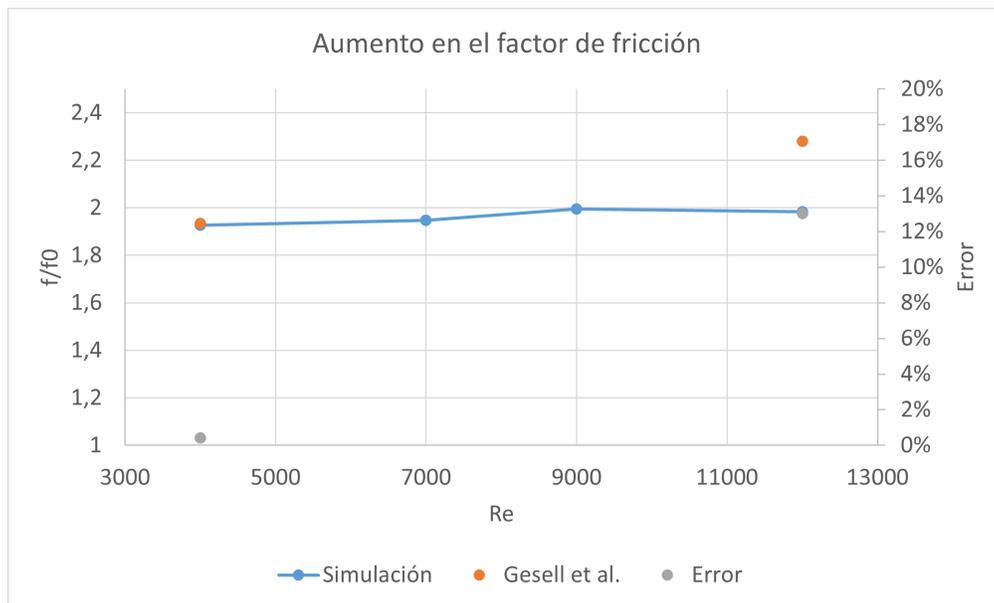


Figura 3.10: Aumento del factor de fricción vs resultados Gesell et al. en [1]

Los resultados del aumento en el número de Nusselt entregan resultados muy similares a los que obtiene Gesell et al. [1] dentro del rango de error aceptado. Lo mismo para el caso del aumento del factor de fricción con  $Re=4000$ . Para valores superiores de  $Re$ , el factor de fricción percibe más error. Debido a los buenos resultados con los demás factores, tanto en el aumento de  $Nu$ ,  $Nu_0$  y  $f_0$ , se presume que el error se debe a condiciones no informadas por el autor, como el uso de una función distinta para el perfil de velocidad a la entrada o una rugosidad superior en las superficies. Ya que, para el caso de este trabajo, se mantuvo

la configuración por defecto del software ANSYS, mientras que el autor del paper utilizó OPENfoam. Como antecedente adicional, el refinamiento de malla no entrego resultados que se acercaran más al trabajo de Gesell en cuanto al aumento en el factor de fricción.

## 3.2 Parámetros

Los parámetros utilizados se presentan a continuación.

### Diámetro Hidráulico

El diámetro hidráulico de una región cuadrada se define como

$$D_h = \frac{2WH}{W + H} \quad (3.3)$$

con  $W$  y  $H$  el ancho y la altura del canal respectivamente. Cuando  $W \ll H$ ,  $D_h$  se puede aproximar como

$$D_h \approx 2H \quad (3.4)$$

### Número de Reynolds

El número de Reynolds se define en función de  $D_h$  como,

$$Re = \frac{\rho \bar{u} D_h}{\mu} \quad (3.5)$$

### Temperatura de bulk

Cuando se hable de temperaturas en caras, se considerará la temperatura de bulk, definida como el promedio ponderado por la velocidad de temperatura en una sección transversal.

$$T = \frac{\iint_A T(x, y, z) u(x, y, z) dz dy}{\iint_A u(x, y, z) dz dy} \quad (3.6)$$

### Número de Nusselt

La transferencia de calor por convección es evaluada mediante el número de Nusselt, que se define como

$$Nu = \frac{h D_h}{\lambda} \quad (3.7)$$

donde  $h$  es el coeficiente de transferencia de calor en la superficie, calculado como

$$h = \frac{\dot{q}}{\Delta T} \quad (3.8)$$

donde  $\Delta T$  es la diferencia de temperatura en el canal definida como

$$\Delta T = T_{hw} - \frac{T_{in} + T_{out}}{2} \quad (3.9)$$

## Factor de fricción

La pérdida de presión en el canal es evaluada mediante el factor de fricción

$$f = \frac{2\Delta p D_h}{\rho \bar{u}^2 L} \quad (3.10)$$

## Rendimiento térmico

Para evaluar la eficiencia de la transferencia de calor en cada caso, con respecto a la penalidad por caída de presión, se utilizará el rendimiento térmico definido como

$$\eta = \frac{Nu}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^{\frac{1}{3}}} \quad (3.11)$$

## Potencia mecánica

La potencia mecánica se refiere la cantidad de energía necesaria para mover el fluido a través del intercambiador, por unidad de tiempo. Esto es,

$$\dot{P} = \bar{u} \Delta p A_{ST} \quad (3.12)$$

## Flujo de calor total

El flujo de calor total a través de las paredes calientes se puede obtener de las siguientes maneras,

$$\dot{Q}_A = \rho \bar{u} A_{ST} C_p (T_{out} - T_{in}) \quad (3.13)$$

$$\dot{Q}_B = q A_{hw} \quad (3.14)$$

$$\dot{Q}_C = A_{hw} h \Delta T_{log} \quad (3.15)$$

donde  $\Delta T_{log}$  es la diferencia de temperatura logarítmica entre la entrada y la salida.

## Q-criterion

El criterio Q es un método de identificación de vórtices en base a la segunda invariante del tensor de velocidad. Este criterio define la existencia de vórtice cuando esta invariante es positiva, i.e  $Q > 0$  [17]. Q se define como,

$$Q = \frac{1}{2} \left( \|\bar{\Omega}\|^2 - \|\bar{S}\|^2 \right) \quad (3.16)$$

donde  $\overline{S}$  y  $\overline{\Omega}$  se conocen como el tensor de la tasa de estrechamiento y el tensor de vorticidad respectivamente y se definen como

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.17)$$

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.18)$$

### 3.3 Independencia de malla

Para determinar la malla que se utilizará en el trabajo, se probaron 3 distintas en el trabajo de Gesell et al. [1], variando el tamaño de elementos en las paredes y en consecuencia, el número de elementos. Así se seleccionó una malla que pudiese entregar resultados aceptables, reduciendo el requerimiento computacional y el tiempo que demora cada simulación.

Las tres mallas que se probaron, se describen en la tabla 3.1 y los resultados de cada una, para la simulación del  $Re=4000$ , se presentan en la fig. 3.11. Así, la malla seleccionada fue la media, donde los tamaños de elementos en las paredes son: 0,8 mm en la pared caliente, 0,5 mm en la entrada, la salida y en las caras de los GVL y un tamaño de elemento de 2 mm en el cuerpo del fluido.

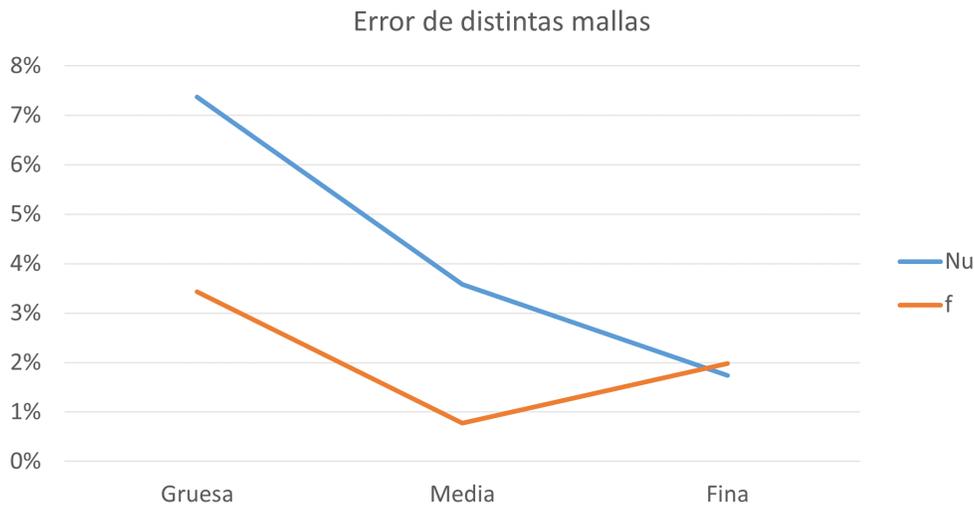


Figura 3.11: Error de distintas mallas para respecto al factor de fricción y número de Nusselt de Gessel et al. en [1].

Tabla 3.1: Número de elementos de mallas

Malla	Gruesa	Media	Fina
Número de elementos	1.284.580	2.257.614	2.471.216

## 3.4 Casos de estudio

### 3.4.1 Intercambiador de calor

El intercambiador de calor que se estudiará es el IC de placas plana en flujo cruzado como el que se presenta en la figura 3.12. Las dimensiones se extrajeron del trabajo de Saha, S. & Haaris, A. en [18].

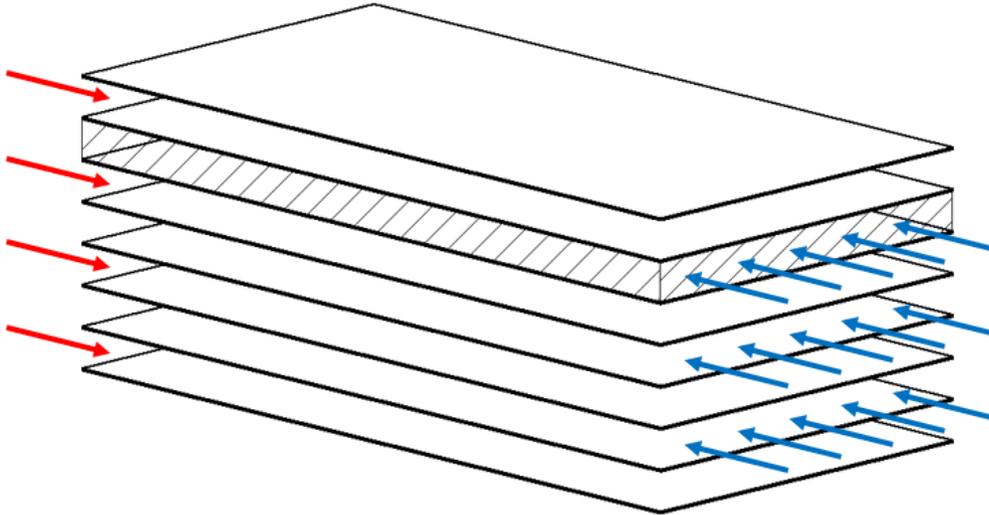


Figura 3.12: Esquema del intercambiador de placa plana. Las flechas rojas y azules indican entrada de fluido caliente y frío respectivamente.

La zona achurada corresponde al dominio computacional. En la placa inferior se insertaran generadores de vórtice delta winglet con las dimensiones presentes en la figura 3.13. La altura de los generadores corresponde a  $2/3$  la altura del canal, mientras que el largo es  $7/5$  la altura del generador. El ángulo de ataque de los generadores DW se fijó en  $45^\circ$ .

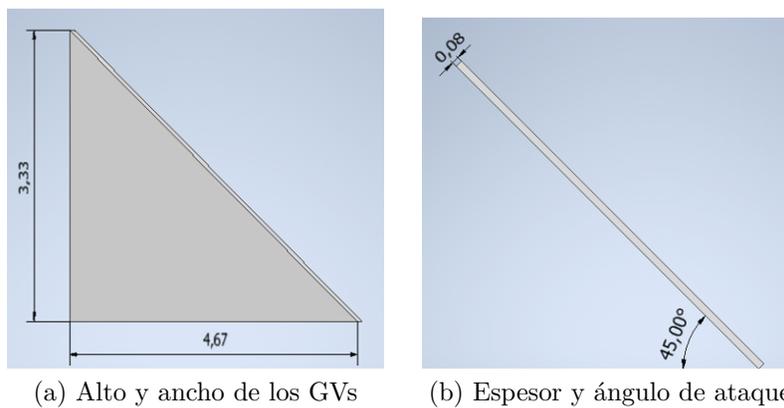


Figura 3.13: Dimensiones de los generadores de vórtice en mm.

### 3.4.2 Condiciones de borde

El dominio computacional se detalla en la figura 3.14 y corresponde a la zona donde fluye agua. Las caras superiores e inferiores corresponden al contacto con las placas que dan al fluido caliente y se les denominaran paredes calientes, mientras que la entrada y la salida se ubican en las zonas indicadas en la imagen, de modo que el fluido avanza en la dirección x. Las caras laterales corresponden a zonas de simetría.

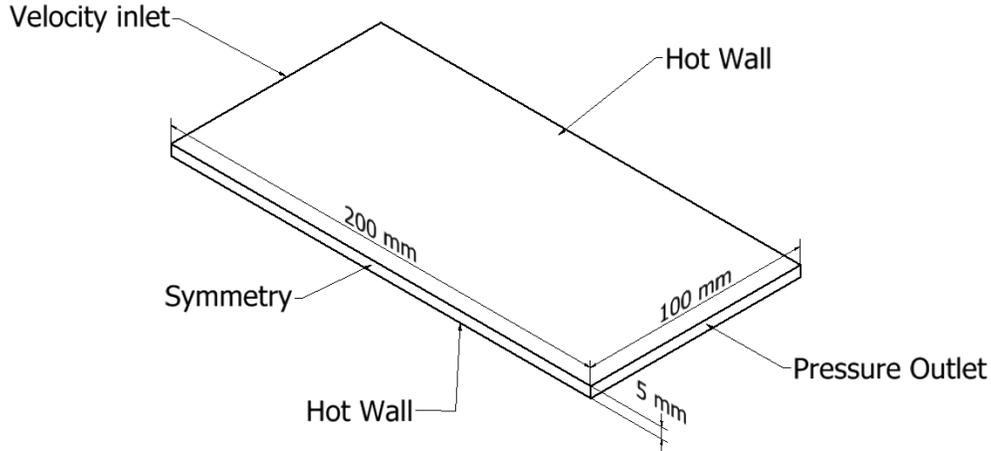


Figura 3.14: Dominio computacional

Las propiedades del fluido se consideraron constantes e independientes de la temperatura. Estas se presentan en la tabla 3.2

Tabla 3.2: Propiedades del fluido

Propiedad del agua	Valor
Densidad	998,2 [kg m <sup>-3</sup> ]
Calor específico	4182 [J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
Conductividad Térmica	0,6 [W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
Viscosidad	0,001003 [Pa s]

Las condiciones de borde en cada zona se presentan a continuación.

#### Entrada

Se considera una entrada del tipo *velocity inlet*. Se estudiarán 5 números de Reynolds distintos, por lo que la velocidad del agua sera en función de cada uno, entrando de manera uniforme al intercambiador y a temperatura constante. Así,

$$u_{in} = \frac{Re\mu}{D_h\rho} \quad v_{in} = w_{in} = 0 \quad T_{in} = 293[K]$$

Se fija, además, una intensidad de turbulencia a la entrada  $I_t = 5\%$ .

## Paredes Calientes

En ambas paredes calientes se usa la condición de *wall*, ambas a temperatura constante y condición de no deslizamiento del fluido

$$T_{hw} = 363[K] \quad u_{hw} = v_{hw} = w_{hw} = 0[m/s]$$

## Salida

A la salida se considerará la condición de *pressure outlet* a presión constante

$$p_{out} = 1[atm]$$

## Simetría

La condición de simetría en las caras laterales, considera velocidades normales al plano nulas al igual que los gradientes

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

## Generadores de vórtice

En las caras de los generadores de vórtice, se considera la condición *wall* con no deslizamiento y comportamiento adiabático

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

### 3.4.3 Posicionamiento de generadores

Se evaluarán 10 casos donde se dispondrán distintas cantidades de generadores en distintas posiciones, más el caso base que corresponde al intercambiador sin GV. Se definen 6 filas de posición fija donde se insertarán generadores en cada caso. Todas las filas están separadas 25[mm] como se muestra en la figura 3.15. Los generadores dispuestos en cada caso, coincidirán con la fila de la forma mostrada en la imagen, es decir, con el vértice de ataque.

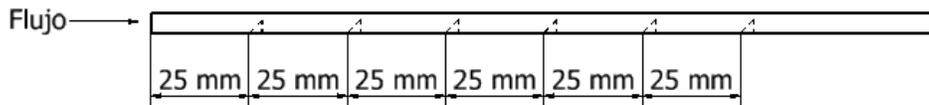


Figura 3.15: Vista lateral del dominio computacional. Indica el espaciamiento entre filas.

Las 10 disposiciones corresponden a las presentadas a continuación. Para cada caso, las filas 4, 5 y 6 repiten respectivamente las disposiciones de las filas 1, 2 y 3. En cada fila, los generadores están equiespaciados, por ende, la distancia lateral dependerá de la cantidad de generadores, a excepción del caso 10, como se verá.

### Caso 1: 4 generadores

El caso 1 corresponde al caso más simple después del caso base. Se dispone de la forma que se muestra en la figura 3.16, ubicando dos generadores en la fila 1 y por consecuencia, dos en la fila 4. El espaciado entre generadores corresponde aproximadamente a 37 [mm]. El espacio hacia la superficie de simetría se consideró 5 mm menor, debido a que no es una pared en si.

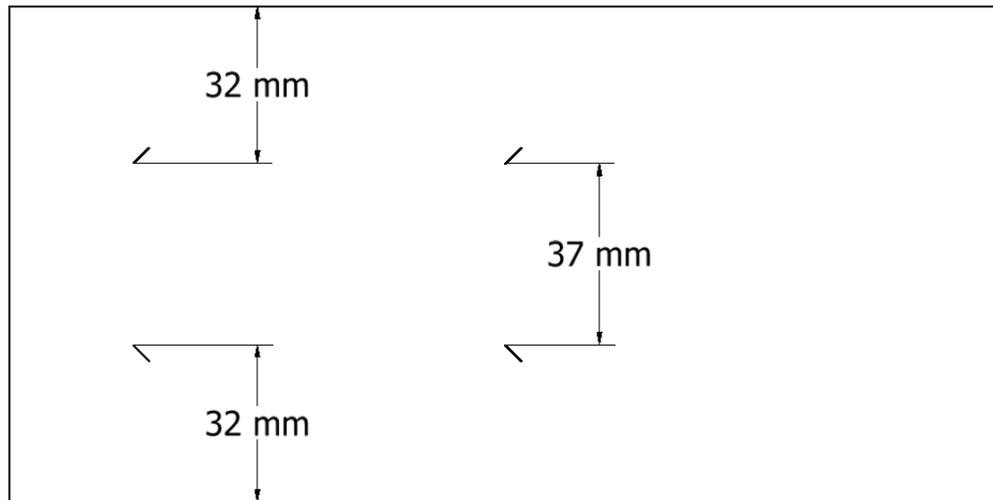


Figura 3.16: Disposición de generadores para el caso 1.

### Caso 2: 8 generadores

El caso 2 es la adición de 2 generadores detrás de los que tiene el caso 1, reduciendo el espaciado entre generadores en el sentido del flujo. Así, el caso contiene generadores en las filas 1, 2, 4 y 5. El espaciado es el mismo al del caso 1, y la disposición se puede apreciar en la figura 3.17.

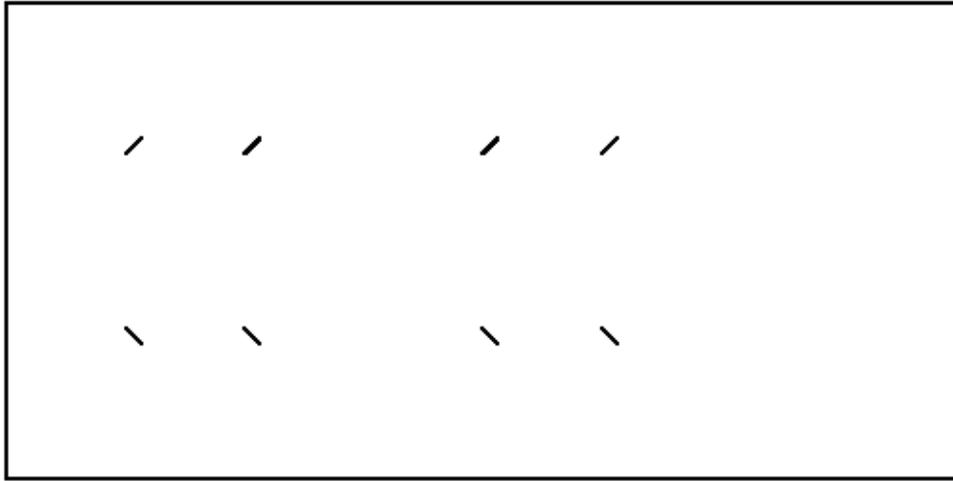


Figura 3.17: Disposición de generadores para el caso 3.

### Caso 3: 12 generadores

Este caso es una continuación de la idea del caso anterior, ubicando 2 generadores más detrás de la fila 2 y por consecuencia, 2 más en la fila 6. Así se acorta la distancia entre generadores en la dirección del flujo. La disposición se ve en la figura 3.18

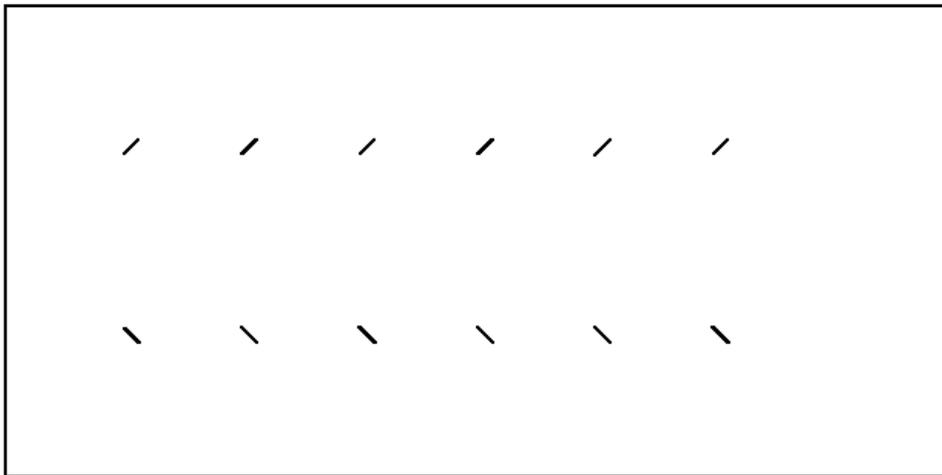


Figura 3.18: Disposición de generadores para el caso 3.

### Caso 4: 8 generadores

El caso 4 ubica 4 generadores transversalmente en la fila 1 y por consecuencia, en la fila 4. De este modo, se disminuye el espaciado transversal con respecto al caso 1. Al ser 4 generadores, el espaciado transversal corresponde a 22 [mm] aprox. mientras que el espacio entre el plano de simetría y el generador es de 17 [mm]. La disposición se puede apreciar en la figura 3.19

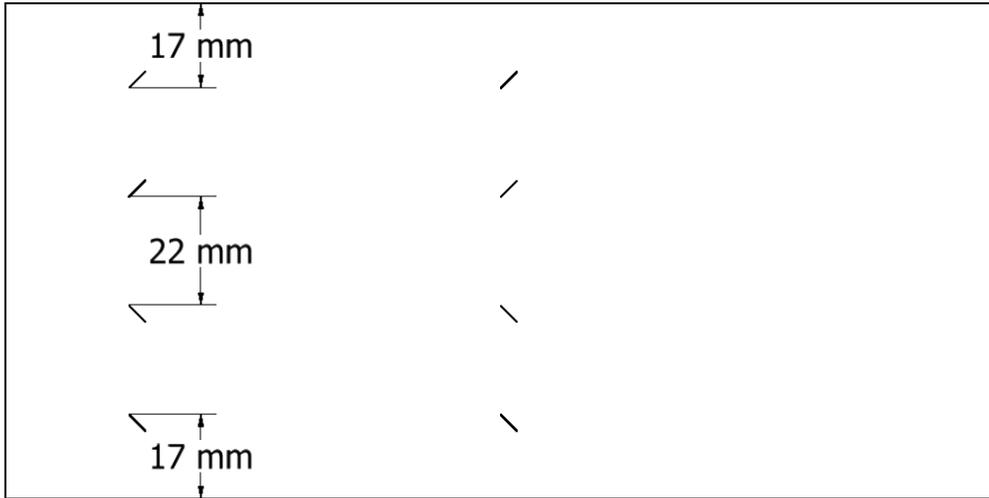


Figura 3.19: Disposición de generadores para el caso 4.

### Caso 5: 12 generadores

El caso 5 es una combinación entre el caso 1 y 4. En las filas 1 y 4 cuenta con la disposición del caso 1, mientras que en las filas 2 y 5 la del caso 4. El espaciado transversal corresponde al de dichos casos. La disposición de este caso se ve en la figura 3.21 Así se genera un desplazamiento entre el generador de en frente, a diferencia de los casos 2 y 3.

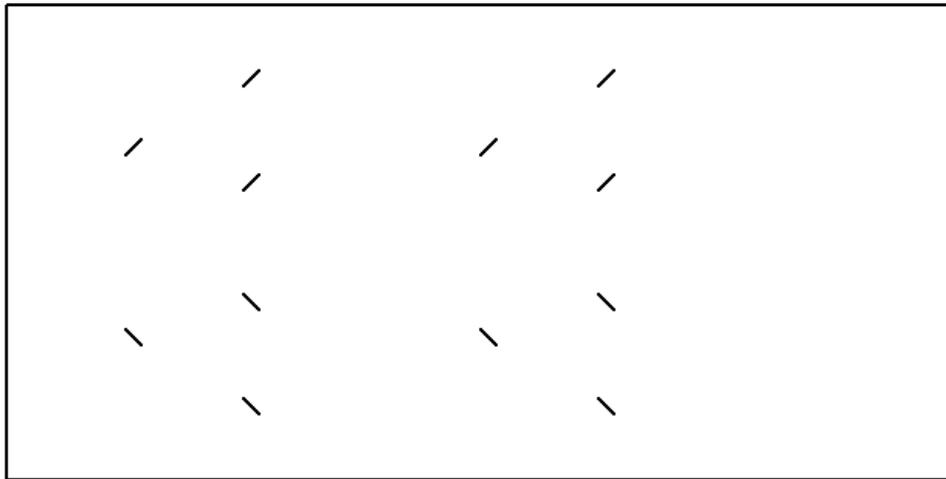


Figura 3.20: Disposición de generadores para el caso 5.

### Caso 6: 24 generadores

Como se puede ver en la figura 3.21, el caso 6 consiste en una combinación entre los casos 1, 4 y 7, formando una doble flecha con los generadores, manteniendo las dimensiones de los casos mencionados y siguiendo la línea del caso 5 de no alinear los GVs.

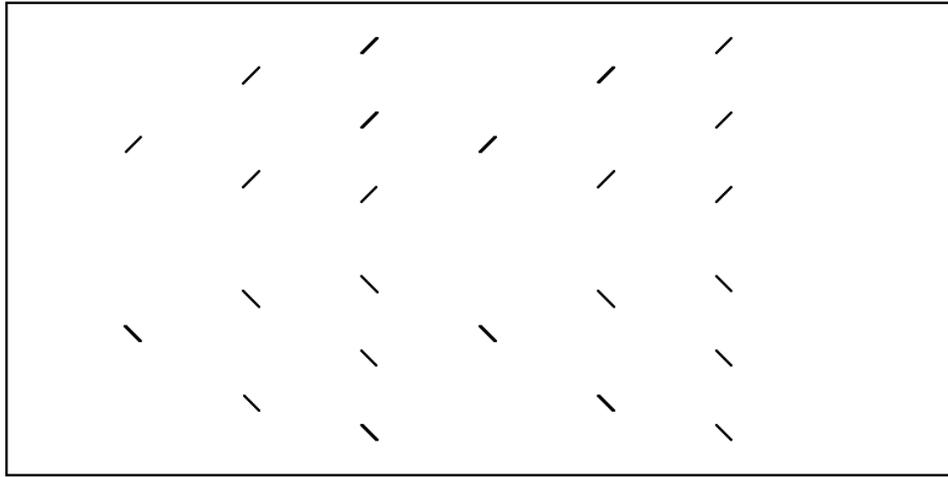


Figura 3.21: Disposición de generadores para el caso 6.

### Caso 7: 12 generadores

El caso 7 es similar al caso 4, pero con 6 generadores por fila y menos espaciado entre generadores, como se ve en la figura 3.22. El espaciado entre GV de una misma fila es de 16 [mm], mientras que el espacio hacia el plano de simetría del generador más alejado del centro es de 11 [mm].

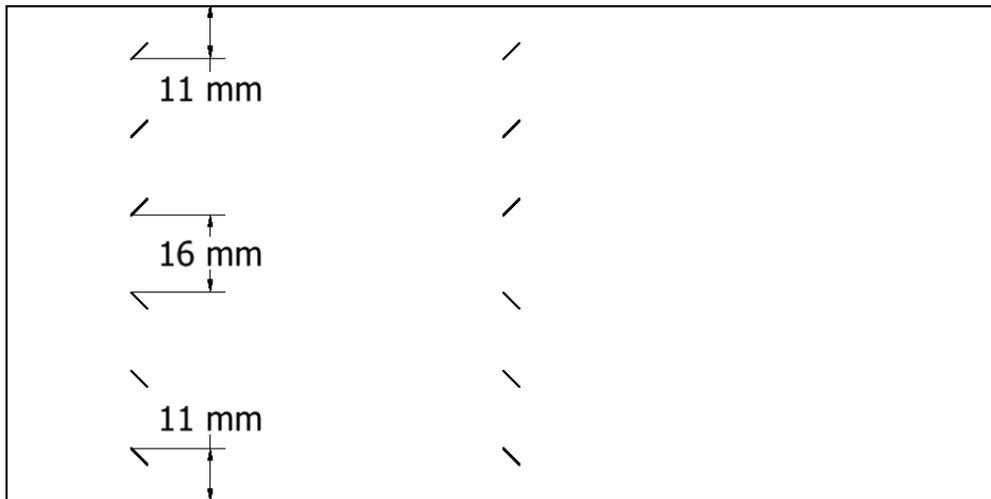


Figura 3.22: Disposición de generadores para el caso 7.

### Caso 8: 20 generadores

El caso 8 corresponde a una combinación de los casos 4 y 7, similar a la flecha del caso 6 pero sin punta. Cuenta con los mismos espaciados de los casos mencionados, con generadores en las filas 1, 2, 4 y 5, como se puede apreciar en la figura 3.23



Figura 3.23: Disposición de generadores para el caso 8.

### Caso 9: 28 generadores

Como se puede ver en la figura 3.24, el caso 9 es similar al caso 8, pero posicionando 4 generadores detrás de ambas filas de 6 GV, utilizando el espaciado del caso 4.

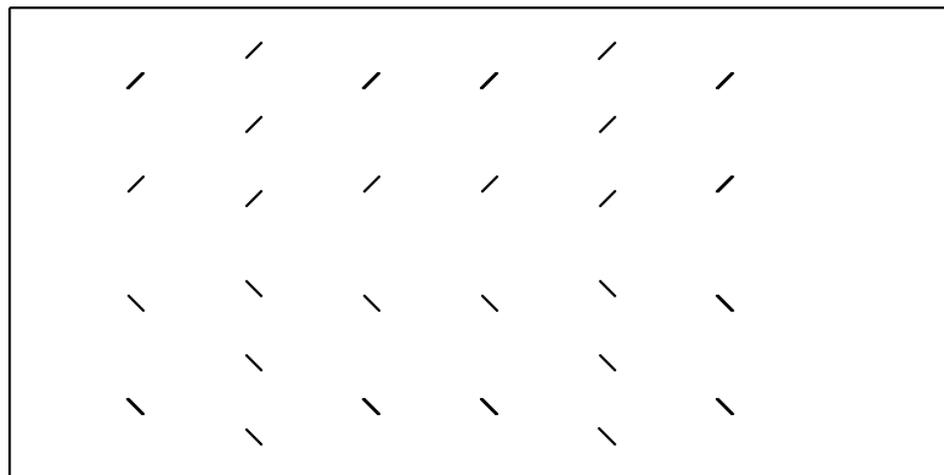


Figura 3.24: Disposición de generadores para el caso 9.

### Caso 10: 48 generadores

El caso 10 es un caso distinto a los anteriores, pues los generadores centrales forman lo que se conoce como un par de delta winglets, por el reducido espacio entre ellos. Se posicionaron 8 generadores en cada una de las 6 filas, haciendo un gran salto en la densidad de generadores dispuestos en la superficie caliente inferior, respecto del caso con más generadores hasta el momento, el 9. A diferencia de este, los generadores se disponen de manera alineada, formando una especie de malla cuadrada. Las dimensiones de la disposición de este caso se presenta en

la figura 3.25

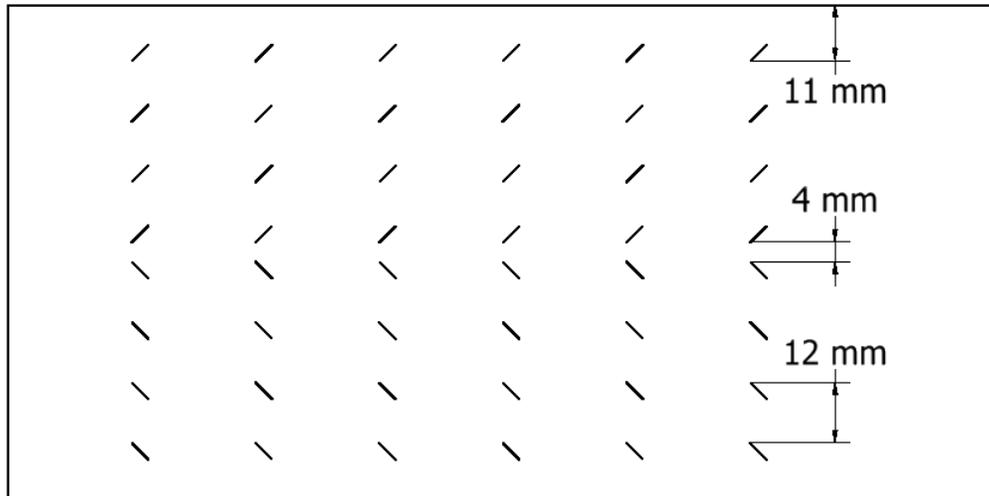


Figura 3.25: Disposición de generadores para el caso 10.

### 3.4.4 Análisis de resultados

Para el análisis de resultados de los casos presentados, se evaluarán los parámetros  $Nu$ ,  $f$  y  $\eta$ , presentados en la sección 3.2.

Adicionalmente, para evaluar el comportamiento del fluido dentro del intercambiador, se definen 7 planos de corte con normal en  $X$ , uno tras cada una de las filas de generadores presentadas en la sección anterior más uno delante de la primera fila. Estas se presentan en la figura 3.26 junto con sus posiciones respecto a la entrada.

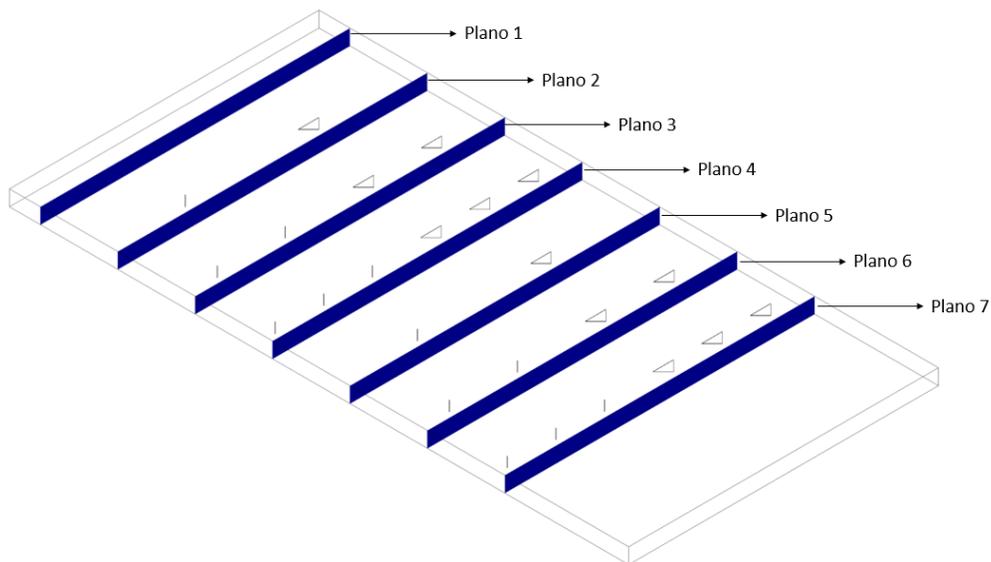


Figura 3.26: Planos de corte paralelos al plano  $YZ$ , en las posiciones  $x = 10, 35, 60, 85, 110, 135$  y  $160$  [mm]

## 3.5 Método Numérico

Las ecuaciones gobernantes se discretizan mediante el método de volúmenes finitos y se resuelven mediante el uso del software ANSYS Fluent 18.2, utilizando el algoritmo SIMPLEC en régimen transiente. Para la discretización de la energía, momentum y presión se utilizaron esquemas de segundo orden. Para modelar la turbulencia se utilizó el método SST  $k - \omega$ . El paso de tiempo para cada simulación se consideró  $T = 10^{-3}$  veces el tiempo que demora una partícula en cruzar el canal a la velocidad media de entrada, con un máximo de 20 iteraciones por paso de tiempo. Como criterio de convergencia se consideró residuales menores a  $10^{-3}$ , excepto para la energía que se limitó a  $10^{-6}$ . Se consideraron resultados de estado de flujo estacionario, utilizando como criterio de convergencia estacional un residual en la temperatura de salida menor a  $10^{-5}$ .

# Capítulo 4

## Resultados

A continuación, se presentan los resultados de las simulaciones por caso, evaluando el comportamiento del fluido, sus perturbaciones en las líneas de flujo y el efecto de estas en la transferencia de calor a lo largo del intercambiador.

### 4.1 Caso Base

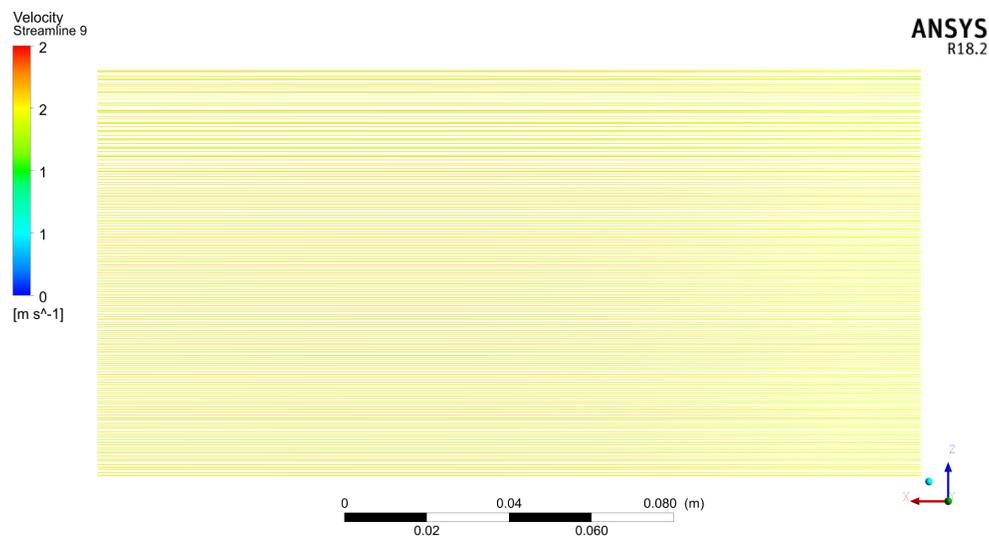


Figura 4.1: Líneas de flujo en el caso base con  $Re=15.000$ .

La figura 4.1 muestra las líneas de flujo para el caso base desde la entrada al intercambiador en el extremo derecho, avanzando en  $x$  hacia la izquierda de la hoja. Al ser paredes lisas sin generadores, es esperable que el flujo se vea inalterado. Los extremos superior e inferior corresponden a planos de simetría y no ven alteradas sus trayectorias como puede pasar en las paredes calientes superior e inferior al considerarse no deslizamiento del fluido.

El flujo calor a lo largo de las paredes calientes superior e inferior, se pueden ver en las figuras 4.3 y 4.2 respectivamente. Ambas imágenes muestran un comportamiento casi idéntico para ambas caras, lo que es esperable pues ambas cuentan con las mismas condiciones. En la entrada se concentra la mayor transferencia de calor, con rangos entre 600 y 840  $[\text{kw}^{-2}]$ .

Esto se explica debido a que en esas zonas el fluido viene a menor temperatura, por lo que la diferencia con la pared es mayor y por tanto el flujo de calor debe ser superior. A medida que el flujo adquiere temperatura, este flujo disminuye al rango entre los 360 y 440 [kw<sup>-2</sup>].

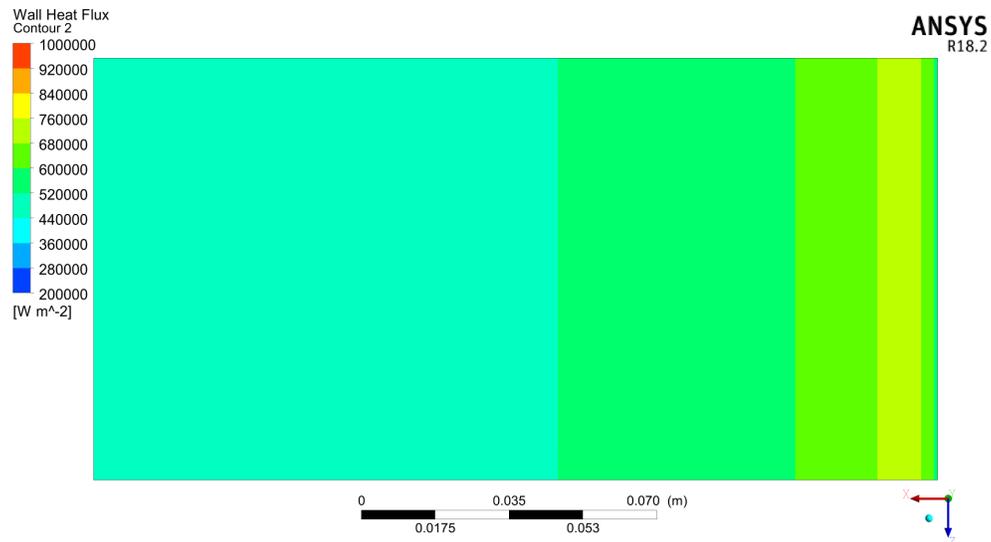


Figura 4.2: Contorno de flujo de calor en la pared caliente inferior para el caso base con  $Re=15.000$ .

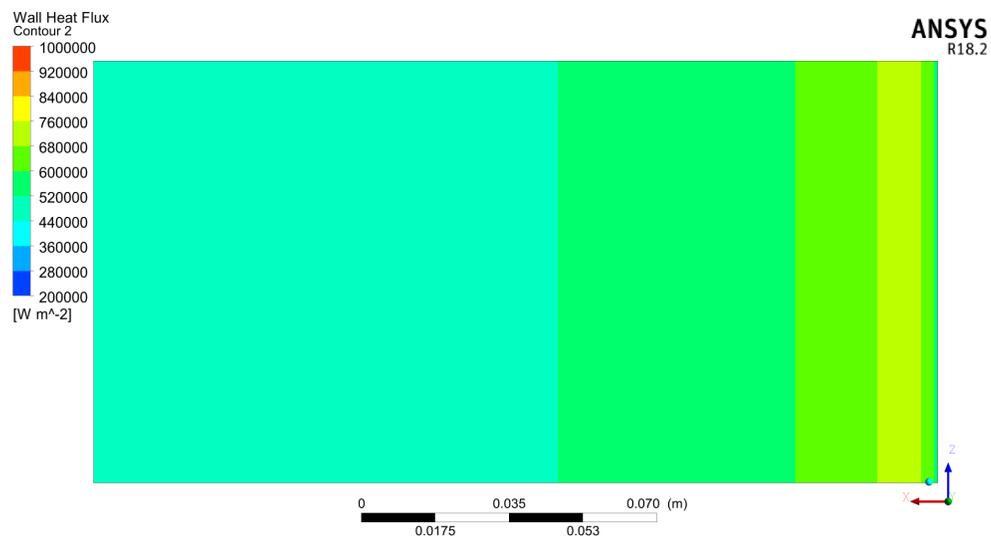


Figura 4.3: Contorno de flujo de calor en la pared caliente superior para el caso base con  $Re=15.000$ .

En la figura 4.4 se ve como varía la temperatura del fluido a lo largo del dominio. Se puede distinguir el perfil de temperatura por convección desde ambas paredes. Las zonas rojas son donde la temperatura es mayor a los 308 [K], mientras más cerca a la pared, se presume que se acerca más a los 360 [K] de esta. Al ser tan lineal el fluido, no existe contacto entre el flujo cercano a las placas con el ubicado a distancias medias y la transferencia de calor

se da mucho más lento. De este modo, la temperatura en el centro de las placas no alcanza temperaturas mayores a los 300 [K]

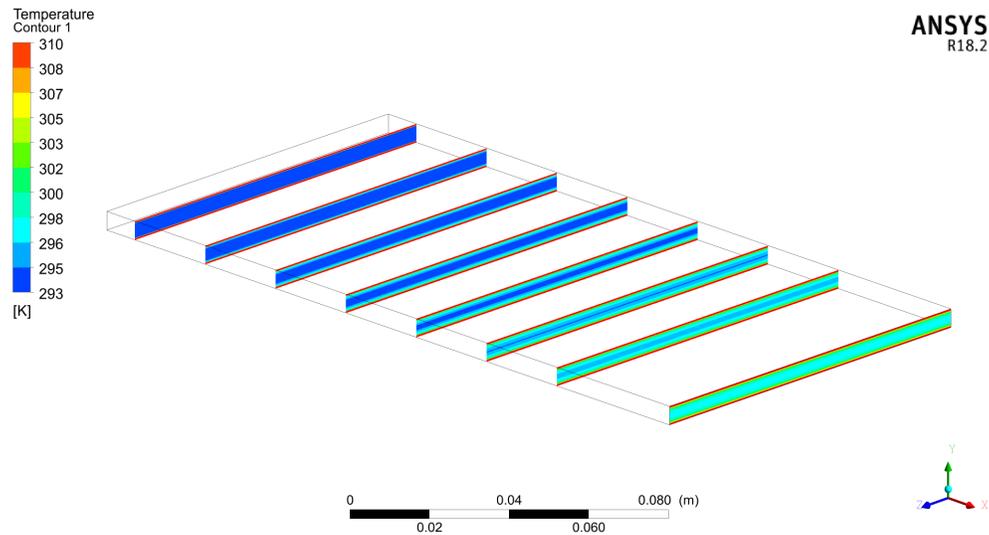


Figura 4.4: Contornos de temperatura en los distintos planos de corte y la salida del caso base con  $Re=15.000$ .

## 4.2 Caso 1

En la figura 4.5 se puede ver la líneas de flujo del primer caso, identificando además los 4 generadores ubicados en la placa inferior. Se puede notar que hasta la presencia de los primeros 2 GVL, las líneas de flujo se ven idénticas a las del caso base. Luego se perciben las perturbaciones aguas abajo de la fila 1, generando que las líneas se crucen visualmente en el plano XZ. Estas perturbaciones son los vórtices que se pueden distinguir de manera más clara en la figura 4.6. Se puede apreciar que las líneas de flujo que no entran en contacto con estos vórtices se ven inalteradas, manteniendo a simple vista la topología del caso base. No obstante, se puede ver que en un vecindario cercano a los vórtices, las líneas de flujo tienden a comprimirse entre si. Las líneas del plano intermedio entre los planos de simetría y las líneas tangentes a estos planos se ven inalterados.

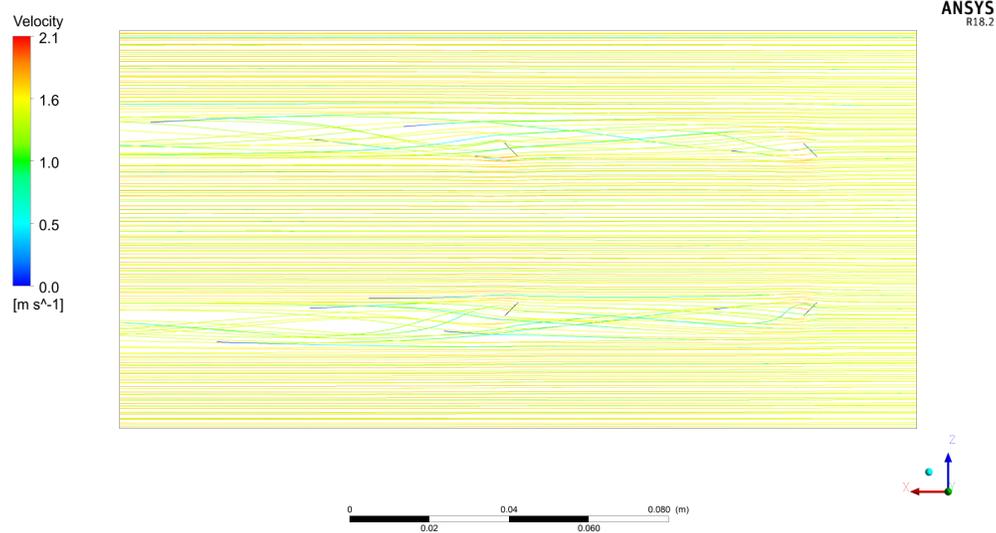
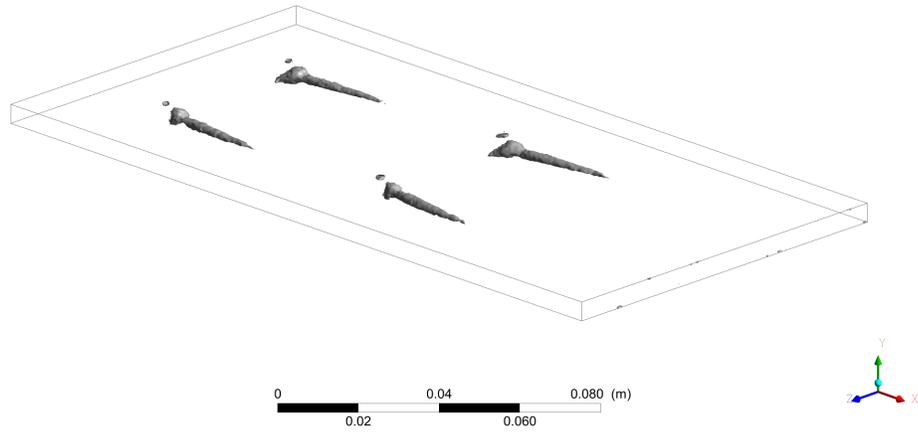


Figura 4.5: Líneas de flujo en el caso 1 con  $Re=15.000$ .

La figura 4.6, como se mencionó, presenta visualmente la formación de vórtices tras los delta winglets insertados. Se puede notar la presencia del vórtice principal pero no la de los vórtices secundarios. Esto coincide con lo que presencié Da Silva en [11]. Se puede apreciar que la vorticidad tras los 4 GVL genera una zona de crecimiento diametral justo detrás de la generación del vórtice y luego una zona de decrecimiento hasta desaparecer. Esto coincide en parte con lo que muestran las líneas de flujo en la figura anterior, pues detrás de los GVL se nota una curvatura mayor en las líneas perturbadas hasta que finalmente tienden a retornar a su dirección inicial.

Se puede apreciar, en la figura 4.6 (b), que el diámetro mayor se presenta detrás de la segunda fila de generadores, lo que hace suponer que se potencia la vorticidad generada por la primera fila de generadores. Además, se puede notar que los vórtices se generan cerca de la placa inferior, donde se ubican los GVL.



(a) Vista inclinada.



(b) Vista lateral.

Figura 4.6: Isosuperficies de vorticidad con  $Q=10.000 \text{ [s}^{-2}\text{]}$  en el caso 1 con  $Re=15.000$ .

Las figuras 4.7 y 4.8 presentan los contornos de flujo de calor a través de las placas inferior y superior respectivamente. A diferencia del caso base, se presencian rangos de flujo de calor superiores a lo largo de la placa y no solo en la región de entrada. Estas regiones coinciden con la presencia de los vórtices causados por los DW. Así mismo, se puede notar que la placa inferior logra valores mayores de flujo que la placa superior. Esto tiene que ver a que los vórtices se generan cerca de la placa inferior más que de la superior.

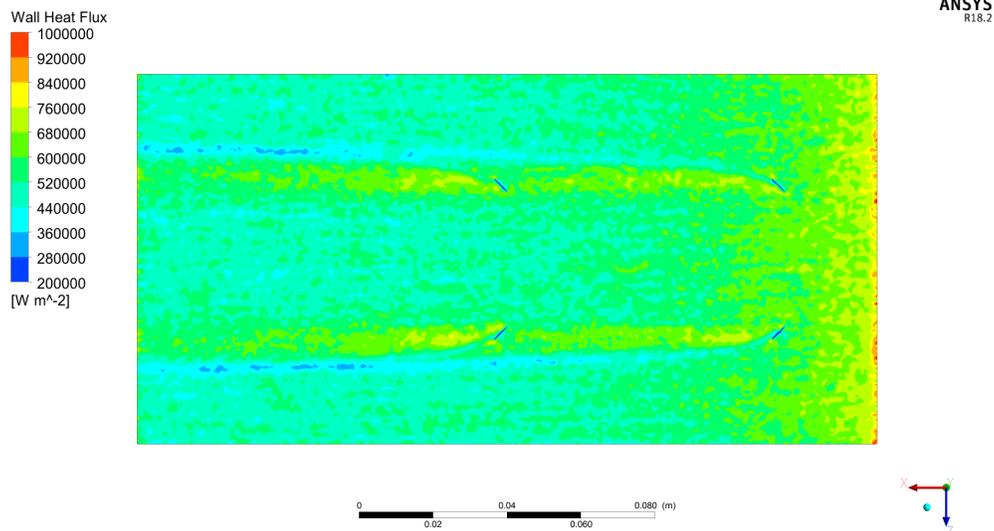


Figura 4.7: Contorno de flujo de calor en la pared caliente inferior para el caso 1 con  $Re=15.000$ .

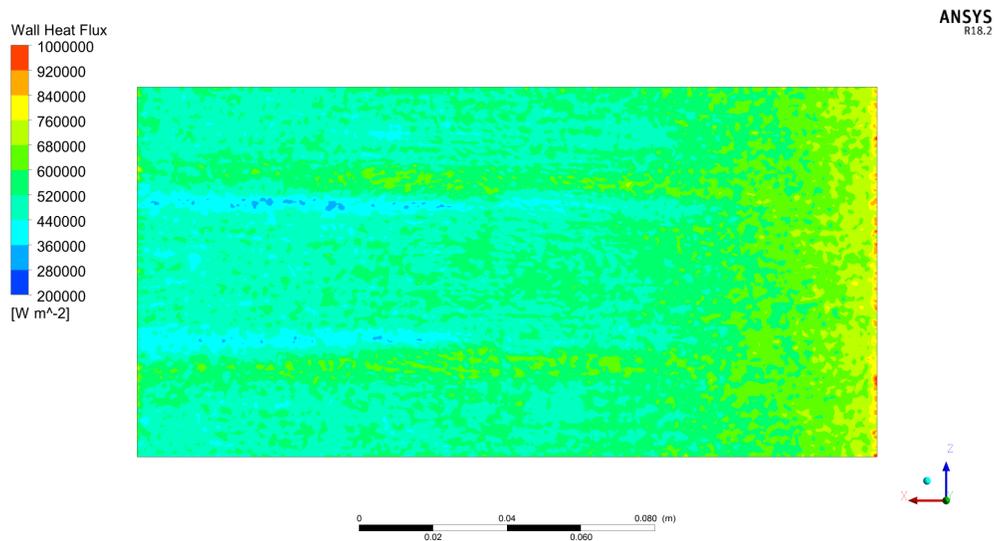


Figura 4.8: Contorno de flujo de calor en la pared caliente superior para el caso 1 con  $Re=15.000$ .

La figura 4.9 muestra como evoluciona la temperatura del fluido dentro del intercambiador. A diferencia del caso base, no se percibe un perfil de temperatura tan pronunciado y ordenado. Esto se debe a que los vórtices generan una mezcla en el fluido, permitiendo la interacción de fluidos a más temperatura (cercanos a las paredes calientes) con los de baja temperatura (lejos de las placas). Así, ya en el plano 3 se pueden ver saltos de temperatura en la zona media entre placas, coincidentes con la posición de los GVL y los vórtices presentados en la figura 4.6.

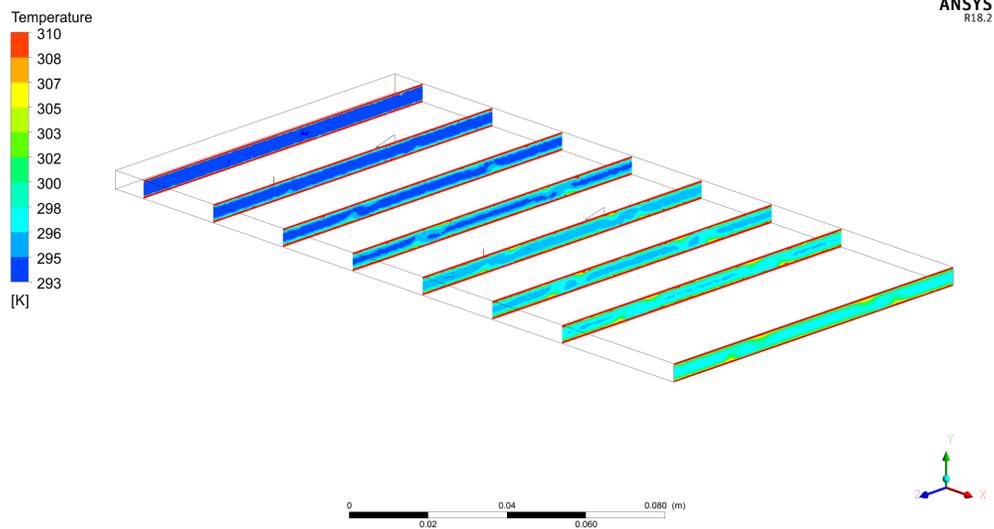


Figura 4.9: Contornos de temperatura en los distintos planos de corte y la salida del caso 1 con  $Re=15.000$ .

### 4.3 Caso 2

En la figura 4.10 se pueden ver las líneas de flujo del caso 2 y los vórtices generados por los GVL. Se puede notar como el diámetro de estos vórtices aumenta de tamaño respecto al caso 1, en particular aguas abajo de los GV ubicados en la fila 4. Se puede notar como algunas líneas desviadas en la primera fila se vuelven a desviar tras la segunda fila producto del DW. Esto muestra que la mezcla se genera en el mismo fluido mezclado anteriormente.

Diferente es el caso de la fila 3 respecto a la fila 2, pues las líneas desviadas por la fila 2 en parte pasan por la zona de alta presión del GVL ubicado en la fila 3. Las líneas de flujo desviadas levemente en la zona de baja presión por los GVL de la fila 2 se desvían con mayor intensidad en los generadores siguientes. Mientras tanto, en la zona central ( $z=0$ ), se puede notar la poca incidencia de los GVL.

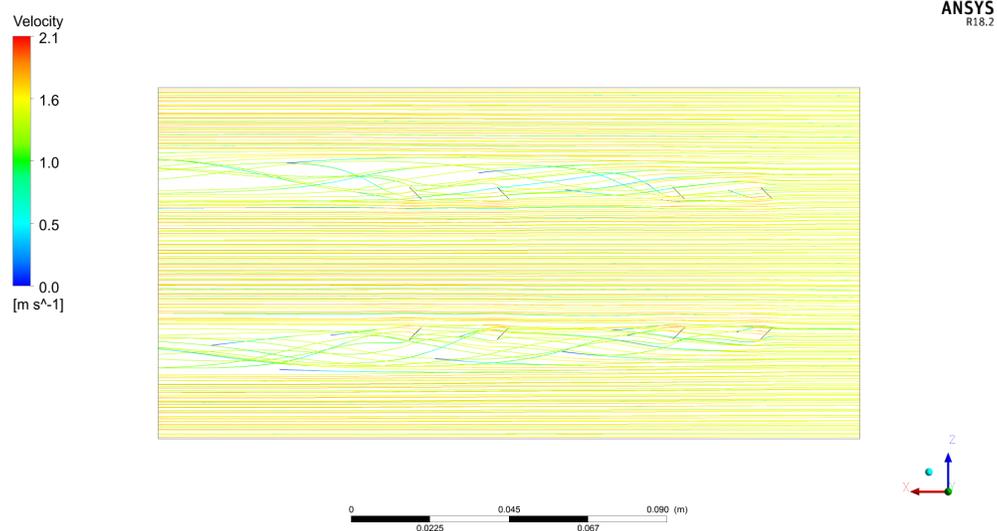
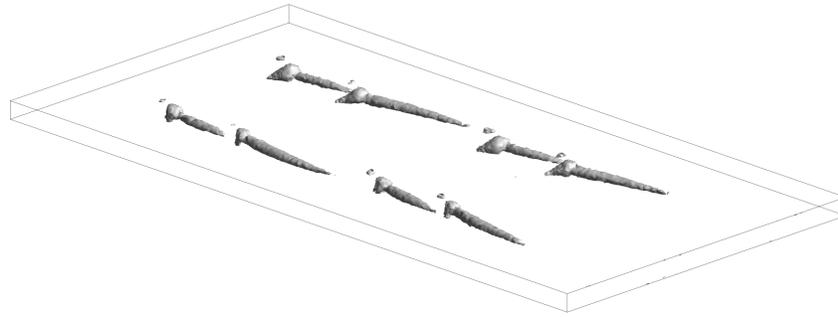


Figura 4.10: Líneas de flujo en el caso 2 con  $Re=15.000$ .

Así como se evidenció en la figura anterior, la figura 4.11 reafirma el aumento del diámetro de los vórtices y además permite evidenciar que la presencia de un GVL tras otro, a menor distancia, acorta la formación del vórtice inicial. En la vecindad cercana al GVL, se forma una una isosuperficie con geometría redonda, que tiene que ver con una zona de recirculación.



(a) Vista inclinada.



(b) Vista lateral.

Figura 4.11: Isosuperficies de vorticidad con  $Q=10.000 \text{ [s}^{-2}\text{]}$  en el caso 2 con  $Re=15.000$ .

La formación de vórtices más grandes en diámetro, da pie a que el flujo de calor aumente en mayores áreas de la placa inferior, como permite ver la figura 4.12, donde las zonas amarillas son más grandes. En la zona inmediata detrás de los GVL de las filas 1 y 4, se pueden evidenciar bajas en el flujo de calor, representadas por un color más azulado. Esto se debe a volúmenes de fluido que se mantienen ahí, aumentando localmente la temperatura, disminuyendo el flujo calorífico.

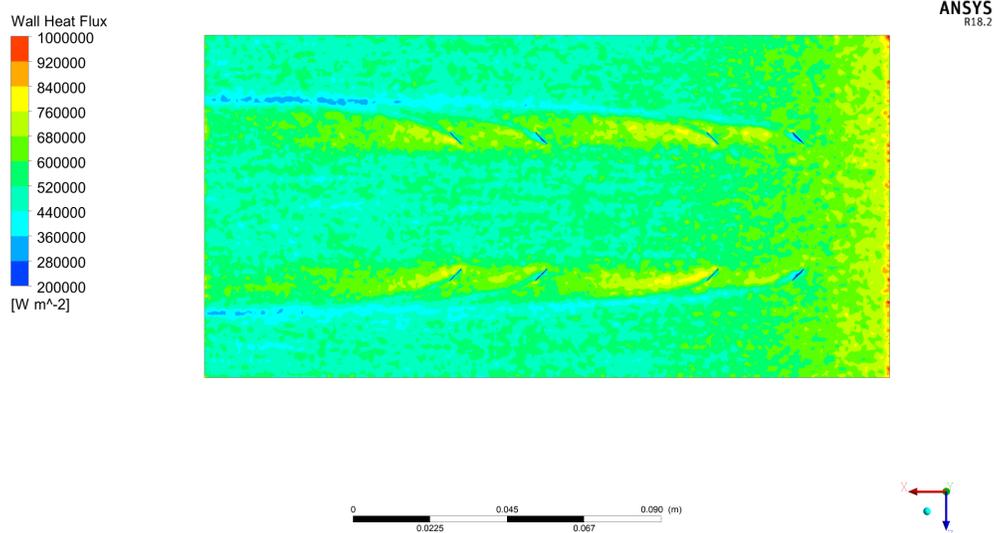


Figura 4.12: Contorno de flujo de calor en la pared caliente inferior para el caso 2 con  $Re=15.000$ .

Mientras tanto, la placa superior logra aumentos en la transferencia menores a los de la placa inferior, distinguiéndose por las zonas verdes alargadas como se ve en la figura 4.13, en comparación con las amarillas de la placa inferior. Esto se debe a que los vórtices se forman cerca de la placa inferior y no de la superior.

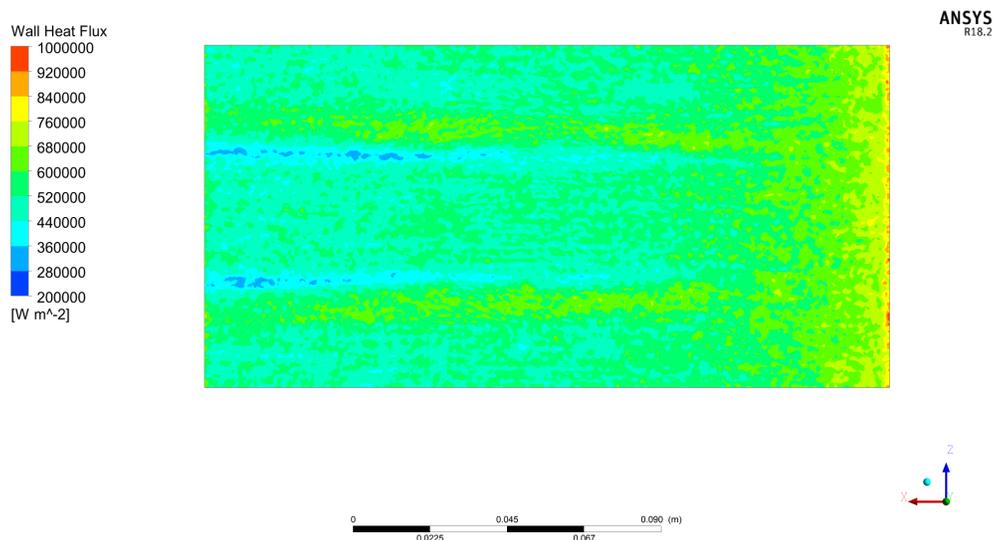


Figura 4.13: Contorno de flujo de calor en la pared caliente superior para el caso 2 con  $Re=15.000$ .

Los contornos de temperatura en los planos de corte, presentados en la figura 4.14, muestran una mejora en cuanto a la mezcla del fluido. Esto se puede evidenciar muy bien en el plano 4 respecto al caso 1, pues la zona azul, de temperaturas bajas, disminuye su tamaño. Aunque existe una mejora en cuanto a este punto, no es tan significativa entre los casos analizados.

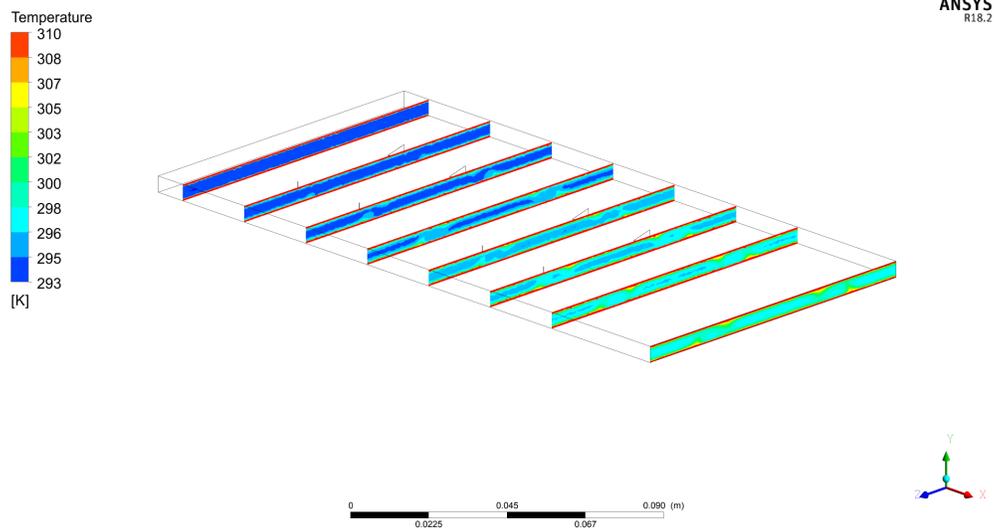


Figura 4.14: Contornos de temperatura en los distintos planos de corte y la salida del caso 2 con  $Re=15.000$ .

## 4.4 Caso 3

El caso 3 cuenta con las 6 filas con generadores ubicados en uno tras otro. Las líneas de flujo de este caso se ven en la figura 4.15. Se puede notar que el diámetro de los vórtices generados es muy similar a los del caso 2. Las velocidades de las líneas involucradas disminuye, mientras que entre generadores de la misma fila, las líneas de flujo tienden a tener un color más rojizo, lo que evidencia una mayor velocidad. Esto indica que el flujo tiende a concentrarse en esa zona.

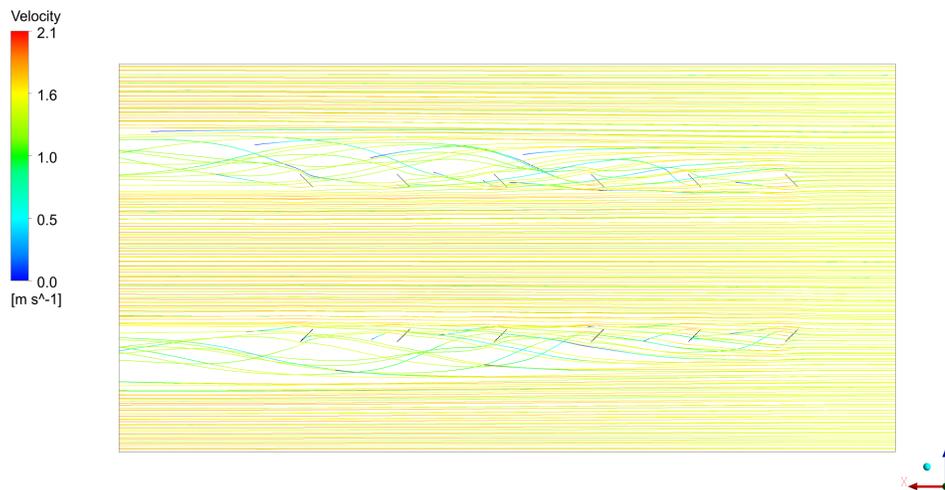
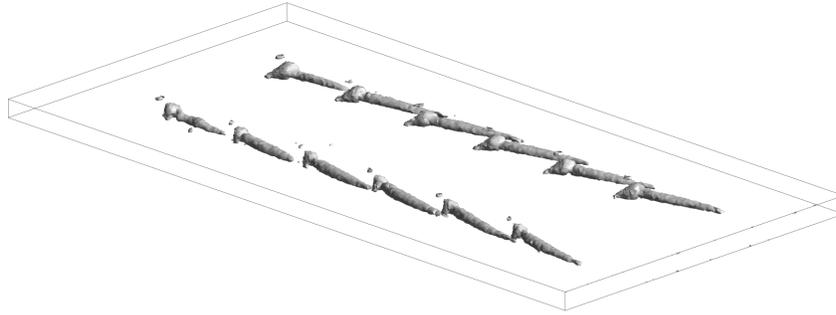


Figura 4.15: Líneas de flujo en el caso 3 con  $Re=15.000$ .

En la figura 4.16 se ve la formación de los vórtices tras cada generador. Se puede ver que los vórtices formados son más cortos en longitud y con un diámetro similar entre todos,

mayores que en el caso 2. Esto quiere decir que el aumento de diámetro constante que se vio en las líneas de flujo se deben en mayor medida a la dirección del eje de los vórtices.



(a) Vista inclinada.



(b) Vista lateral.

Figura 4.16: Isosuperficies de vorticidad con  $Q=10.000 \text{ [s}^{-2}\text{]}$  en el caso 3 con  $Re=15.000$ .

En la figura 4.17 se ve el contorno de flujo de calor en la placa inferior, incrementando el flujo de calor respecto al caso 2, pero sin afectar zonas muy distintas. La placa superior se vio beneficiada por la incorporación de los 4 GVL en las filas 3 y 6, como se puede notar en la figura 4.18, donde se aparecen zonas amarillas.

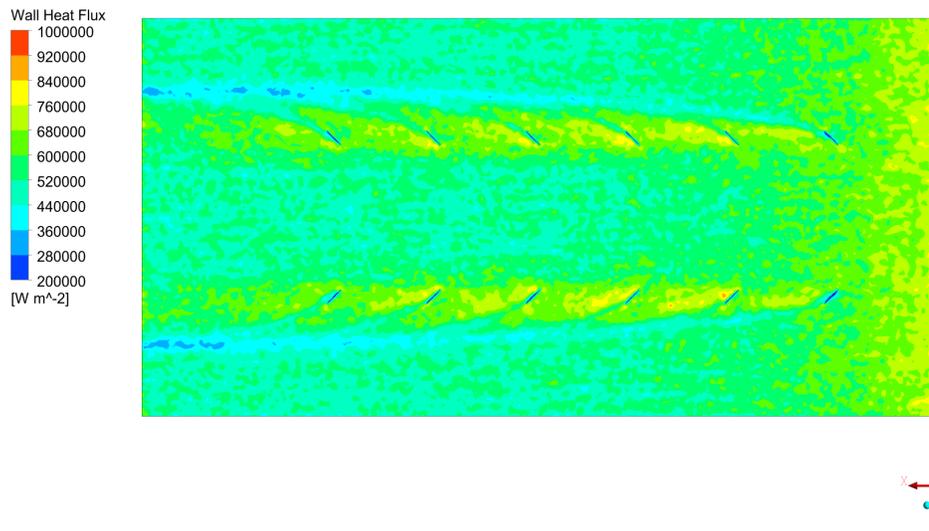


Figura 4.17: Contorno de flujo de calor en la pared caliente inferior para el caso 3 con  $Re=15.000$ .

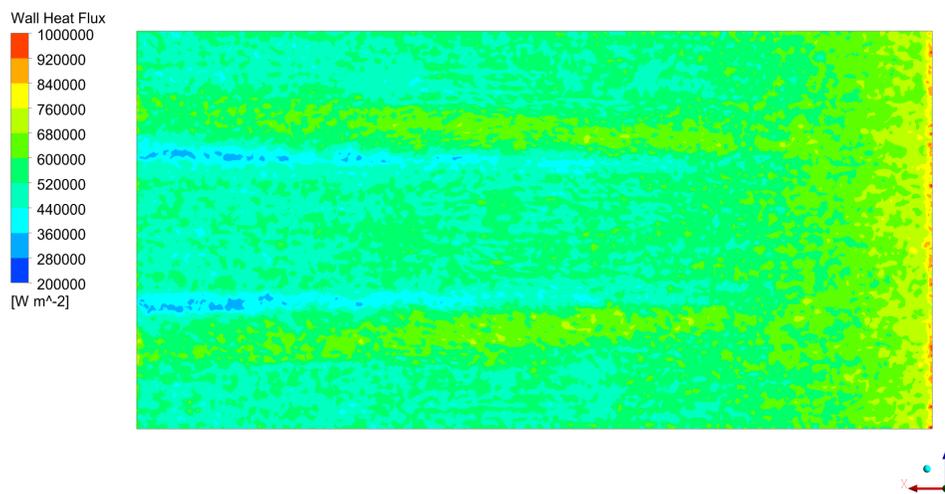


Figura 4.18: Contorno de flujo de calor en la pared caliente superior para el caso 3 con  $Re=15.000$ .

Se puede evidenciar en la figura 4.19 que existe una mayor mezcla de fluido. Esto permitió generar regiones con temperaturas más altas en la salida, rangos no alcanzados por casos anteriores en alturas medias del dominio computacional, representado por colores verdes.

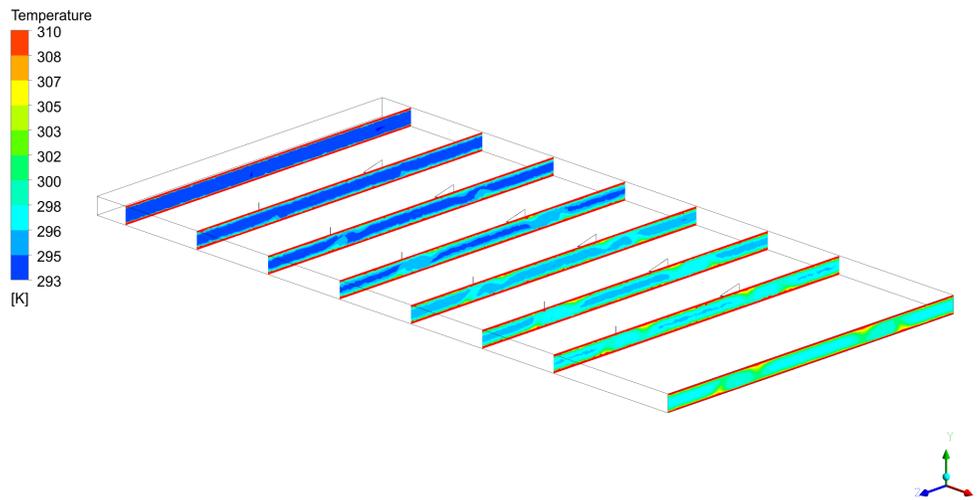


Figura 4.19: Contornos de temperatura en los distintos planos de corte y la salida del caso 3 con  $Re=15.000$ .

## 4.5 Caso 4

Este caso cuenta con la misma cantidad de GVs que el caso 2, pero concentrados en solo dos filas. En la figura 4.20 se puede ver como afectan estos generadores al paso del fluido entre placas. En comparación al caso 2, se ve que más líneas de flujo ven interferidas sus trayectorias. Así mismo, se puede notar que el flujo ubicado en el centro en el eje  $z$  no se ve afectado por la presencia de estas inserciones. Se puede notar que tras los vórtices generados tras la segunda fila de GVL las líneas de flujo se ven más disipadas que tras la primera fila, donde se ve una mayor densidad de líneas.

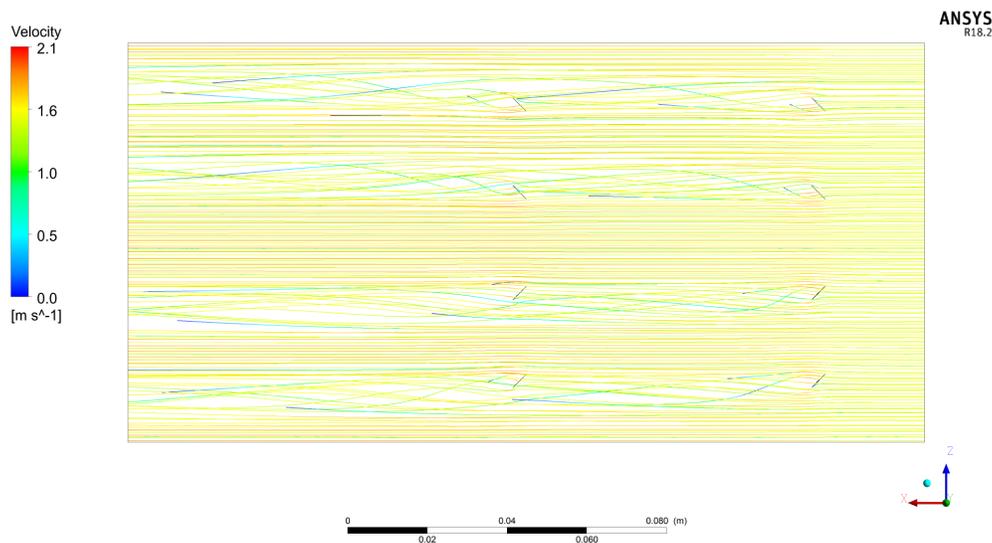


Figura 4.20: Líneas de flujo en el caso 4 con  $Re=15.000$ .

En la figura 4.21 se pueden ver como se forman los vórtices de este caso. Tal como se vio en casos anteriores, en la segunda fila se distingue un vórtice de mayor diámetro y duradero en el sentido del flujo.

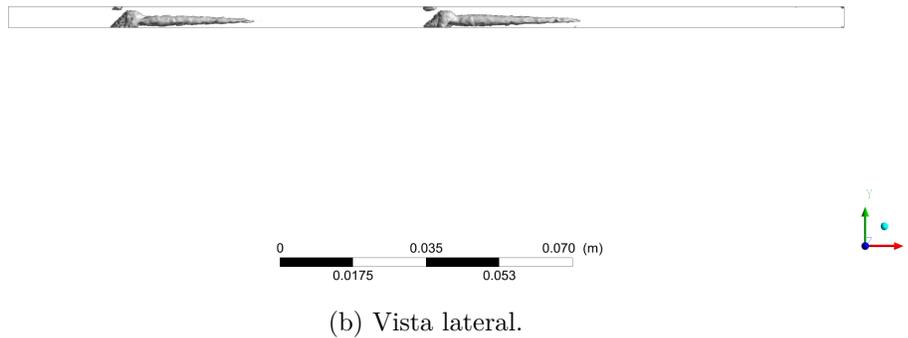
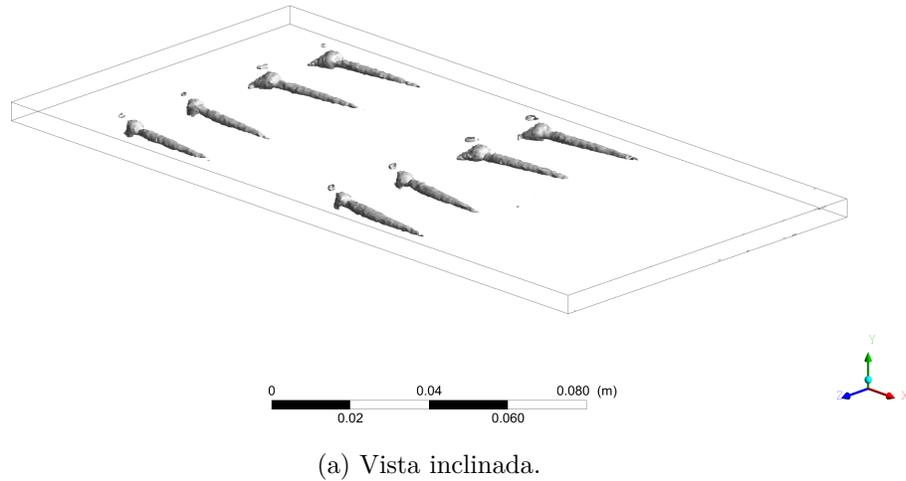


Figura 4.21: Isosuperficies de vorticidad con  $Q=10.000 \text{ [s}^{-2}\text{]}$  en el caso 4 con  $Re=15.000$ .

En la figura 4.22 se ve el contorno de flujo de calor de la placa inferior. En esta se pueden distinguir zonas donde aumenta el flujo de calor coincidiendo con la formación de vórtices longitudinales. Se puede apreciar que las zonas asociadas a la primera fila de generadores son más angostas pero de mayor longitud que las formadas tras la segunda fila. También se puede percibir que llegando a la salida, estas zonas de aumento en el flujo se disipan casi en su totalidad.

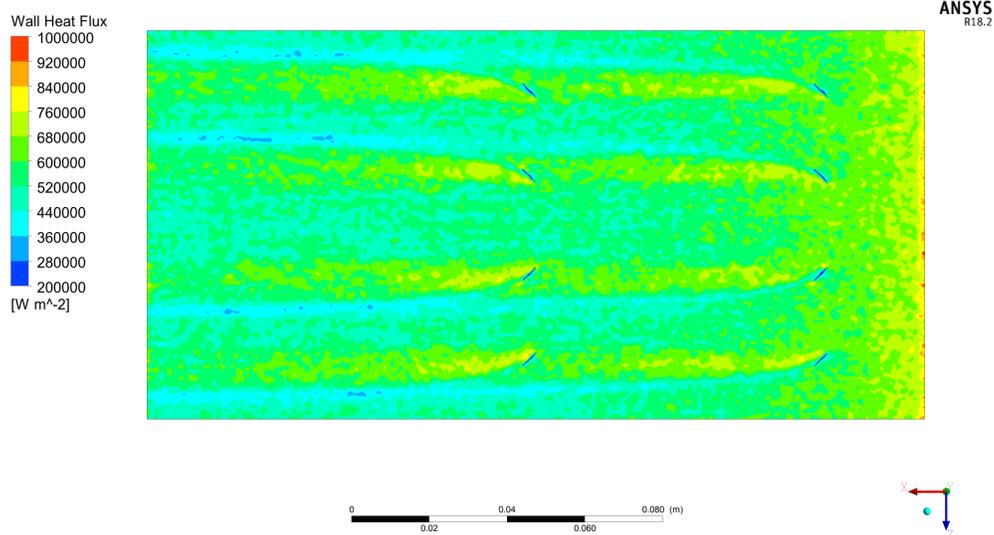


Figura 4.22: Contorno de flujo de calor en la pared caliente inferior para el caso 4 con  $Re=15.000$ .

En el caso de la placa superior, el flujo de calor se ve más beneficiado de la presencia de más generadores en una sola fila, como se puede ver en la figura 4.23, pues se presentan más zonas de aumento que cuando se ubican la misma cantidad de generadores pero en filas distintas y en la misma ubicación en Z. No obstante, el efecto sobre la placa superior sigue siendo menor al de la placa superior. Explicándose por que los vórtices tienden a estar más cerca de la pared donde se plantan los generadores.

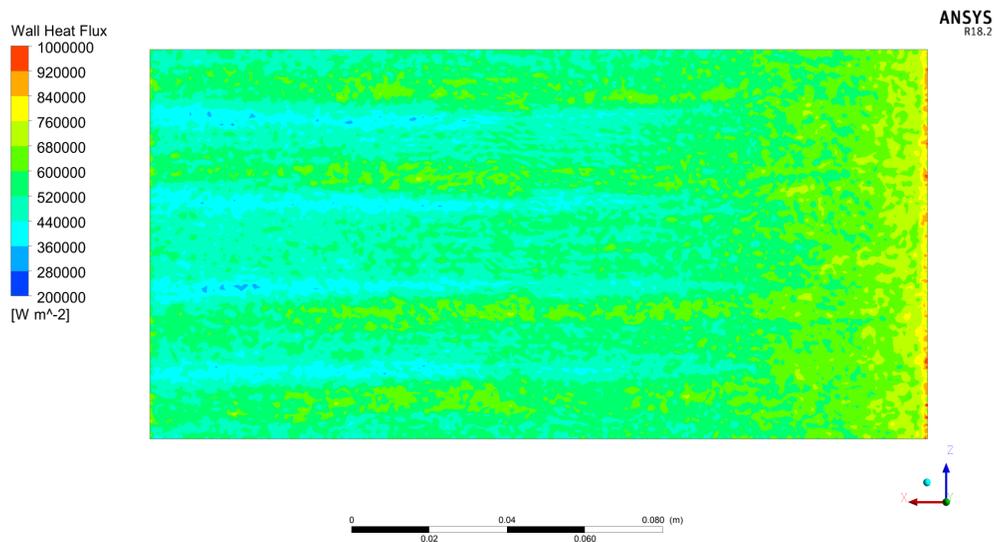


Figura 4.23: Contorno de flujo de calor en la pared caliente superior para el caso 4 con  $Re=15.000$ .

En la figura 4.24 se puede ver como el fluido a mayor temperatura se mezcla con el de baja gracias a la presencia de generadores. Se pueden distinguir más zonas que en casos donde hay menos generadores por fila, aunque la intensidad de esta mezcla parece no ser tan efectiva al no encontrarse grandes zonas que superen los 305 [K] en la salida, sin considerar el fluido

adyacente a las placas calientes.

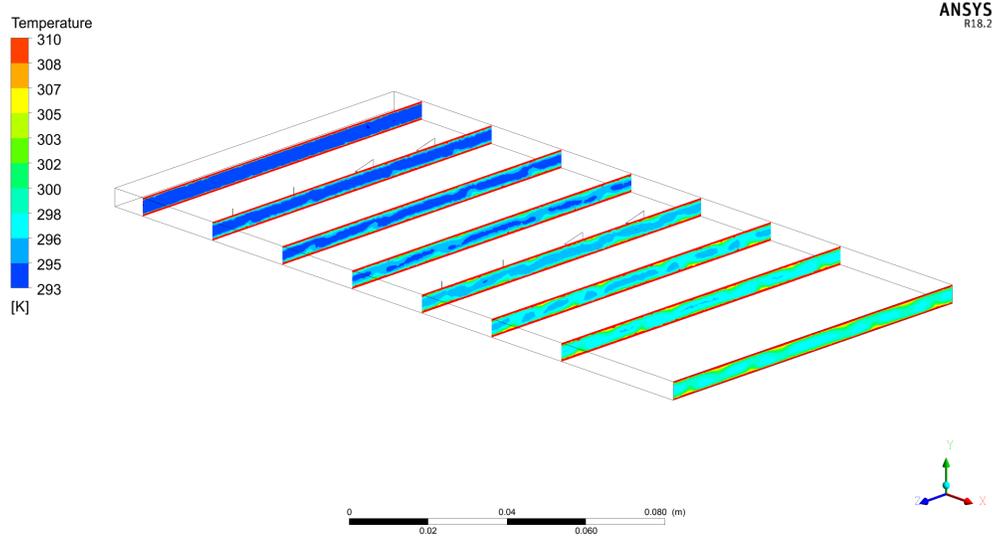


Figura 4.24: Contornos de temperatura en los distintos planos de corte y la salida del caso 4 con  $Re=15.000$ .

## 4.6 Caso 5

En el caso 5 se desplazan en una fila los GVL del caso anterior y agregan 4 en las posiciones del caso 1. El comportamiento del fluido se puede ver en las líneas de flujo de la figura 4.25. Se puede notar una leve interacción entre el fluido desplazado por los generadores de la fila 1 con los GVL centrales de la fila 2. Al ir los dos vórtices en la misma dirección, solo unas pocas líneas se suman a la generación de un vórtice.

Caso contrario es lo que pasa con el vórtice central de la fila 2 con el generador de la fila 3. El vórtice que se genera parece ir en la dirección del generador. Así, el generador central desvía más fluido a la generación de ese nuevo vórtice. Así, para fomentar la mezcla, parece ser más conveniente no desplazar tanto en  $z$  los generadores de la fila siguiente. Ejemplo de esto es la baja o nula interacción entre los generadores de la fila 1 y 4 con los generadores externos de las filas 2 y 5. De este modo, los generadores del exterior se comportan como los pares alineados del caso 1.

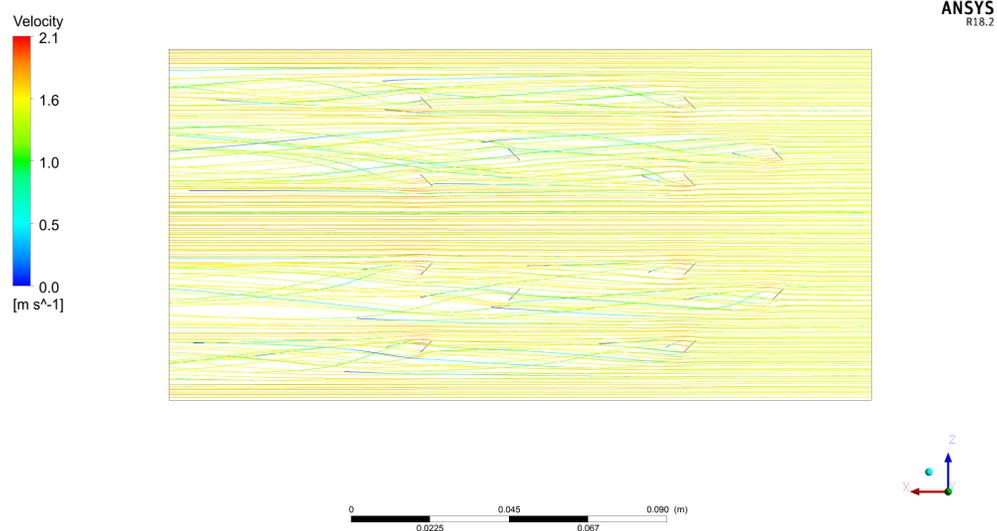


Figura 4.25: Líneas de flujo en el caso 5 con  $Re=15.000$ .

En la figura 4.26 se puede ver de manera gráfica la formación de vórtices de este caso. Se puede notar que los vórtices generados cerca de los planos de simetría, en la última fila, logran mayor longitud, incluso mayor que el caso 1. Esto se puede deber tanto a la presencia de generadores en el centro, como a la presencia de generadores en sentido contrario por el plano de simetría. La longitud implica que el fluido rotara en el eje más tiempo dentro del intercambiador.

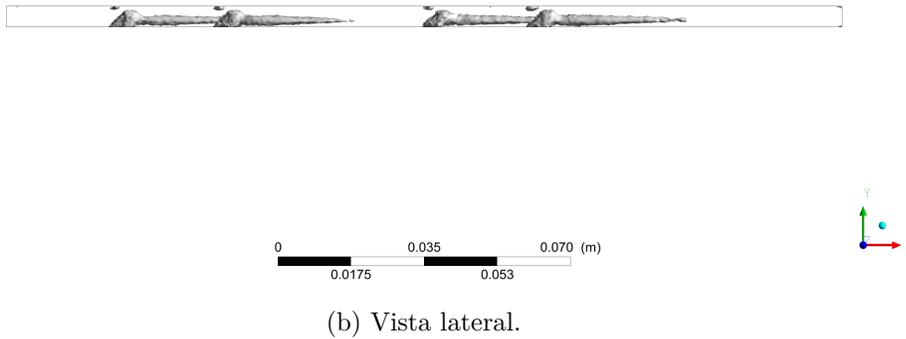
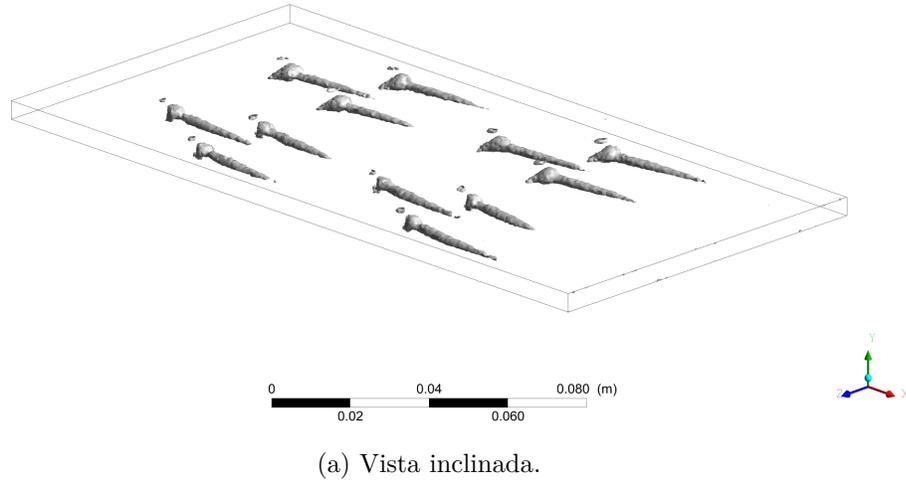


Figura 4.26: Isosuperficies de vorticidad con  $Q=10.000 \text{ [s}^{-2}\text{]}$  en el caso 5 con  $Re=15.000$ .

Los efectos de los vórtices generados en la transferencia de calor, se pueden ver en la figura 4.27 para la placa inferior. La no presencia de vórtices en el centro, implicó que no aumentó la transferencia de calor en esa zona. Por otro lado, los generadores de la fila 3 intensificaron el flujo de calor de los vórtices generados por los GVL centrales de las filas 2 y los externos de la fila 5, lo que se puede comprobar al comparar con el caso 4. No obstante, los vórtices generados por la fila 3 parecen ser poco influyentes por si solos o se vieron perjudicados por la presencia de los otros generadores.

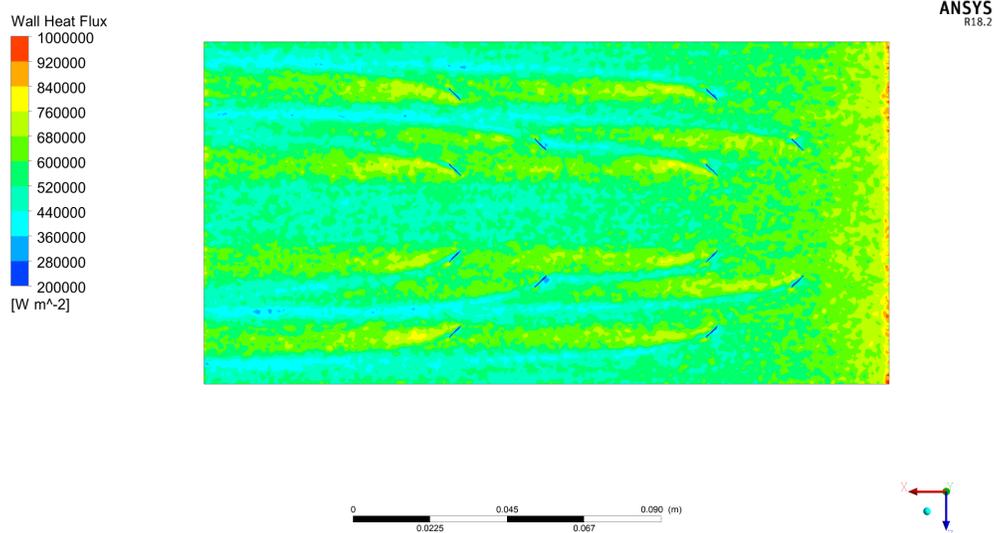


Figura 4.27: Contorno de flujo de calor en la pared caliente inferior para el caso 5 con  $Re=15.000$ .

El caso de la placa superior es drásticamente distinto como se puede ver en la figura 4.28, pues al parecer los generadores centrales no mejoraron la transferencia de calor y solo influyeron los GVL de la fila uno con los externos de las filas 2 y 5.

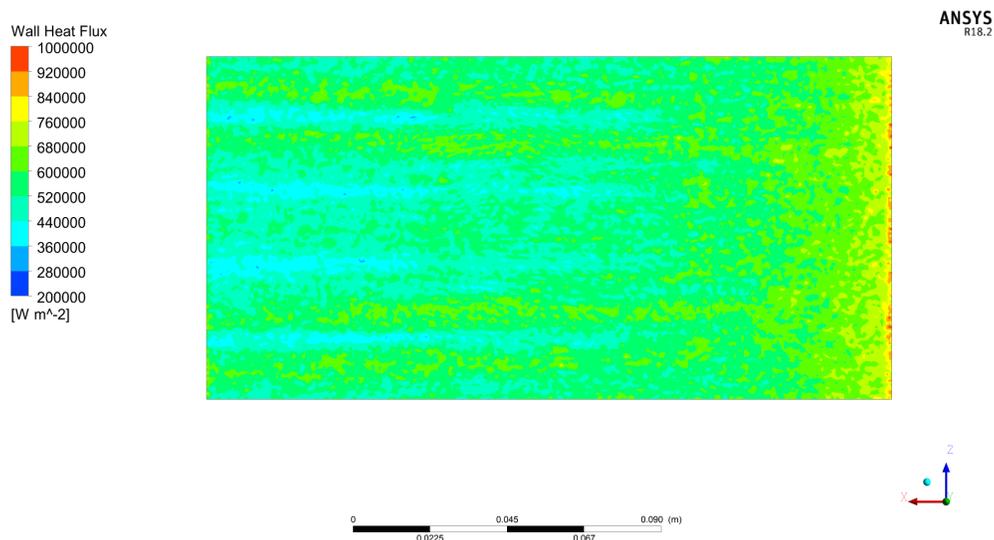


Figura 4.28: Contorno de flujo de calor en la pared caliente superior para el caso 5 con  $Re=15.000$ .

En cuanto a la temperatura del fluido, se puede ver en la figura 4.29 que las zonas más externas se ven beneficiadas por la presencia de estos 4 generadores extra. Mientras que en Z cercano a cero, el comportamiento es muy similar al del caso 4. Es destacable notar que, los planos que están inmediatamente detrás de los generadores, no presentan cambios tan significativos en el perfil de temperatura como los planos que están más alejados aguas abajo, como es el caso del plano 4.

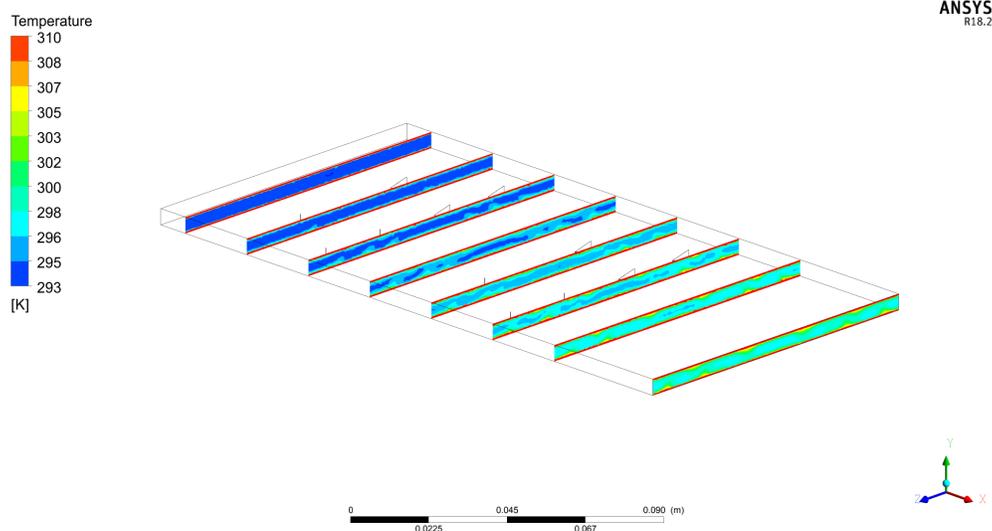


Figura 4.29: Contornos de temperatura en los distintos planos de corte y la salida del caso 5 con  $Re=15.000$ .

## 4.7 Caso 6

El caso 6 cuenta con 12 generadores más que el caso anterior, ubicados detrás de las filas con 4 del caso 5. El flujo uniforme que entra al intercambiador se va rompiendo de a poco, como se puede ver en la figura 4.30. Los generadores externos de la fila 2 con los de la fila 3 parecen tener una interacción más pronunciada que la que se vio en el caso anterior con los generadores centrales. Esto se debe a que el desplazamiento en Z con el que cuentan es menor. Por otro lado, la densidad de generadores generada con los 4 generadores centrales de la fila 3, más los dos generadores centrales de la fila 2 crean un desorden total en el flujo. Se puede notar que los generadores de la fila 1 contribuyen a esta mezcla, pues existe una zona de líneas que no se ven afectadas y se da en la zona más externa, donde estos GVL no interfieren.

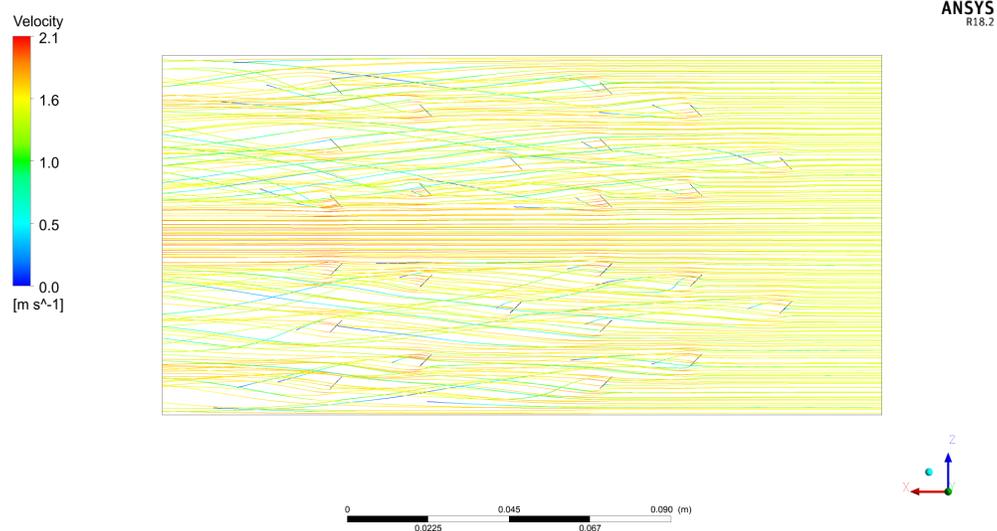
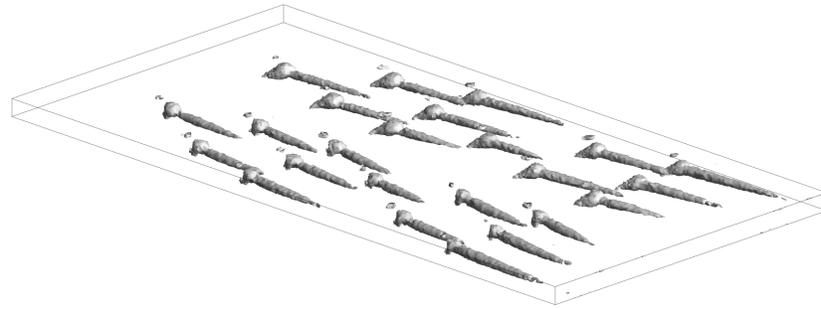
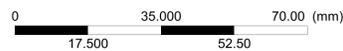


Figura 4.30: Líneas de flujo en el caso 6 con  $Re=15.000$ .

La figura 4.31 muestra las isosuperficies de vorticidad. Es notable el aumento en la densidad de los vórtices generados. También se puede destacar que los vórtices más centrales son más cortos que los que se encuentran más cerca de las zonas de simetría. Se puede deber a que, entre sí, los vórtices al ir en el mismo eje y sentido de giro se anulen, lo que no pasa con los vórtices cercanos al plano de simetría.



(a) Vista inclinada.



(b) Vista lateral.

Figura 4.31: Isosuperficies de vorticidad con  $Q=10.000 \text{ [s}^{-2}\text{]}$  en el caso 6 con  $Re=15.000$ .

En las figuras 4.32 se pueden ver los efectos en el flujo de calor debido a los vórtices en la pared inferior. Se puede notar que los vórtices centrales influyen de manera positiva en esta materia, pues el aumento de transferencia de calor es notable. Así, parece buena idea desplazar una distancia pequeña en el eje  $z$  con respecto a filas distintas. Se puede notar además, que generadores solos en una misma fila, tienen poca influencia en posiciones más avanzadas del intercambiador, como es el caso de la fila 4 vs la fila 1.

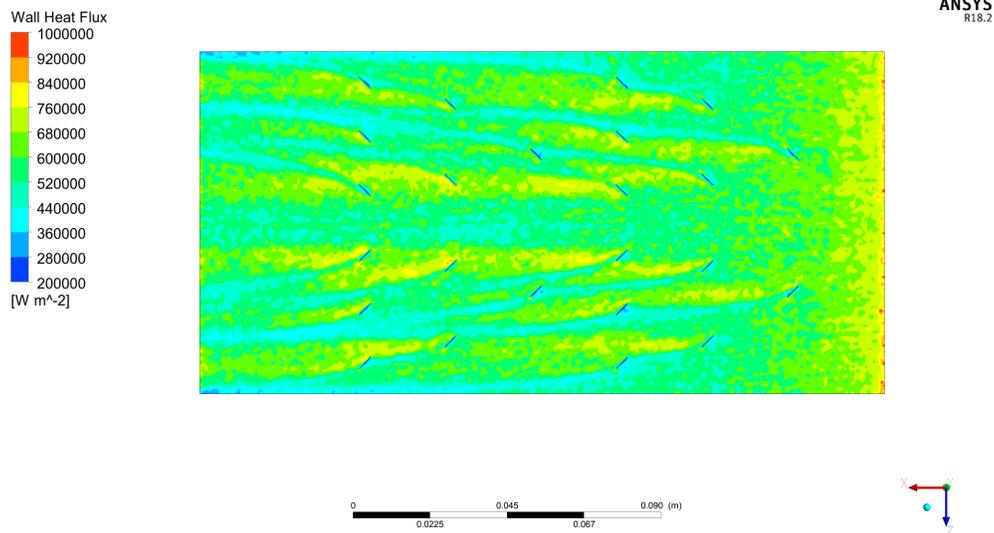


Figura 4.32: Contorno de flujo de calor en la pared caliente inferior para el caso 6 con  $Re=15.000$ .

En cuanto a la pared superior, se identifican zonas de aumento de flujo en los costados de la placa, cerca de la salida. Esto en desmedro del flujo de calor en el centro. Esto se puede deber a que todos los generadores desplazan el fluido hacia los costados.

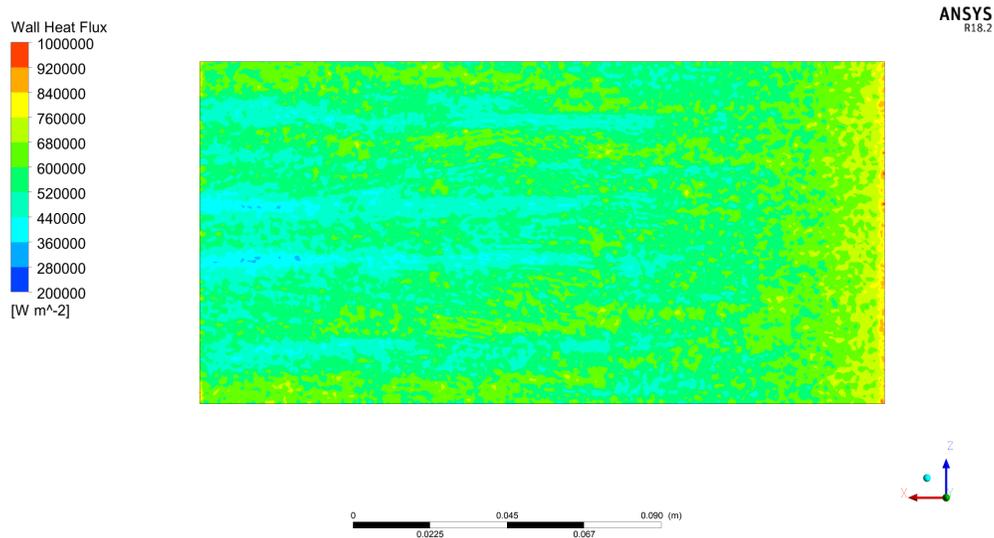


Figura 4.33: Contorno de flujo de calor en la pared caliente superior para el caso 6 con  $Re=15.000$ .

La zona donde el flujo de calor es menor, es decir en el centro de la placa superior, coincide con el perfil de temperatura alta como se puede ver en la figura 4.34. Esto explica el bajo flujo, y es que cuanto menor es la diferencia de temperatura, mayor es el flujo de calor. De todos modos, en términos generales se genera una mezcla mejor dentro del fluido que en casos anteriores, hay más zonas en altura media entre placas donde los rangos de temperatura alcanzan los 302 [K].

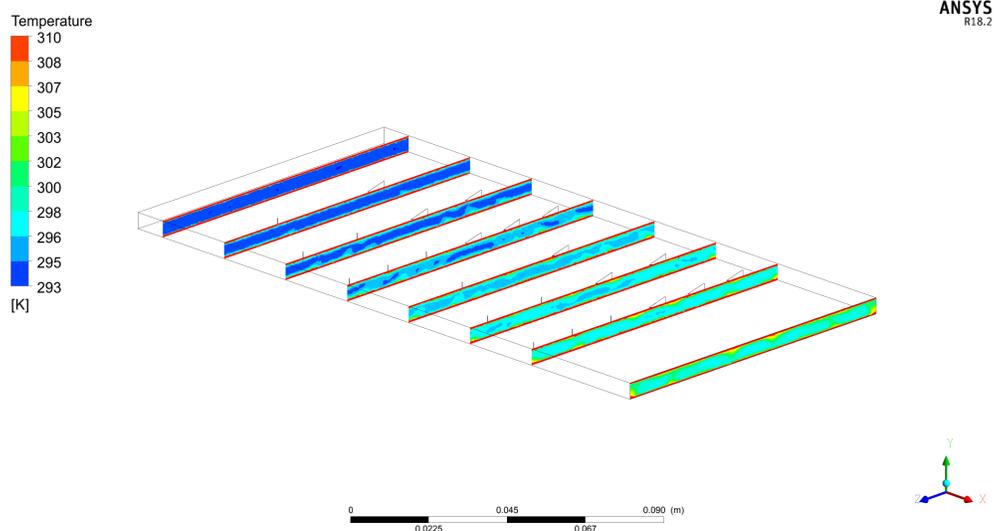


Figura 4.34: Contornos de temperatura en los distintos planos de corte y la salida del caso 6 con  $Re=15.000$ .

## 4.8 Caso 7

El caso 7 cuenta con 12 generadores concentrados en 2 filas. El desplazamiento con los generadores de la fila siguiente en  $Z$  es cero. Así, como se puede ver en la figura 4.35, el fluido se interrumpe en 6 zonas marcadas por las posiciones de estos GVL. Es notable que análogo a los casos anteriores, las líneas de flujo en  $z=0$  no se ven afectadas, como pasa también entre generadores de la misma fila.

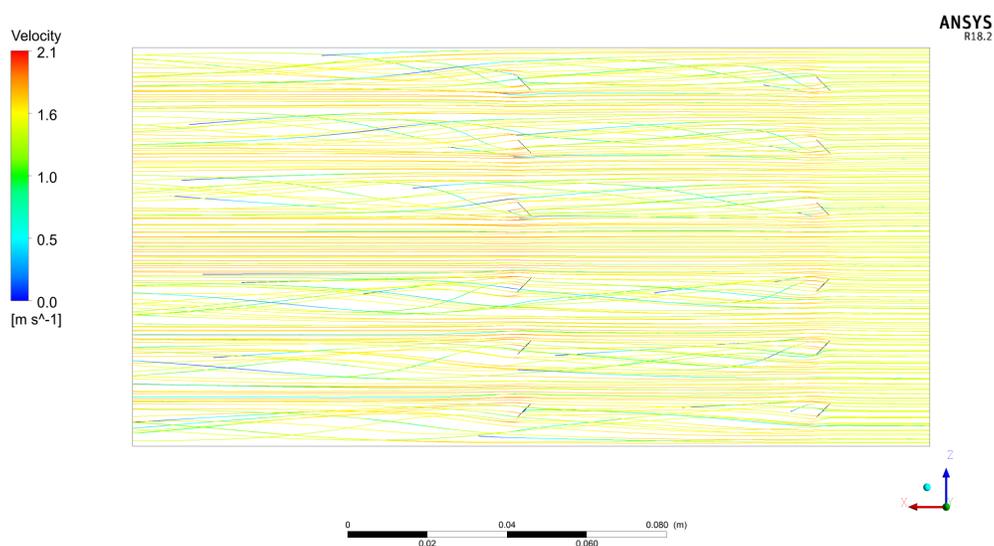


Figura 4.35: Líneas de flujo en el caso 7 con  $Re=15.000$ .

Los vórtices generados se pueden identificar en la figura 4.36, donde se puede destacar que los vórtices de la fila 4 son de mayor volumen que la fila 1. Además, se repite el patrón de que los vórtices generados en los costados son más largos.

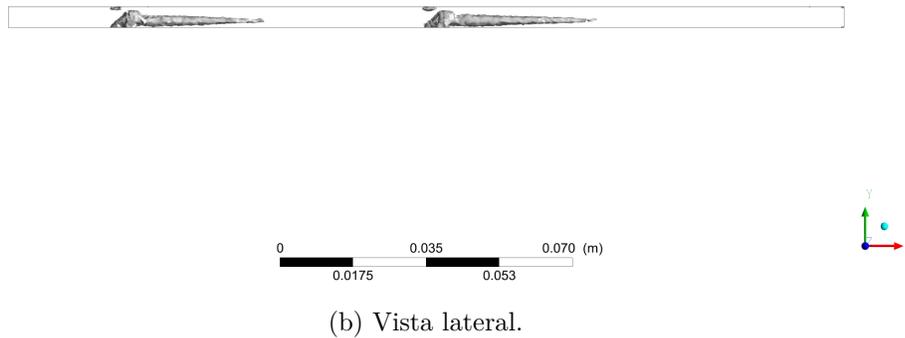
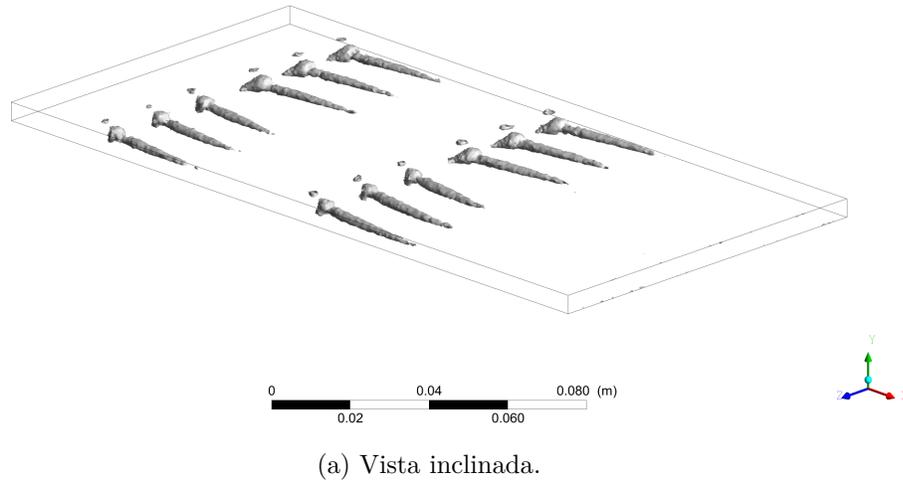


Figura 4.36: Isosuperficies de vorticidad con  $Q=10.000 \text{ [s}^{-2}\text{]}$  en el caso 7 con  $Re=15.000$ .

El efecto de los GVL en la transferencia de calor, se puede evidenciar en la figura 4.37 para la placa inferior. Nuevamente las zonas de aumento coinciden con los vórtices generados. Las zonas azules (menor flujo de calor) coinciden con las zonas donde el flujo no se vio interrumpido y siguió la trayectoria inicial. También se puede destacar que se presentan zonas donde el flujo de calor alcanza los  $840 \text{ [kW m}^{-2}\text{]}$  tras la segunda fila de generadores. Esto implica que fluido más frío, probablemente proveniente de esta zona intacta, interactuó con la placa caliente, gracias al vórtice generado.

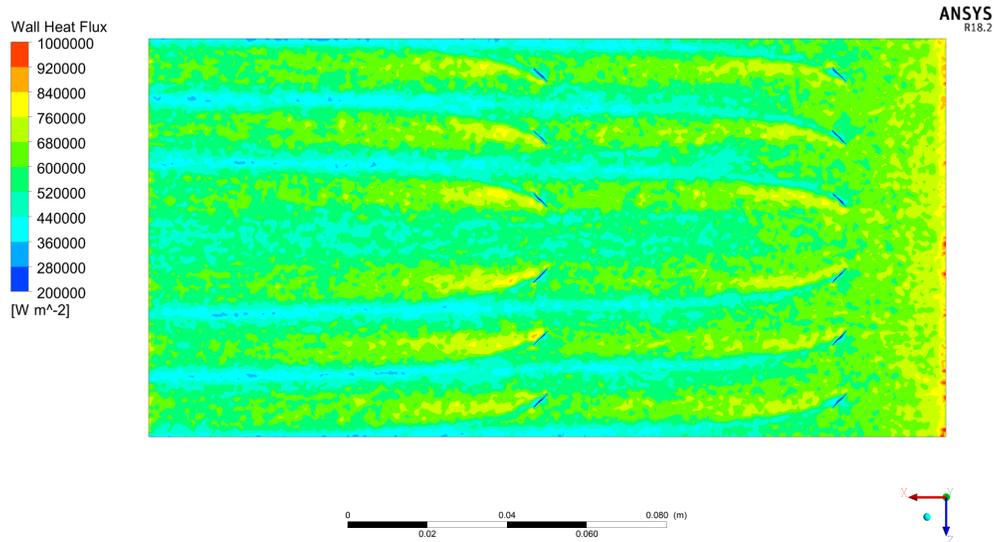


Figura 4.37: Contorno de flujo de calor en la pared caliente inferior para el caso 7 con  $Re=15.000$ .

En la placa superior, se presentan más zonas verdes y amarillas que en casos anteriores con la misma cantidad de generadores, por tanto, reduciendo el espaciado entre generadores se aumenta más el flujo de calor en esta pared.

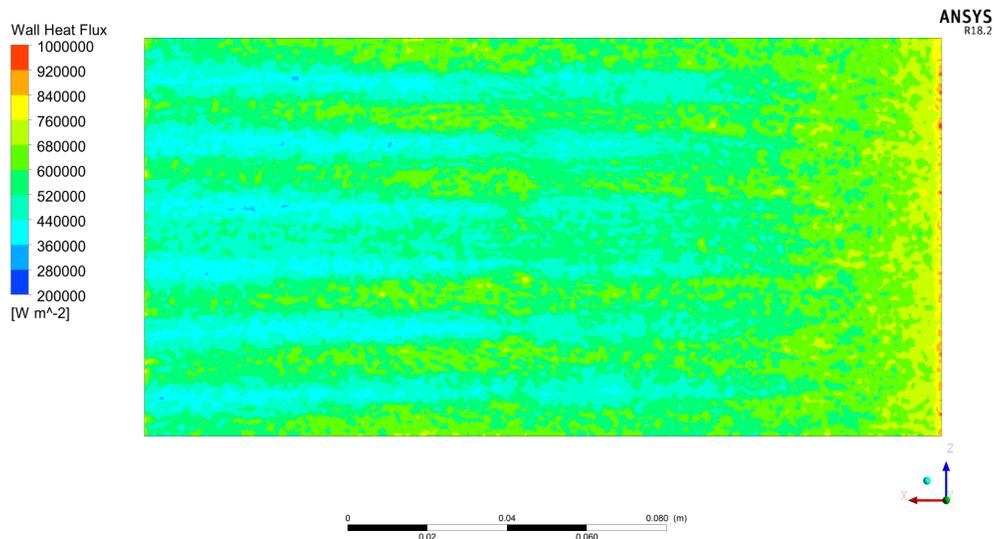


Figura 4.38: Contorno de flujo de calor en la pared caliente superior para el caso 7 con  $Re=15.000$ .

El desarrollo de la temperatura del fluido dentro de las placas se puede ver en la figura 4.39. Se puede notar como el fluido se mezcla debido a la presencia de vórtices. Esto se puede notar con más ímpetu en el plano 4, donde hay más fluido calentado y el perfil de temperatura se ve más afectado. No obstante, cuenta con muchas zonas de fluido frío. En la salida, se puede notar que hay más zonas de temperatura alta, que coinciden con las zonas

donde hay menor flujo de calor, sin embargo, hay alta mezcla de fluido pues se distinguen algunas zonas verdes, con temperaturas entre los 302 y 305 K en alturas medias.

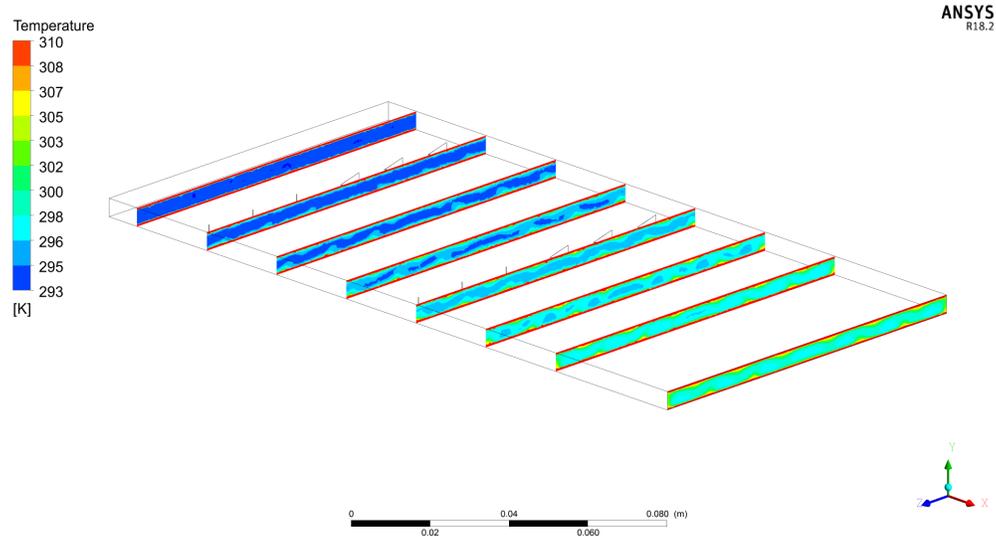


Figura 4.39: Contornos de temperatura en los distintos planos de corte y la salida del caso 7 con  $Re=15.000$ .

## 4.9 Caso 8

El caso 8 es similar al caso 6 extrayendo las filas con dos generadores y adelantando las demás. Como se puede ver en la figura 4.40 que se forman 8 "flechas", utilizando cada generador como vértice. El generador que comparten las flechas centrales con las externas, no interactúan con los vórtices generados por la primera fila de generadores, como si lo hacen los demás generadores vértice de las fila 2. Aunque se puede notar, que los vórtices generados por estos generadores se juntan con los vórtices generados por las filas 4 y 5 casi en la salida del dominio.

Se distingue una zona de alta velocidad en el vértice de ataque de los 4 generadores de vórtice más centrales, lo que se puede deber a acumulación de fluido. También se puede notar que en la zona media de la placa, en Z, no se ven afectadas las líneas de flujo por los GVL, como en la totalidad de los casos.

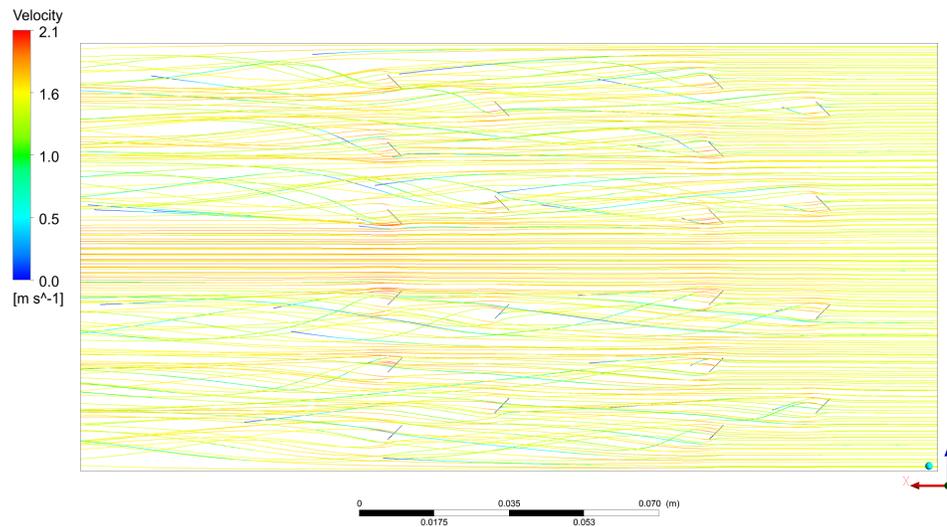
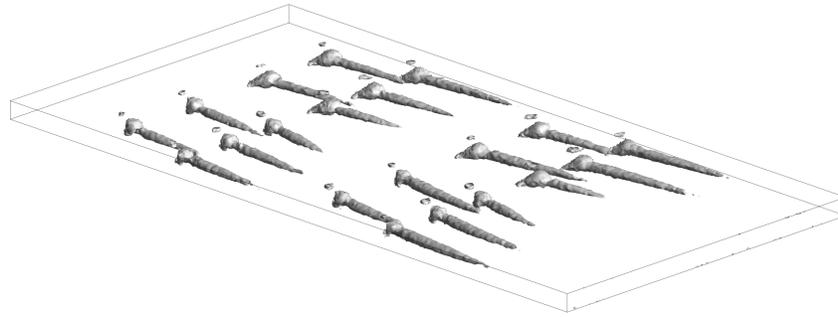


Figura 4.40: Líneas de flujo en el caso 8 con  $Re=15.000$ .

En la figura 4.41 se ven los vórtices formados por cada GVL. Se puede notar que mientras más centrales esta, más cortos son y mientras más cerca de los planos de simetría más largos. También se nota una relación entre la cantidad de generadores por fila y el largo del vórtice. Así, se puede notar que con más generadores por fila, se logran vórtices más cortos en el centro. También cabe destacar, como se ve en la figura (b), que los vórtices siguen estando apegados a la placa inferior y no se logran distinguir vórtices secundarios.



(a) Vista inclinada.



(b) Vista lateral.

Figura 4.41: Isosuperficies de vorticidad con  $Q=10.000 \text{ [s}^{-2}\text{]}$  en el caso 8 con  $Re=15.000$ .

El flujo de calor asociado a este caso se puede ver en la figura 4.42 para la placa inferior. En esta se pueden distinguir zonas de aumento del flujo asociadas a los vórtices generados. Es destacable el aumento que se genera en la fila 4, pues en los GVL centrados el aumento es mucho más notorio que en el otro par de generadores. esto se puede deber a que se potencian los vórtices generados en una posición parecida en  $Z$  pero en filas aguas arriba.

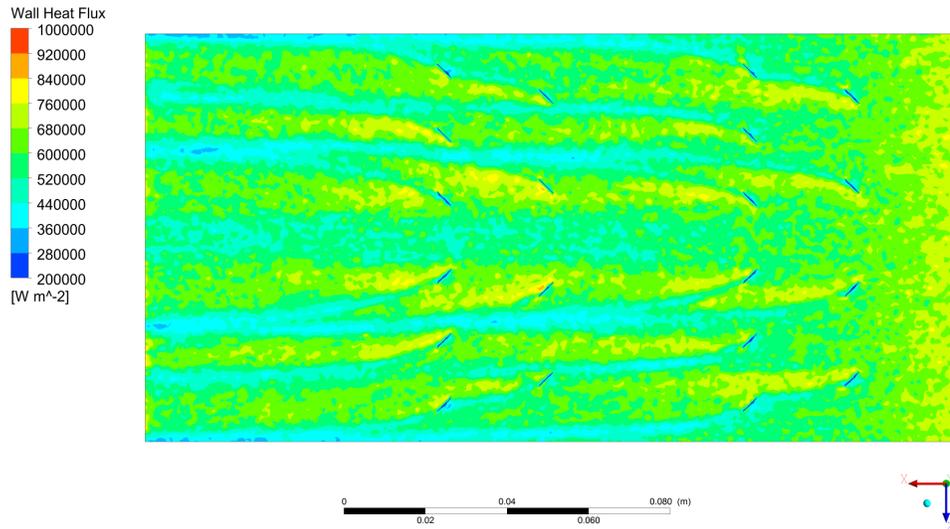


Figura 4.42: Contorno de flujo de calor en la pared caliente inferior para el caso 8 con  $Re=15.000$ .

Tal como pasó en el caso 7, el aumento en la densidad de generadores en filas, influye de manera positiva al flujo de la placa superior, como se puede notar en la figura 4.43. Se distinguen zonas más amarillas y verdes, aunque también se ven algunas zonas azules en la zona central, cerca de la salida.

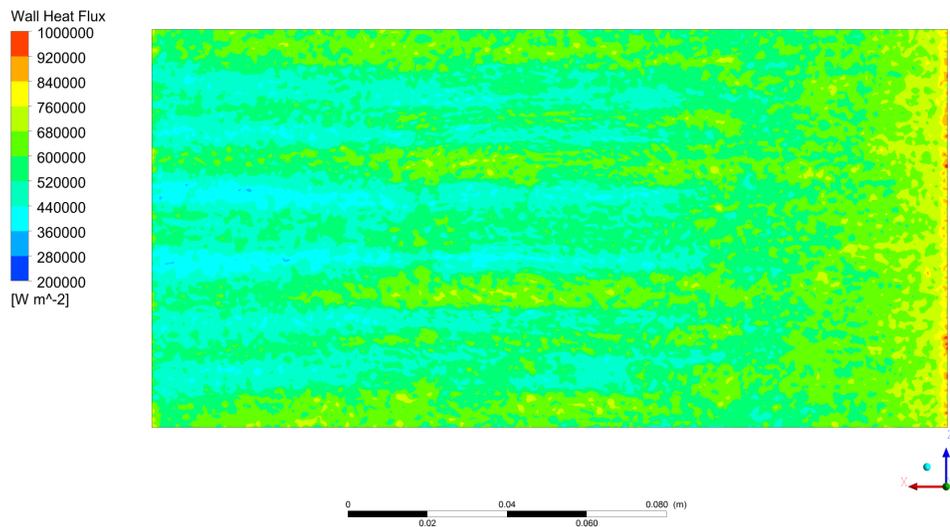


Figura 4.43: Contorno de flujo de calor en la pared caliente superior para el caso 8 con  $Re=15.000$ .

En cuanto a la temperatura del fluido, se puede ver la mezcla de fluidos en la figura 4.44. El efecto positivo de los 4 más 6 generadores de las filas 1 y 2 respectivamente, se puede distinguir de manera notoria en el plano 4, pues en relación con el caso base, el menor porcentaje permanece con temperaturas bajas, cercanas a la temperatura de entrada.

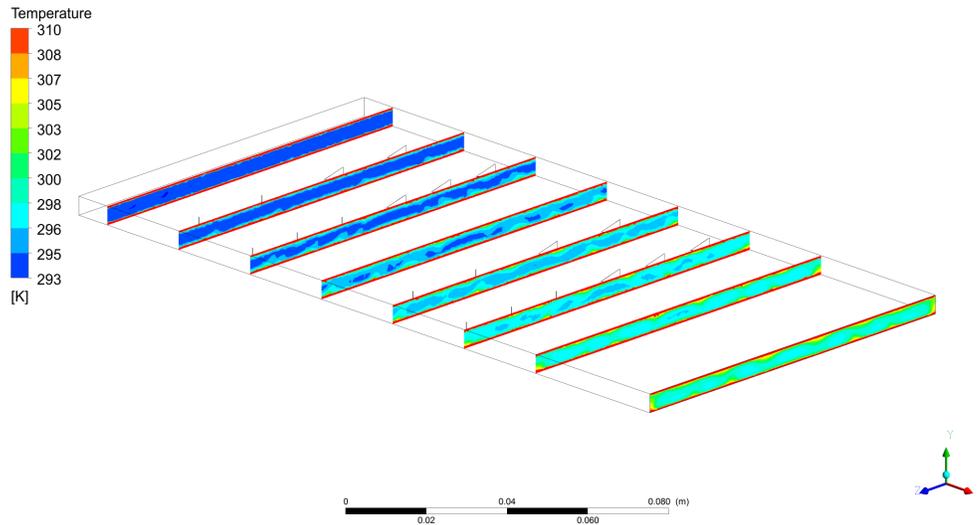


Figura 4.44: Contornos de temperatura en los distintos planos de corte y la salida del caso 8 con  $Re=15.000$ .

## 4.10 Caso 9

En este penúltimo caso, en cierto nivel se intercala la cantidad de generadores por fila. Como se puede ver en la figura 4.45, a cada lado se generan tres zonas de desorden en el fluido. La primera es la de los vórtices centrales, con un leve desplazamiento en  $z$  respecto a la fila siguiente. Estos leves desplazamientos potencian la formación de vórtices y así la mezcla de fluido. La segunda zona genera vórtices más leves y la componen los GVL más solitarios ubicados en las filas 2 y 5. Los vórtices que se generan parecen ser tan débiles que probablemente aportan a la continuidad o formación de vórtices centrales o los generados a los costados. Estos forman la tercera zona, que al igual que la interior, generan vórtices de alto diámetro, fomentado por el pequeño desplazamiento en  $Z$

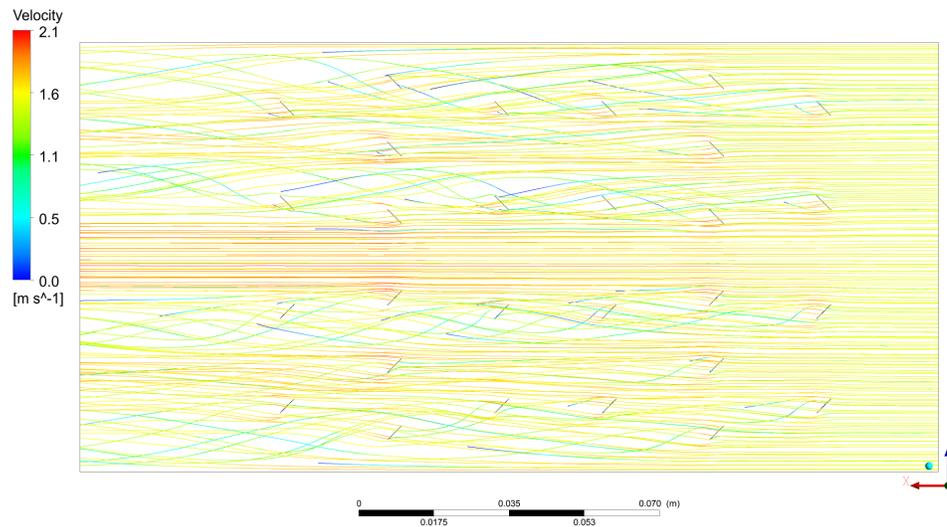
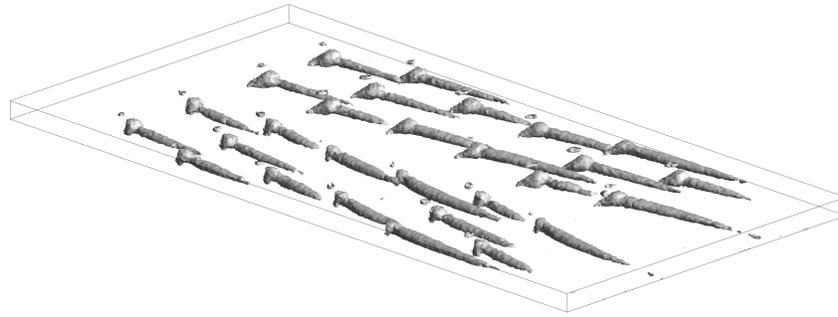


Figura 4.45: Líneas de flujo en el caso 9 con  $Re=15.000$ .

En la figura 4.46 se ve la densidad de la vorticidad generada por este caso, que hasta el momento es el más numeroso en cantidad de GV. Se puede notar, que contrario al comportamiento de otros casos, los generadores centrales de la última fila presentan una mayor longitud que los externos. Esto se puede deber a que el generador externo de la fila anterior (fila 5) interrumpe la formación de el vórtice externo de la fila 6 y da paso a que el vórtice central se desarrolle de manera más libre. Este mismo fenómeno es el que ocurre con los vórtices centrales de la fila 5 y el vórtice generado en la fila anterior.

Por tanto, en cuanto a la formación de vórtices, se puede decir que desplazar en  $z$  pequeñas distancias, puede ayudar a la formación del vórtice nuevo si se ubica el generador en la dirección del eje del vórtice anterior o prolonga este último si la distancia en  $z$  va en la otra dirección.



(a) Vista inclinada.



(b) Vista lateral.

Figura 4.46: Isosuperficies de vorticidad con  $Q=10.000 \text{ [s}^{-2}\text{]}$  en el caso 9 con  $Re=15.000$ .

Los fenómenos discutidos, muestran su efecto en cuanto al flujo de calor en la figura 4.47. Los vórtices solitarios de la zona dos identificada, aumenta el flujo en menor medida que la zona extrema y central, pero parecieran ser un aporte al objetivo de estas. La zona central es la que mayor aumento de flujo de calor presenta, llevándolo a rangos entre los  $920 \text{ [kW m}^{-1}\text{]}$  y  $1000 \text{ [kW m}^{-1}\text{]}$ .

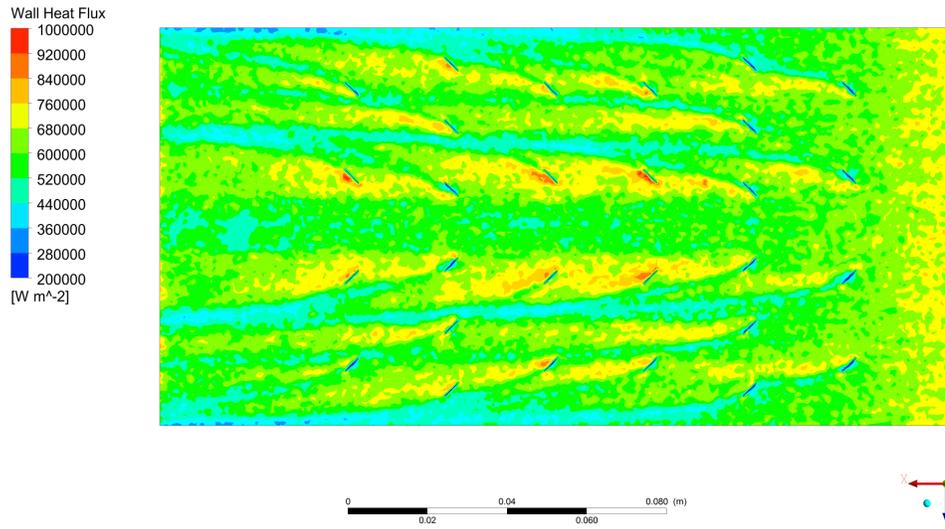


Figura 4.47: Contorno de flujo de calor en la pared caliente inferior para el caso 9 con  $Re=15.000$ .

El aumento en la densidad de generadores también entregó un resultado positivo en cuanto a la transferencia de calor en la placa superior, con más zonas amarillas que en casos anteriores, como se puede ver en la figura 4.48

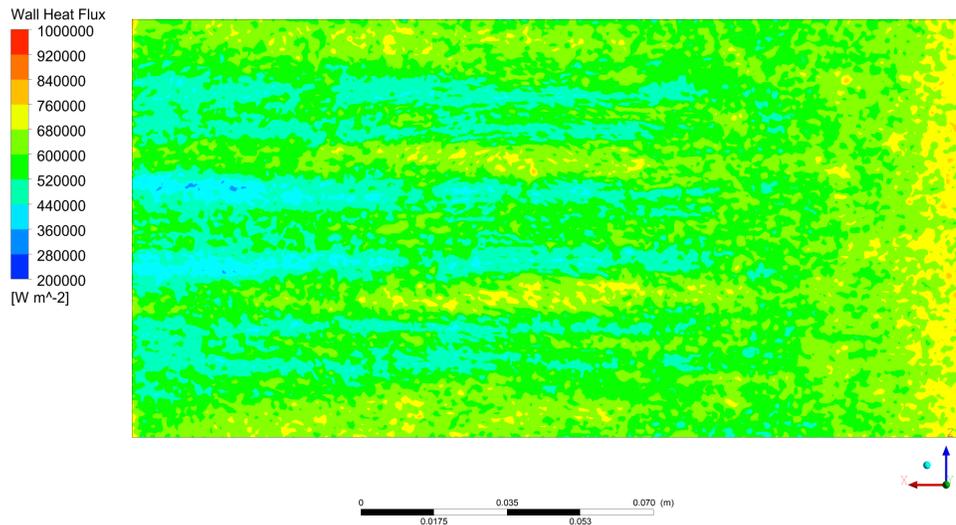


Figura 4.48: Contorno de flujo de calor en la pared caliente superior para el caso 9 con  $Re=15.000$ .

En cuanto a la mezcla de temperaturas del fluido, se puede notar en la figura 4.49 que este caso distribuye mucho mejor la temperatura. Desde el plano 3 ya se nota una notable diferencia y en el plano 4 ya no hay zonas con temperaturas en el rango de temperatura de entrada. Este hecho es el que permite que el flujo de calor sea mayor.

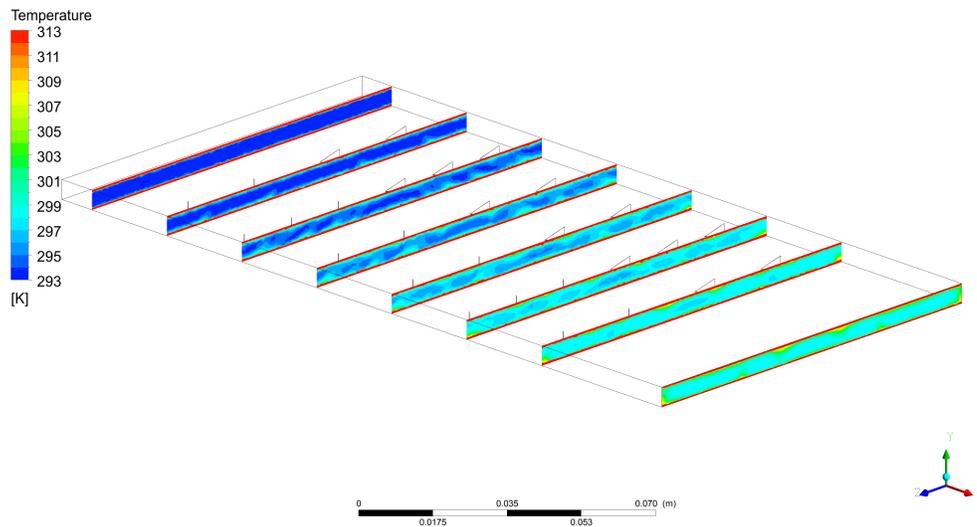


Figura 4.49: Contornos de temperatura en los distintos planos de corte y la salida del caso 9 con  $Re=15.000$ .

## 4.11 Caso 10

El caso 10 es el que cuenta con más generadores, 10 más que el caso 9 y a diferencia de todos los casos, disminuye la separación entre los generadores centrales, formando pares de delta winglets ("*Delta Winglet Pair*"). Como se puede ver en la figura 4.50, este último detalle genera que el flujo aumente su velocidad en el centro, como lo marcan las líneas de flujo de color rojo. Esto puede provocar que se generen aumentos en el flujo de calor en la zona de baja presión de los generadores, a diferencia de los casos que no forman un par de delta winglets.

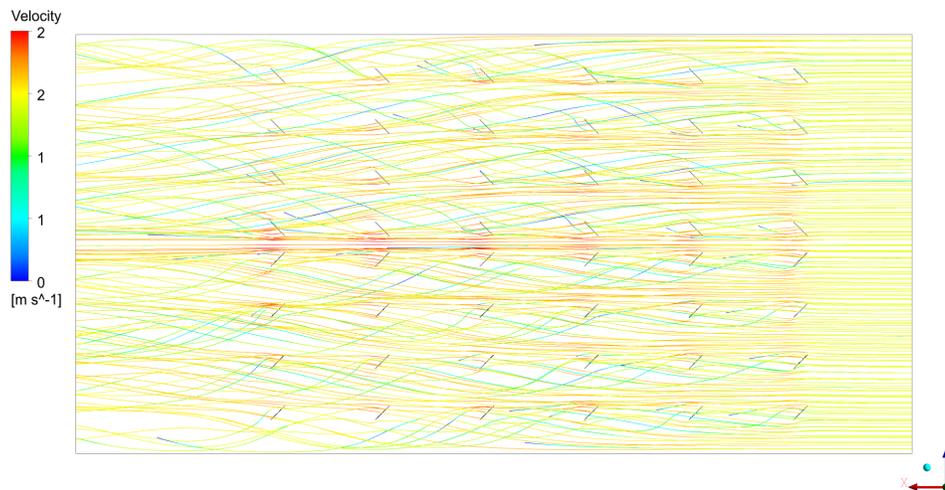
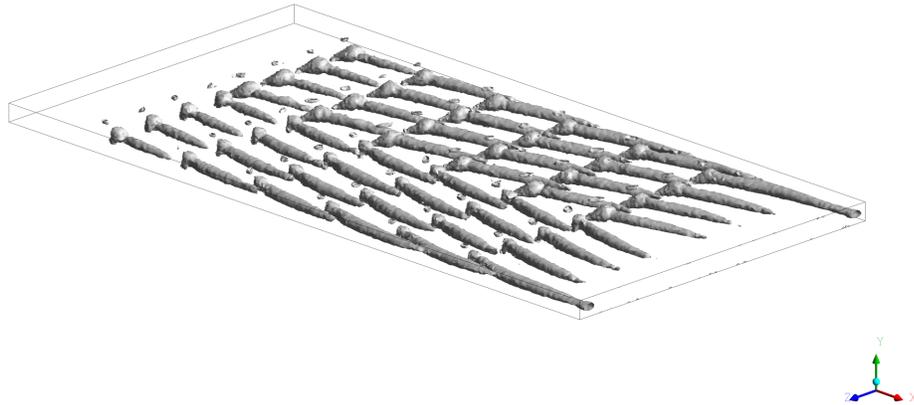


Figura 4.50: Líneas de flujo en el caso 10 con  $Re=15.000$ .

La figura 4.51 muestra como los vórtices de los costados tienden a ser más largos, pro-

blemente beneficiándose del sentido de flujo contrario que se da al otro lado del plano de simetría, donde se puede decir que se forma un par de delta winglets inverso. También se puede notar que el diámetro alcanzado es mayor que los casos anteriores, debido a la alta cantidad de generadores ubicados uno tras otro. Esto genera que no se peguen exclusivamente a la placa inferior, y genere movimiento de fluido cerca de la placa superior.



(a) Vista inclinada.



(b) Vista lateral.

Figura 4.51: Isosuperficies de vorticidad con  $Q=10.000 \text{ [s}^{-2}\text{]}$  en el caso 10 con  $Re=15.000$ .

En cuanto al aumento en el flujo de calor, se puede notar que en la placa inferior, figura 4.52, que se presentan zonas donde el flujo alcanza los rangos mayores, pero en menor medida que el caso 9. No obstante, logra aumento en la transferencia de calor en casi la totalidad de la placa, particularmente en toda la zona central, a diferencia de los 9 casos anteriores.

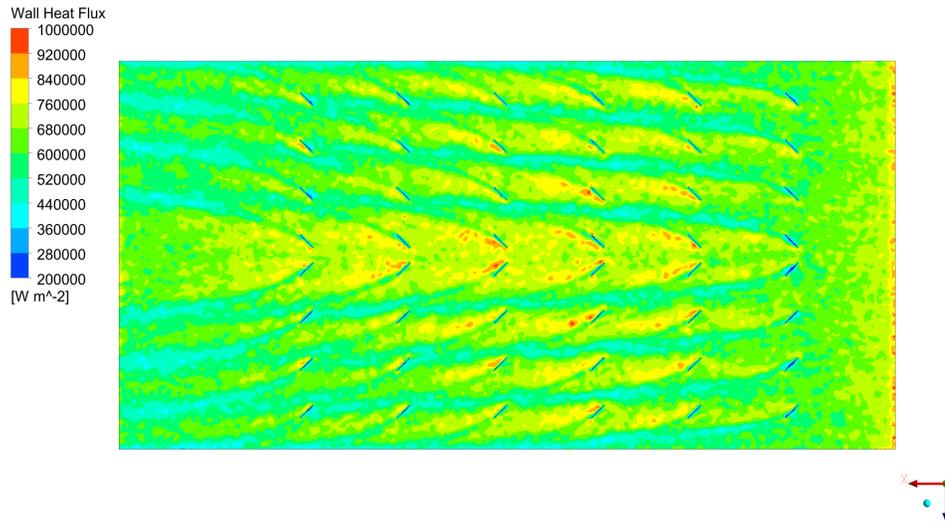


Figura 4.52: Contorno de flujo de calor en la pared caliente inferior para el caso 10 con  $Re=15.000$ .

El caso de la pared superior, como se puede ver en la figura 4.53, también demuestra mejores resultados que todos los demás casos, logrando flujos superiores a los  $760.000 \text{ [W m}^{-2}\text{]}$  en un alto porcentaje de la placa. Esto se debe al diámetro mayor que alcanzan los vórtices, generando movimiento de fluido cerca de la pared superior.

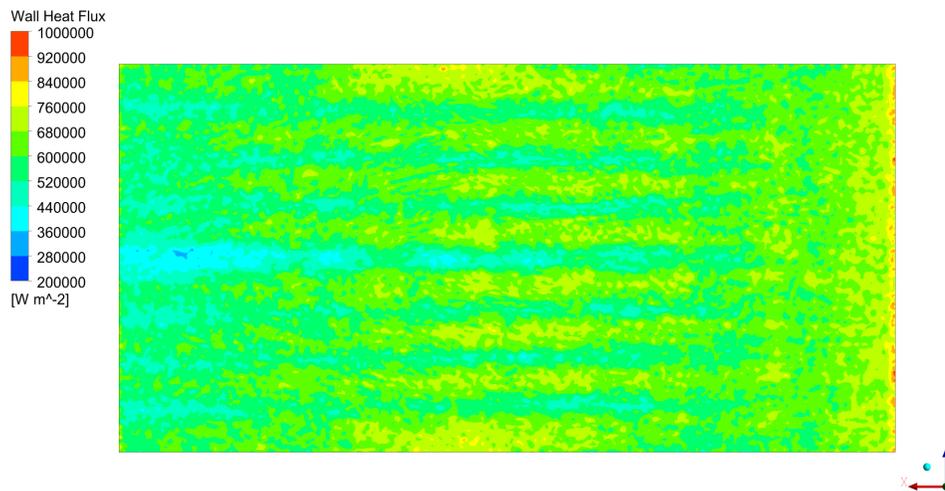


Figura 4.53: Contorno de flujo de calor en la pared caliente superior para el caso 10 con  $Re=15.000$ .

La mezcla del fluido, debido a la gran cantidad de vórtices generados dentro de la placa, permitió que a la salida la temperatura se acerque más a una temperatura uniforme, a excepción de la zona central, donde se pueden notar temperaturas más altas como permite ver la figura 4.54.

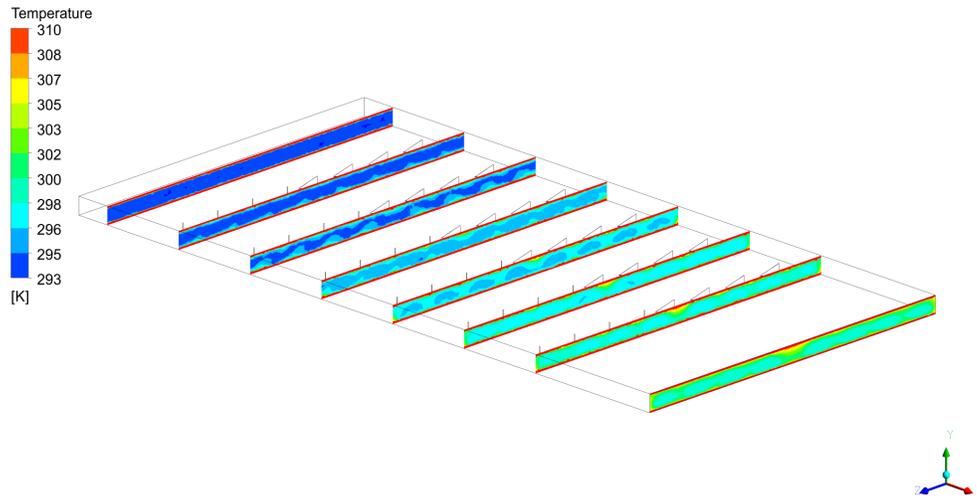


Figura 4.54: Contornos de temperatura en los distintos planos de corte y la salida del caso 10 con  $Re=15.000$ .

## 4.12 Comparación de casos

### 4.12.1 Flujo de calor

Así como se pudo ver el flujo de calor a través de las placas para cada caso en  $Re = 15.000$ , la figura 4.55 muestra el flujo medio de calor a través de las paredes calientes de cada caso para distintos valores de Reynolds.

Se puede distinguir un crecimiento prácticamente lineal en el flujo de calor respecto al aumento en la velocidad. Así mismo, se puede notar que los casos con más generadores, como son el caso 9 y 10, son los que permiten un mayor flujo de calor, este último alcanzando los  $256.544 \text{ [W m}^{-2}\text{]}$  para un Reynolds de 4.000, hasta los  $619.486 \text{ [W m}^{-2}\text{]}$  para el  $Re$  de 15.000. Esto se debe a la alta mezcla que generan del fluido, permitiendo interactuar fluidos más fríos con fluidos a altas temperaturas o con las paredes en si.

Así mismo, se puede evidenciar que el caso base es el que menor flujo de calor permite para el Reynolds de 4.000, alcanzando con  $205.551 \text{ [W m}^{-2}\text{]}$  mientras que logra un flujo  $542.609 \text{ [W m}^{-2}\text{]}$  para el  $Re$  más alto. Para este mismo Reynolds, el que permite menor flujo de calor en promedio es el caso 1, ponderando  $541.326 \text{ [W m}^{-2}\text{]}$ . Esta diferencia con el caso base se puede adjudicar al error aceptable de la simulación.

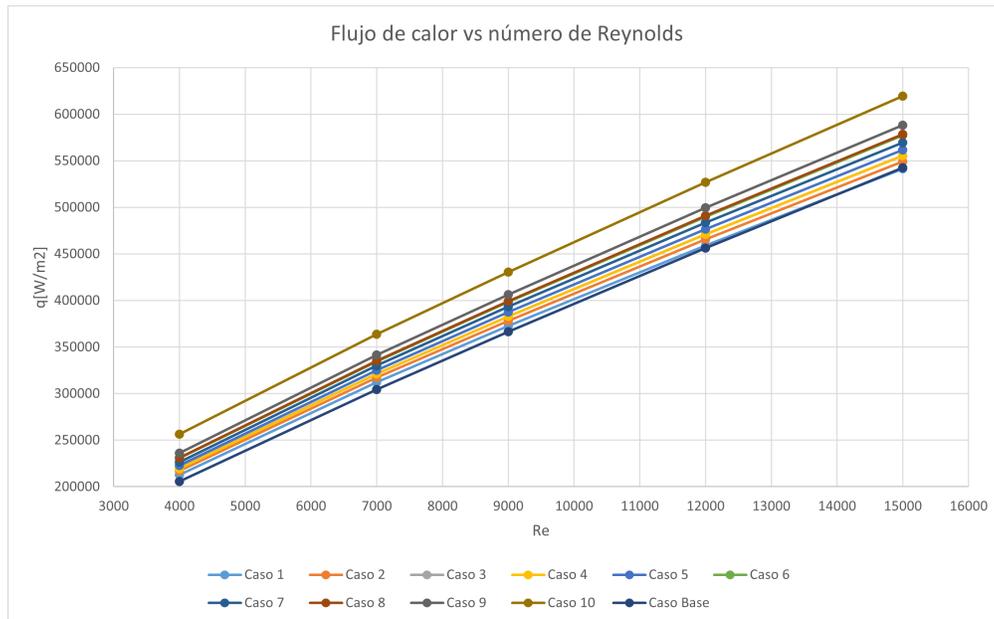


Figura 4.55: Flujo de calor medio a través de las paredes calientes.

### 4.12.2 Número de Nusselt

Como se pudo evidenciar con el flujo de calor, el número de Nusselt mayor lo vuelve a obtener el caso 10 con la mayor cantidad de generadores, como se puede ver en la figura 4.56, alcanzando valores entre 66,9 y 156,3 para el Reynolds de 4.000 y 15.000 respectivamente. El porcentaje de aumento, respecto al caso base, se puede ver en la figura 4.57. El aumento para el caso 10 es notoriamente mayor que los demás casos, y se puede evidenciar un aumento decreciente respecto al número de Reynolds. Así, en un Reynolds menos turbulento, como el los 4.000, se logran mayores aumentos en todos los casos.

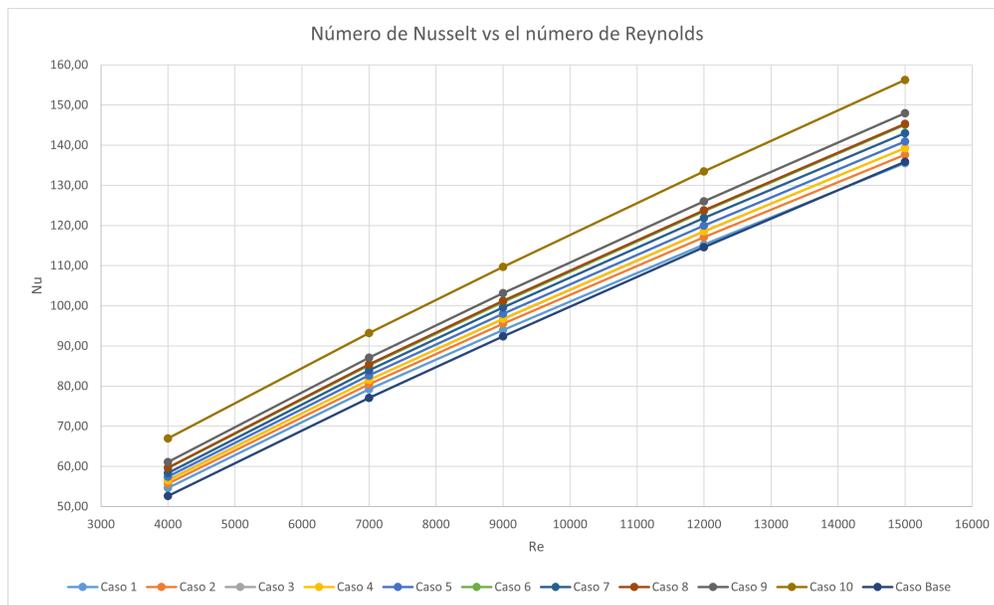


Figura 4.56: Número de Nusselt para cada caso.

El caso 6 y 8 tienen una tendencia parecida en cuanto al aumento del Nu, siendo el caso 8 un leve porcentaje mayor, con un aumento de 13,4% en el Re más bajo y de 7% para el Reynolds mayor. Esto es destacable, pues el caso 8 cuenta con 4 generadores de vórtice menos que el caso 6, los GVL que forman la "punta de la flecha". Así se puede rescatar que la presencia de ese generador solo perjudica la el trabajo de la alta densidad de generadores que vienen a tras el, y se puede omitir en el futuro.

El caso de menor aumento, como era de esperarse, es el con menor cantidad de generadores, el caso 1. Incluso, para el Reynolds mayor, de 15.000, genera una disminución del 0,2% en el Nu. Este efecto es adjudicable únicamente a un error de la simulación, y se debe considerar como un caso que no aporta en rangos de alta turbulencia. Para el Re menos turbulento, este caso logra un aumento del 3,8%, mientras que el caso 10 alcanza 27,2%.

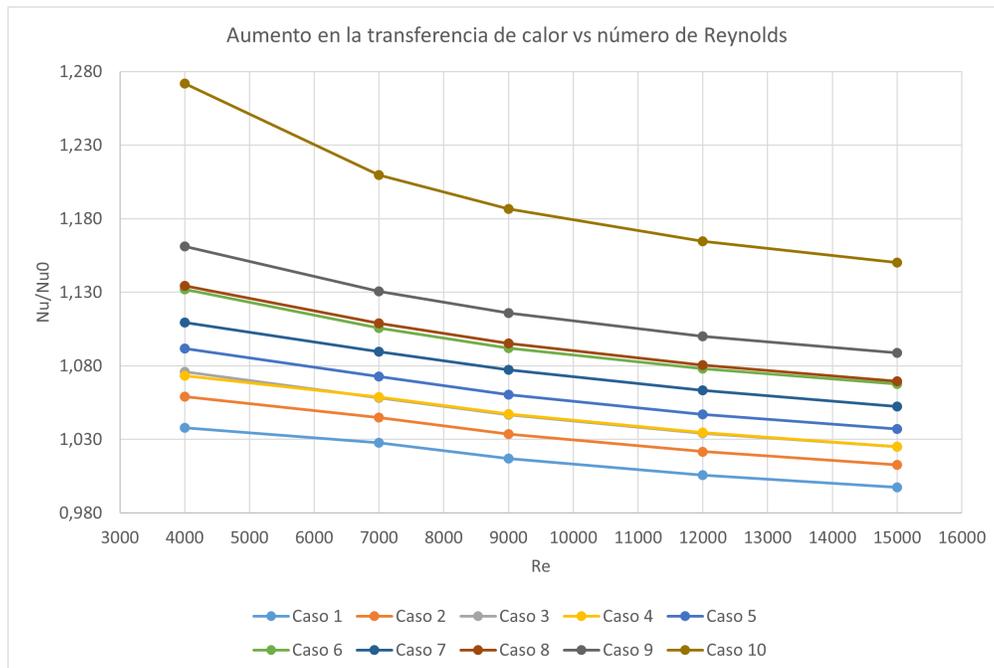


Figura 4.57: Aumento en la transferencia de calor respecto al caso base.

### 4.12.3 Factor de fricción

La caída de presión dentro del intercambiador es un factor negativo asociado a la presencia de generadores de vórtice. La figura 4.58 muestra, como es de esperarse, que el caso con mayor cantidad de GV genera un factor de fricción notoriamente superior al resto de los casos, mientras que el caso con 4 generadores, el caso 1, es el menor sin considerar el caso base.

Para cada caso estudiado, se nota un decrecimiento en el factor de fricción respecto al número de Reynolds. También, la tendencia es a que, mayor cantidad de generadores genera mayores efectos en la fricción. No obstante, en casos con la misma cantidad de generadores, se evidencian diferencias en este aspecto. Por ejemplo los casos 3, 5 y 7, que cuentan con 12 GVL cada uno. El caso 7 aumenta de un 44 a un 46% el factor de fricción como se ve en la figura 4.59, mientras que los casos 5 y 3 van de 40 a 43% y 39,4 a 42,1% respectivamente.

La diferencia radica en la densidad de generadores por fila de cada caso. Así, el caso 7 genera 6 vórtices tras la primera fila, mientras que el 5 genera 2 y luego 4, donde los primeros dos interactúan con dos de los 4. Así, se tienen 4 vórtices tras la fila 2 en vez de 6. El caso 3, al tener todos los vórtices alineados uno tras otro en las 6 filas, cada vórtice alimenta al otro, donde se puede hablar de 2 grandes vórtices equivalentes en vez de 6, como se vio en las líneas de flujo del caso.

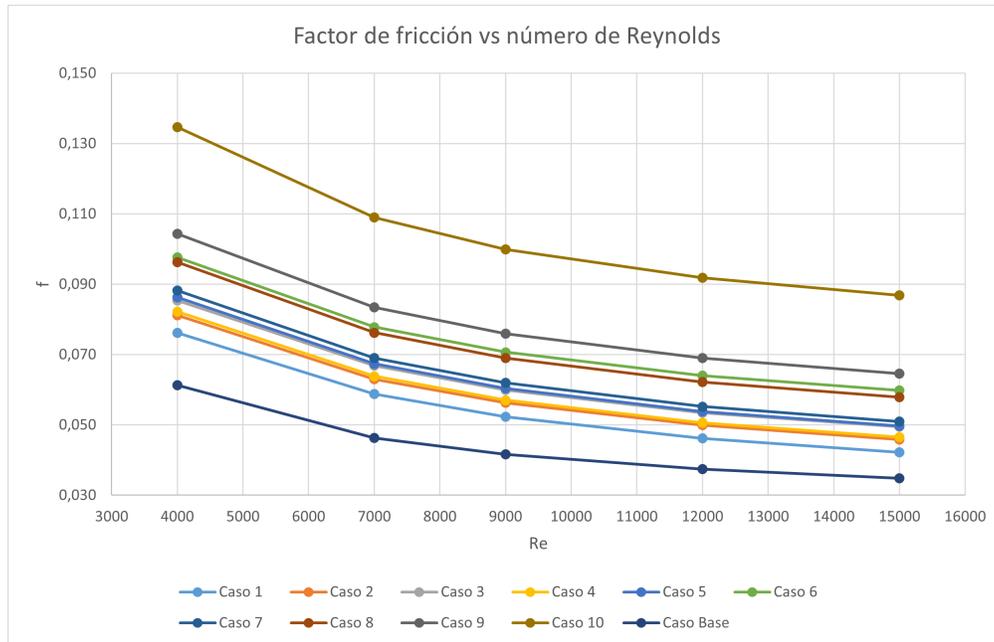


Figura 4.58: Factor de fricción para cada caso.

Por otro lado, se puede evidenciar que los casos con 8 generadores de vórtice, como son el caso 2 y 4, presentan similares aumentos en la fricción, siendo mayor el caso 4 con 2% más en promedio. Esta pequeña diferencia se debe a que los vórtices generados por este caso abarcan una mayor cantidad del área de las placas.

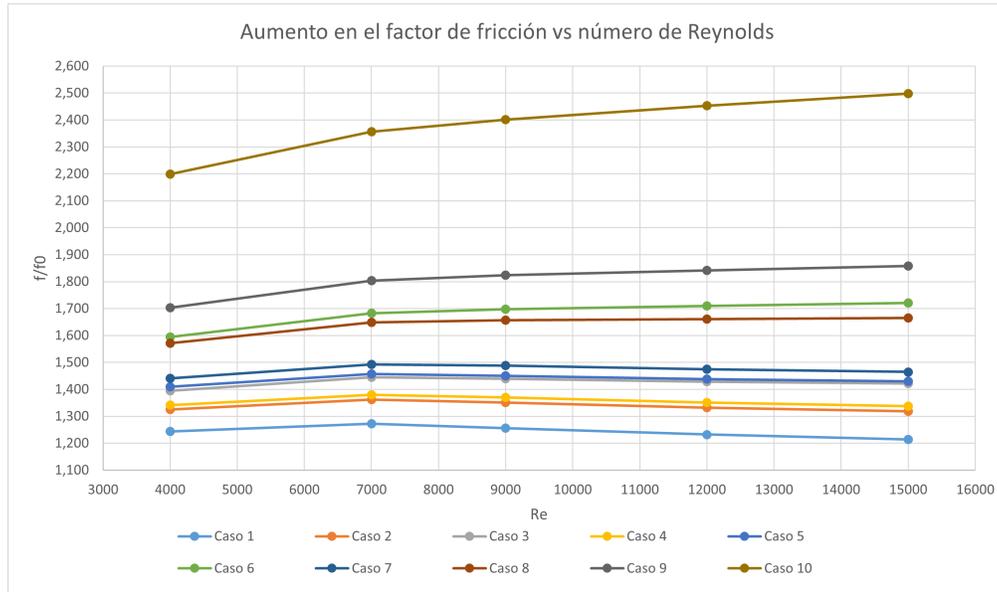


Figura 4.59: Aumento en el factor de fricción respecto al caso base.

#### 4.12.4 Análisis de desempeño

El desempeño de los casos se evalúa en relación al rendimiento térmico y se puede ver la comparación de todos los casos en la figura 4.60. Se puede notar al respecto, que no hay un caso que domine en cada uno de los rangos de Reynolds, pues para rangos más bajos, el caso 7, de 12 generadores, es el más eficiente, mientras que para el Reynolds de 15.000 viene siendo el caso 1 y el 2. El caso 1, al no generar aumentos en la transferencia de calor, no se debe considerar un caso destacable. Adicionalmente, se puede notar que ningún caso alcanza a mejorar el caso base, en cuanto a mejorar el rendimiento del intercambiador, siendo el caso 7 para Reynolds de 4000 el más cercano a alcanzar la unidad.

El caso 10 presenta un buen desempeño respecto a los demás casos en el Re menor, pero se escapa negativamente para los demás casos. Esto se debe a la fuerte influencia en el factor de fricción debido a la alta cantidad de generadores presentes.

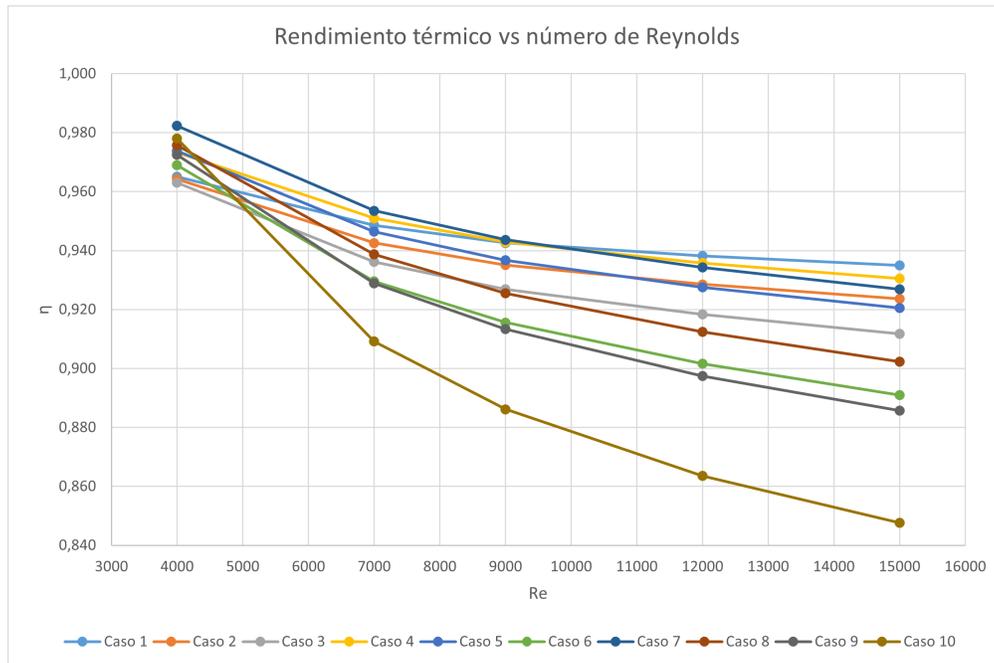


Figura 4.60: Rendimiento térmico de cada caso.

Para evaluar si es conveniente invertir en generadores en el sentido del flujo o en el sentido transversal, se genera el gráfico de la figura 4.61 con los tres casos con 12 generadores de vórtice. Como se discutió, el caso 7 es el de mejor rendimiento térmico, manteniéndose dentro de los mejores casos en el resto de velocidades. Al ser un caso con alta densidad de generadores, en sentido transversal al flujo debe considerarse en un futuro para obtener rendimientos más altos. El caso 10 demostró que no conviene aumentar en ambos sentidos, pues el rendimiento desciende bruscamente en rangos de alta turbulencia.

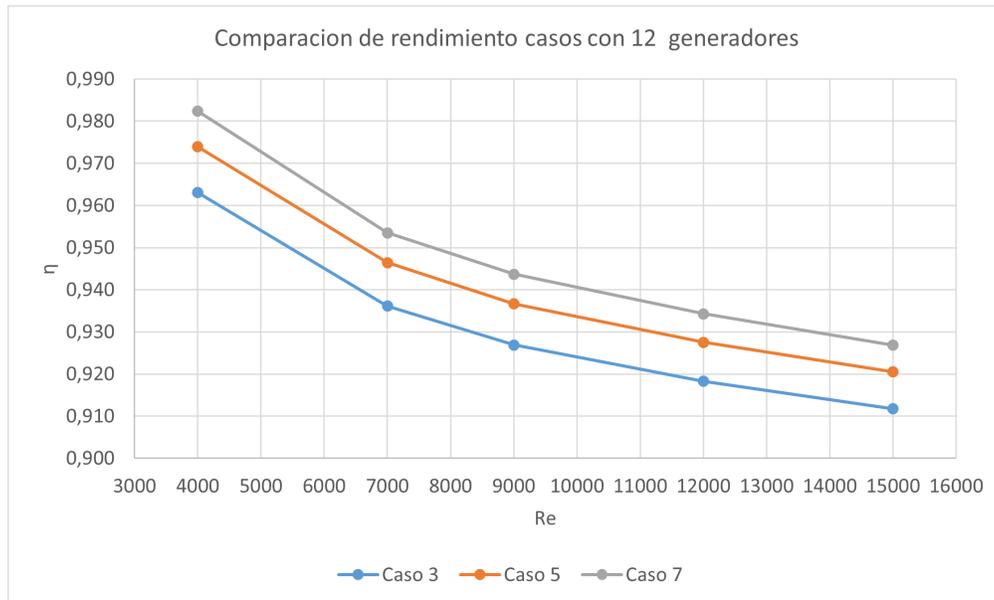


Figura 4.61: Comparación de rendimiento con 12 generadores, disposición transversal al flujo(caso 7), disposición intercalada (caso 5) y disposición longitudinal al flujo (caso 3).

Con estos resultados, se evidencia la dificultad de mejorar el rendimiento en sistemas que utilizan agua en régimen turbulento en contraste con otros fluidos, como el aire. Evidencia de esto, son los resultados logrados por Gesell et al. en [1], que utilizando aire con generadores de vórtice, obtuvo rendimientos superiores a la unidad en casi un 10%. Lo contrario le pasó a Da Silva en [11], cuya simulación laminar con agua tampoco logró superar la unidad en cuanto a rendimiento térmico. Por tanto, el pago en caída de presión es inevitable y se debe asumir para aumentar de la transferencia de calor bajo estas condiciones.

Si bien los rendimientos no son prometedores, si se percibió aumento en la transferencia de calor significativo. Así, en situaciones donde la pérdida de carga no sea un limitante o el objetivo del intercambiador dispuesto en el sistema sea aprovechar el calor disponible, los casos presentados son una buena alternativa. La figura 4.62 presenta el calor que se transfiere desde las paredes calientes en función de la potencia requerida para tres casos con distinta cantidad de GV. Esto permite tener una idea de los costos energéticos asociados a aumentar la cantidad de generadores de vórtice y los alcances de estos. El caso base es el más económico en términos de potencia, pero el que menor calor permite, dentro de los rangos de Reynolds estudiados. Con un pequeño aumento en potencia, de 0,4 [W] aproximadamente, el caso 6 permite transferir casi 2000 [W] en calor.

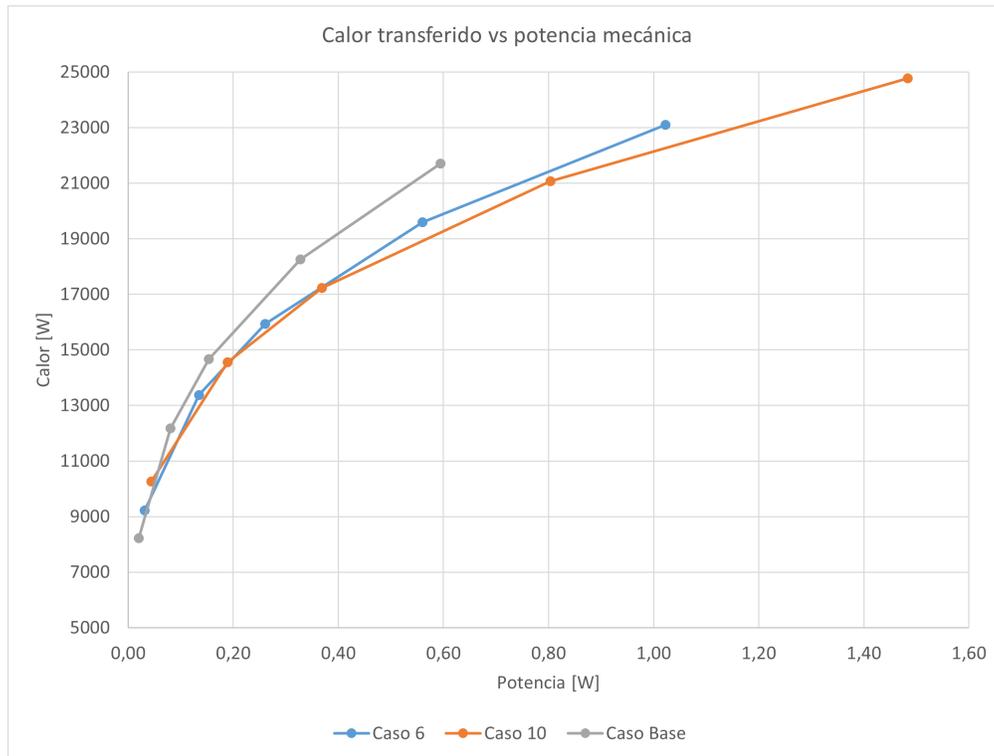


Figura 4.62: Calor transferido a través de las paredes calientes vs potencia.

En la figura 4.63 se presenta el aumento de temperatura en el dominio computacional para los tres casos anteriores con  $Re\ 15.000$ . Estas temperaturas se calcularon en los planos definidos anteriormente, y permiten evidenciar el calentamiento del fluido a lo largo de las placas, desde la entrada ( $X=0\ mm$ ) hasta la salida ( $x=200\ mm$ ). En relación al caso base, la pendiente de la curva va disminuyendo a lo largo del canal y se debe a que la diferencia de temperatura con las paredes se va acortando. No obstante, este decrecimiento en la pendiente es bajo, pues la diferencia no se acorta en gran magnitud. Los generadores de vórtice interrumpen este efecto permitiendo que la curva vuelva a crecer y se puede notar que aumentando la cantidad, esta crece aun más. Así, se obtienen temperaturas más altas a la salida.

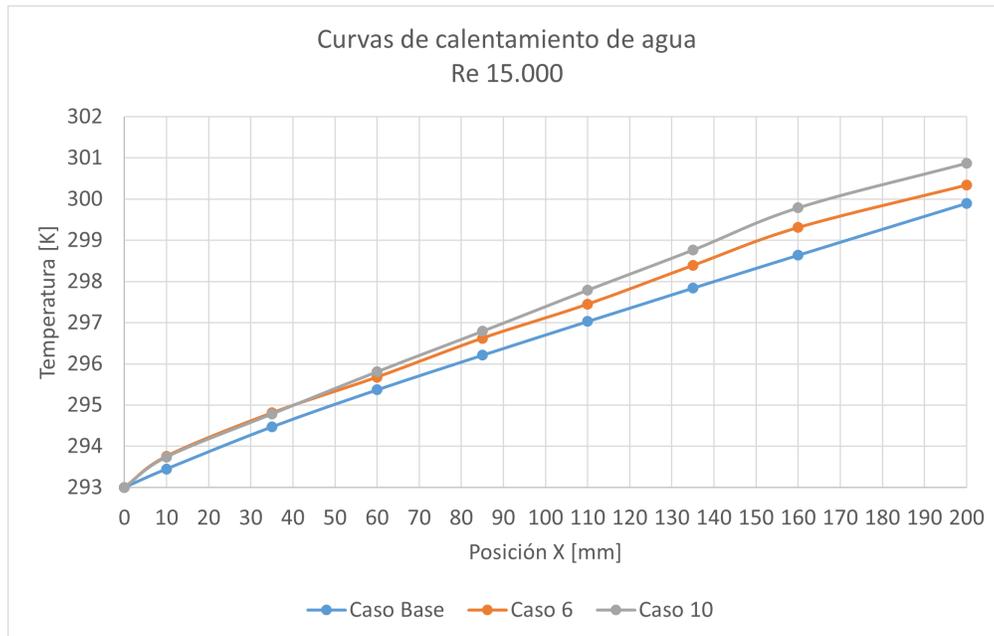


Figura 4.63: Temperatura de Bulk en distintas posiciones a lo largo del canal. Re 15.000

En la tabla 4.1 se presenta el calor total transferido en las placas en el caso 6, calculado de distintos modos. Esto permite mostrar que los posibles errores en los resultados se encuentran dentro de los rangos esperados, pues independiente del método, las diferencias no superan el 3%.

Tabla 4.1: Calor a través de las paredes calientes calculado con tres métodos. Caso 6.

Re	$\dot{Q}_A$ [W]	$\dot{Q}_B$ [W]	$\dot{Q}_C$ [W]
4000	9216,6	9222,2	9384,9
7000	13372,0	13379,6	13551,0
9000	15924,7	15935,1	16127,2
12000	19588,2	19600,1	19845,2
15000	23084,5	23099,0	23409,2

# Capítulo 5

## Conclusiones

Se evaluaron 10 distintas configuraciones de generadores de vórtice tipo delta winglet. Como resultado general, ningún caso logra mejorar el rendimiento térmico del caso base, debido a la alto aumento en el factor de fricción que genera cada uno respecto al aumento en el Nusselt. Además, comparando con el uso de aire, se concluye que con agua es más difícil mejorar el rendimiento térmico, pero que los casos son aplicables en situaciones donde la pérdida de carga no es un factor relevante y pueda ser sustentada.

En cuanto al aumento de la transferencia de calor, se determina que el caso 10, con 48 generadores de vórtice, es el que mejor se desempeña, logrando el mayor aumento de 27,2% con Reynolds de 4.000. Caso contrario es el del caso 1, que obtiene el peor desempeño en esta materia, aumentando aproximadamente 0% el Nu con el Reynolds más alto. También se destaca el desempeño del caso 8, que supera al caso 6 con 4 generadores menos, donde se puede concluir que generadores aislados, al igual que en el caso 1, no son eficientes en régimen turbulento.

Respecto al factor de fricción, el caso 1 es el que menor obtiene, al ser el con menor cantidad de generadores, mientras que el caso 10 es quien domina este aspecto, aumentando la fricción en más de un 200%. Para casos con la misma cantidad de generadores, se evidenció que los casos donde la densidad por filas aumenta, la fricción es levemente mayor.

Se determinó que aumentar la cantidad de generadores en el sentido transversal del flujo es más eficiente que ubicarlos en fila en la dirección del fluido. Esto ya que el caso 7 es tiene un mayor rendimiento térmico que el caso 3 con la misma cantidad de generadores. No obstante, la penalidad por caída de presión sigue siendo muy alta y en rango turbulento no se logra mejorar el caso base.

En cuanto al comportamiento de los vórtices dentro del intercambiador, se evidenció que un leve desplazamiento de generadores entre filas, puede potenciar el aumento en el flujo de calor provocado por los vórtices, donde el segundo generador puede funcionar como un apoyo para el vórtice generado anteriormente. También, se evidenció gracias al caso 10, que la disposición de par de DW potencia el aumento en la transferencia de calor mejor que generadores con mayor separación y con la misma orientación.

## Trabajo propuesto

Tras el trabajo realizado, se pueden seguir distintos caminos para profundizar la investigación en turbulencia:

- El alto de los GVL en este trabajo se fijó como dos tercios de la altura del intercambiador, mientras que el estudio de validación utilizó la altura completa, obteniendo mejores resultados. Se puede realizar un estudio similar a este con generadores tocando ambas placas.
- Se evidenció el beneficio de utilizar desplazamientos pequeños de generadores entre filas, por lo que puede aplicarse a casos similares al caso 10 y ver si aumenta el rendimiento.
- Se puede variar la orientación de generadores alineados en filas distintas, no realizado en este estudio.
- Se debe comparar el comportamiento de placas con ondulaciones tipo Chevron, las más típicas utilizadas para intercambiadores de placa, en régimen turbulento, para compararlas con los casos vistos en este trabajo.
- Variar el fluido de trabajo.

# Bibliografía

- [1] H. Gesell, V. Nandana, and U. Janoske, “Numerical study on the heat transfer performance and efficiency in a rectangular duct with new winglet shapes in turbulent flow,” *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 17, p. 100490, 2020.
- [2] M. Awais and A. A. Bhuiyan, “Heat transfer enhancement using different types of vortex generators (VGs): A review on experimental and numerical activities,” *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 5, pp. 524–545, 2018.
- [3] B. Zohuri, *Compact Heat Exchangers*. No. January, Cham: Springer International Publishing, 2017.
- [4] J. E. Hesselgreaves, R. Law, and D. A. Reay, *Compact Heat Exchangers*. Elsevier Ltd., 2nd ed., 2016.
- [5] C. Ranganayakulu and K. N. Seetharamu, *Compact heat exchangers – analysis, design and optimization using FEM and CFD approach*. John Wiley & Sons, 2018.
- [6] M. Fiebig, “Vortices, generators and heat transfer,” *Chemical Engineering Research and Design*, vol. 76, no. 2, pp. 108–123, 1998.
- [7] P. Chu, Y. L. He, and W. Q. Tao, “Three-dimensional numerical study of flow and heat transfer enhancement using vortex generators in fin-and-tube heat exchangers,” *Journal of Heat Transfer*, vol. 131, no. 9, pp. 1–9, 2009.
- [8] G. Biswas, K. Torii, D. Fujii, and K. Nishino, “Numerical and experimental determination of flow structure and heat transfer effects of longitudinal vortices in a channel flow,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 39, no. 16, pp. 3441–3451, 1996.
- [9] D. F. Elger, L. Barbara A., C. T. Crowe, and J. A. Roberson, *Engineering Fluid Mechanics*. John Wiley & Sons, Inc., 11th ed., 2015.
- [10] F. R. Menter, “Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications,” *AIAA Journal*, vol. 32, no. 8, pp. 1598–1605, 1994.
- [11] F. A. da Silva, D. J. Dezan, A. V. Pantaleão, and L. O. Salviano, “Longitudinal vortex generator applied to heat transfer enhancement of a flat plate solar water heater,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 158, no. April, p. 113790, 2019.
- [12] M. Samadifar and D. Toghraie, “Numerical simulation of heat transfer enhancement in a plate-fin heat exchanger using a new type of vortex generators,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 133, no. September 2017, pp. 671–681, 2018.
- [13] H. E. Ahmed, M. Z. Yusoff, M. N. Hawlader, M. I. Ahmed, B. H. Salman, and A. S. Kerbeet, “Turbulent heat transfer and nanofluid flow in a triangular duct with vortex generators,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 105, pp. 495–504,

2017.

- [14] M. Oneissi, C. Habchi, S. Russeil, D. Bougeard, and T. Lemenand, “Novel design of delta winglet pair vortex generator for heat transfer enhancement,” *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 109, pp. 1–9, 2016.
- [15] K. G. Schmidt, *VDI Heat Atlas*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2nd ed., 2010.
- [16] Ansys Academic Research Fluent, “Ansys Fluent Customization Manual 2.3.23.4,” in *Help System Release 18.2*, ch. 2.3.23.4, ANSYS, Inc.
- [17] V. Holmén, “Methods for Vortex Identification,” p. 46, 2012.
- [18] S. K. Saha and A. H. Khan, “Numerical study on the effect of corrugation angle on thermal performance of cross corrugated plate heat exchangers,” *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 20, no. March, p. 100711, 2020.

# Anexo A

## Ecuaciones del modelo SST $k - \omega$

### A.1 Ecuaciones de transporte para el modelo SST $k - \omega$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k \quad (\text{A.1})$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega \quad (\text{A.2})$$

En estas ecuaciones, los términos  $G_k$  y  $G_\omega$  representan la producción de energía cinética turbulenta y  $\omega$  respectivamente.  $\Gamma_k$  y  $\Gamma_\omega$  representan la difusividad efectiva de  $k$  y  $\omega$  respectivamente.  $Y_k$  e  $Y_\omega$  representan la disipación de  $k$  y  $\omega$  respectivamente.  $D_\omega$  representa el termino de difusión cruzada. Estos términos se describen a continuación.

#### A.1.1 Difusividades efectivas

Las difusividades efectivas están definidas para el modelo SST  $k - \omega$  como,

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (\text{A.3})$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (\text{A.4})$$

donde  $\sigma_k$  y  $\sigma_\omega$  son los numeros de Prandlt turbulentos para  $k$  y  $\omega$  respectivamente. La turbulencia viscosa,  $\mu_t$ , se obtiene de

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max \left[ \frac{1}{\alpha^*}, \frac{S F_2}{a_1 \omega} \right]} \quad (\text{A.5})$$

donde  $S$  es la magnitud de la tasa de deformación y  $\alpha^*$  es una corrección para Reynolds bajos.  $F_2$  se define como

$$F_2 = \tanh(\Phi_2^2) \quad (\text{A.6})$$

$$\Phi_2 = \max \left[ 2 \frac{\sqrt{k}}{0,09 \omega y}, \frac{500 \mu}{\rho y^2 \omega} \right] \quad (\text{A.7})$$

con  $y$  la distancia a la siguiente superficie. Por otro lado, se definen los números de Prandtl como,

$$\sigma_k = \frac{1}{F_1/\sigma_{k,1} + (1 - F_1)/\sigma_{k,2}} \quad (\text{A.8})$$

$$\sigma_\omega = \frac{1}{F_1/\sigma_{\omega,1} + (1 - F_1)/\sigma_{\omega,2}} \quad (\text{A.9})$$

donde,

$$F_1 = \tanh(\Phi_1^4) \quad (\text{A.10})$$

$$\Phi_1 = \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{k}}{0,09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right), \frac{4\rho k}{\sigma_{\omega,2} D_\omega^+ y^2} \right] \quad (\text{A.11})$$

$$D_\omega^+ = \max \left[ 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega,2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right] \quad (\text{A.12})$$

### A.1.2 Producción de turbulencia

La producción de  $k$  se obtiene como,

$$G_k = \rho u'_j u'_i \frac{\partial u_j}{\partial u_i} \quad (\text{A.13})$$

Mientras que la producción de  $\omega$  se calcula como

$$G_\omega = \frac{\alpha\alpha^*}{V_t} G_k \quad (\text{A.14})$$

### A.1.3 Disipación turbulenta

$$Y_k = \rho\beta^* k\omega \quad (\text{A.15})$$

$$Y_\omega = \rho\beta\omega^2 \quad (\text{A.16})$$

### A.1.4 Termino de difusión cruzada

El modelo SST  $k - \omega$  se basa en los modelos standard  $k - \omega$  y standard  $k - \epsilon$ . Para combinar estos modelos, existe el termino  $D_\omega$ , definido como,

$$D_\omega = 2(1 - F_1)\rho \frac{1}{\omega\sigma_{\omega,2}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (\text{A.17})$$

### A.1.5 Constantes del modelo

Las constantes que utiliza este modelo son las mismas que el modelo standard  $k - \omega$  (disponibles en el la *Guía teórica de Ansys*), adicionando las siguientes,

$$\sigma_{k,1} = 1,176; \sigma_{\omega,1} = 2,1; \sigma_{k,2} = 1; \sigma_{\omega,2} = 1,168, a_1 = 0,31; \beta_{i,1} = 0,075; \beta_{i,2} = 0,0828$$

# Anexo B

## UDF validación

Código B.1: UDF perfil de velocidad desarrollado en flujo turbulento con Re 4.000

```
1  #include "udf.h"
2
3  #define ZMIN -0.04 /* constants */
4  #define ZMAX 0.04
5  #define YMAX 0.016
6  #define YMIN 0.0
7  #define UMEAN 2.266
8  #define B 1./7.
9  #define DELOVRH 0.5
10 #define DELOVRW 0.5
11
12 /* profile for x-velocity */
13
14 DEFINE_PROFILE(x_velocity,t,i)
15 {
16     real z, y, dely, delz, h, x[ND_ND], ufree, w; /* variable declarations */
17     face_t f;
18
19     w = ZMAX - ZMIN;
20     h = YMAX - YMIN;
21     dely = DELOVRH*h;
22     delz = DELOVRW*w;
23     ufree = UMEAN*(B+1.);
24
25     begin_f_loop(f,t)
26     {
27         F_CENTROID(x,f,t);
28         y = x[1];
29         z = x[2];
30         if (z<=0)
31             if (y <= dely)
32                 F_PROFILE(f,t,i) = ufree*pow((delz+z)/delz,B)*pow(y/dely,B);
33             else
34                 F_PROFILE(f,t,i) = ufree*pow((delz+z)/delz,B)*pow((h-y)/dely,B);
35         else
```

```
36     if (y <= dely)
37         F_PROFILE(f,t,i) = ufree*pow((delz-z)/delz,B)*pow(y/dely,B);
38     else
39         F_PROFILE(f,t,i) = ufree*pow((delz-z)/delz,B)*pow((h-y)/dely,B);
40     }
41     end_f_loop(f,t)
42 }
43
44
45
```