



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

**AUMENTO DE TRANSFERENCIA DE CALOR MEDIANTE VÓRTICES
LONGITUDINALES ENTRE DOS PLACAS EN RÉGIMEN LAMINAR,
UTILIZANDO GENERADORES DEL TIPO DELTA WINGLETS CUANDO
CIRCULA AGUA ENTRE PLACAS**

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

NICOLÁS ANDRÉS GAETE BULARZ

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 DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO
DE LA INGENIERÍA
POR: NICOLÁS ANDRÉS GAETE BULARZ
FECHA: 2021
PROF. GUÍA: ÁLVARO VALENCIA MUSALEM

AUMENTO DE TRANSFERENCIA DE CALOR MEDIANTE VÓRTICES LONGITUDINALES ENTRE DOS PLACAS EN RÉGIMEN LAMINAR, UTILIZANDO GENERADORES DEL TIPO DELTA WINGLETS CUANDO CIRCULA AGUA ENTRE PLACAS

Existen diferentes estudios acerca de intercambiadores de calor y la utilización de generadores de vórtices para incrementar la transferencia de calor en estos equipos. Por lo general se utilizan los mismos tipos de generadores. Uno de los más clásicos son los generadores del tipo delta winglets. Sin embargo, existen pocos estudios que busquen nuevos tipos de generadores de vórtices. En este estudio se utilizarán generadores combinados, formados mediante la utilización de tres generadores del tipo delta winglets, estudiando cómo afecta el posicionamiento y la cantidad de estos a la transferencia de calor y la pérdida de carga a lo largo del canal.

El objetivo principal de este trabajo es encontrar la mejor de las configuraciones estudiadas, en cuanto a la cantidad y la disposición de generadores de vórtices del tipo delta winglets, para así aumentar la transferencia de calor y disminuir la pérdida de carga. Para complementar este objetivo principal, también se han planteado objetivos específicos, como validar el modelo, simular el flujo del fluido para las distintas configuraciones, identificar los cambios que provocan los generadores de vórtices en el fluido y por último encontrar la mejor configuración de los casos estudiados.

Al estudiar los resultados obtenidos, se nota que en primer lugar el número de Nusselt aumenta a medida que aumenta el número de Reynolds. Además, una mayor cantidad de generadores genera un aumento en la transferencia de calor. Es importante destacar también que todos los casos estudiados presentan un mejoramiento por sobre el canal libre.

Analizando los resultados obtenidos, se llega a la conclusión de que la utilización de generadores de vórtices combinados presenta una mejor solución que para los casos con generadores simples. Esto se debe principalmente a que cada uno de los generadores combinados genera el doble de vórtices que un generador simple. Esto trae consigo ciertas restricciones, ya que, el posicionamiento de los generadores combinados es limitado. Esto es porque si se colocan al centro del canal, esto genera una baja en la eficiencia de la geometría, en comparación al caso que no cuenta con este generador al centro del canal. Esto se debe a que se interrumpen los vórtices previamente formados, lo que no deja que se desarrollen de manera completa.

Finalmente, se concluye que la mejor configuración estudiada es el caso 6, el cual presenta un mejoramiento en cuanto a su eficiencia térmica entre un 47,6% para Reynolds bajos y un 80,7% para Reynolds mayores. Este caso es el que presenta la utilización de doce generadores de vórtices combinados, ubicados en seis filas ordenadas desde la entrada del canal.

*A mis padres y hermanos,
por el infinito apoyo.*

Agradecimientos

Quiero agradecer a mi familia, quienes siempre estuvieron a mi lado para brindarme el apoyo necesario a lo largo de este proceso universitario.

A mis amigos de mecánica los cuales tuvieron una gran importancia en mi paso por el departamento. Especialmente a Rorro, Nico, Warilo y Parra, quienes siempre estuvieron disponibles para los infaltables y necesarios momentos de relax en la salita o en los pastos de 850.

Finalmente, a mis profesores de la comisión, por toda la ayuda brindada en la realización de esta memoria. Especialmente al profesor Álvaro, quien siempre mostró gran disposición para ayudarme a solucionar los problemas que surgieron en el camino.

Tabla de Contenido

1. Introducción	1
1.1. Motivación	2
1.2. Objetivos	2
1.2.1. Objetivo General	2
1.2.2. Objetivos Específicos	2
1.3. Alcances	3
2. Antecedentes	4
2.1. Intercambiadores de Calor	4
2.2. Generadores de Vórtices	6
2.3. Ecuaciones Gobernantes	9
2.3.1. Ecuación de Continuidad	9
2.3.2. Ecuaciones de Navier Stokes	9
2.3.3. Ecuación de Energía	9
2.4. Estudios Previos	9
2.4.1. Estudio de Validación	13
3. Metodología	17
3.1. Definición de Modelo de Validación	17
3.2. Definición de la Geometría	18
3.2.1. Dimensiones del canal y los generadores de vórtices	18
3.2.2. Caso 1	22
3.2.3. Caso 2	23
3.2.4. Caso 3	24
3.2.5. Caso 4	25
3.2.6. Caso 5	26
3.2.7. Caso 6	27
3.2.8. Caso 7	28
3.2.9. Caso 8	29
3.2.10. Caso 9	30
3.2.11. Caso 10	31
3.2.12. Caso 11	32
3.3. Definición Mallado	33
3.3.1. Método Numérico	34
3.4. Condiciones de Borde	35
3.4.1. Región de Entrada	35
3.4.2. Región de Salida	35

3.4.3.	Condiciones de pared	35
3.5.	Independencia de Mallado y Validación del Modelo	36
3.6.	Parámetros	38
3.6.1.	Diámetro Hidráulico	38
3.6.2.	Número de Reynolds	38
3.6.3.	Temperatura media en el plano	39
3.6.4.	Coficiente de transferencia de calor por convección	39
3.6.5.	Número de Nusselt	39
3.6.6.	Factor de fricción	39
3.6.7.	Factor de eficiencia	40
4.	Resultados	41
4.1.	Caso 1	41
4.2.	Caso 2	43
4.3.	Caso 3	46
4.4.	Caso 4	49
4.5.	Caso 5	52
4.6.	Caso 6	55
4.7.	Caso 7	58
4.8.	Caso 8	61
4.9.	Caso 9	64
4.10.	Caso 10	67
4.11.	Caso 11	70
4.12.	Comparación de Geometrías	73
4.13.	Análisis de Desempeño	77
4.14.	Análisis	79
5.	Conclusiones	84
	Bibliografía	86

Índice de Tablas

3.1.	Estudio de validación e independencia de malla.	36
3.2.	Resultados estudio de validación con cuatro mallas distintas. El número entre paréntesis representa la cantidad de elementos de cada malla.	36
4.1.	Resultados balance de potencia térmica.	78

Índice de Ilustraciones

2.1.	Intercambiador de calor compacto. [1]	5
2.2.	Tipos de aletas, en orden de izquierda a derecha, rectangular, triangular, desplazadas y onduladas. [3]	6
2.3.	Funcionamiento intercambiador de calor compacto.	6
2.4.	Generadores de vórtices. [4]	7
2.5.	Tipos de generadores de vórtices.	7
2.6.	Relación entre posicionamiento del generador y el sentido del vórtice generado.	8
2.7.	Generadores de vórtices estudiados por Ashish.	10
2.8.	Generadores de vórtices estudiados por Hui Han.	10
2.9.	Generadores de vórtices estudiados por Zhimin Han.	11
2.10.	Casos estudiados por Liu [9].	12
2.11.	Geometría estudiada por Oneissi [10]	13
2.12.	Generadores de vórtices combinados estudiados por H. Liu.	13
2.13.	Vistas frontal, lateral y superior del canal estudiado por H. Liu.	14
2.14.	Orientación del ángulo y distancia de los generadores estudiados.	14
2.15.	Resultados de validación del paper de H. Liu.	15
2.16.	Resultados paper H. Liu	15
2.17.	Resultados orientación paper H. Liu.	16
3.1.	Representación gráfica de los pasos a seguir.	17
3.2.	Dimensiones generales canal.	18
3.3.	Dimensiones generador combinado.	19
3.4.	Especificación de ángulo generador combinado.	19
3.5.	Posicionamiento generadores casos 2 y 7.	20
3.6.	Posicionamiento generadores casos 3 y 8.	20
3.7.	Posicionamiento generadores casos 4 y 9.	21
3.8.	Posicionamiento generadores casos 5 y 10.	21
3.9.	Posicionamiento generadores casos 6 y 11.	22
3.10.	Geometría caso 1 a estudiar.	22
3.11.	Ubicación planos estudio de líneas de flujo.	23
3.12.	Geometría caso 2 a estudiar.	23
3.13.	Ubicación planos estudio de líneas de flujo.	24
3.14.	Geometría caso 3 a estudiar.	24
3.15.	Ubicación planos estudio de líneas de flujo.	25
3.16.	Geometría caso 4 a estudiar.	25
3.17.	Ubicación planos estudio de líneas de flujo.	26
3.18.	Geometría caso 5 a estudiar.	26
3.19.	Ubicación planos estudio de líneas de flujo.	27
3.20.	Geometría caso 6 a estudiar.	27

3.21.	Ubicación planos estudio de líneas de flujo.	28
3.22.	Geometría caso 7 a estudiar.	28
3.23.	Ubicación planos estudio de líneas de flujo.	29
3.24.	Geometría caso 8 a estudiar.	29
3.25.	Ubicación planos estudio de líneas de flujo.	30
3.26.	Geometría caso 9 a estudiar.	30
3.27.	Ubicación planos estudio de líneas de flujo.	31
3.28.	Geometría caso 10 a estudiar.	31
3.29.	Ubicación planos estudio de líneas de flujo.	32
3.30.	Geometría caso 11 a estudiar.	32
3.31.	Ubicación planos estudio de líneas de flujo.	33
3.32.	Mallado de geometría base, caso 1.	34
3.33.	Resultados comparativos del número de Nusselt entre estudio de H. Liu y la simulación numérica.	37
3.34.	Resultados comparativos del factor de fricción entre el estudio de H. Liu y la simulación numérica.	38
4.1.	Contornos de temperatura y velocidad para el Caso 1.	41
4.2.	Mapa de coeficiente de transferencia de calor 'h' a lo largo de la pared inferior del canal.	42
4.3.	Contornos de temperatura a lo largo del canal.	42
4.4.	Líneas de Flujo para el caso 1.	43
4.5.	Contornos de temperatura y velocidad para el Caso 2.	44
4.6.	Mapa de coeficiente de transferencia de calor 'h' a lo largo de la pared inferior del canal.	44
4.7.	Contornos de temperatura a lo largo del canal.	45
4.8.	Líneas de Flujo para el caso 2.	46
4.9.	Contornos de temperatura y velocidad para el Caso 3.	47
4.10.	Mapa de coeficiente de transferencia de calor 'h' a lo largo de la pared inferior del canal.	47
4.11.	Contornos de temperatura a lo largo del canal.	48
4.12.	Líneas de Flujo para el caso 3.	49
4.13.	Contornos de temperatura y velocidad para el Caso 4.	50
4.14.	Mapa de coeficiente de transferencia de calor 'h' a lo largo de la pared inferior del canal.	50
4.15.	Contornos de temperatura a lo largo del canal.	51
4.16.	Líneas de Flujo para el caso 4.	52
4.17.	Contornos de temperatura y velocidad para el Caso 5.	53
4.18.	Mapa de coeficiente de transferencia de calor 'h' a lo largo de la pared inferior del canal.	53
4.19.	Contornos de temperatura a lo largo del canal.	54
4.20.	Líneas de Flujo para el caso 5.	55
4.21.	Contornos de temperatura y velocidad para el Caso 6.	56
4.22.	Mapa de coeficiente de transferencia de calor 'h' a lo largo de la pared inferior del canal.	56
4.23.	Contornos de temperatura a lo largo del canal.	57
4.24.	Líneas de Flujo para el caso 6.	58
4.25.	Contornos de temperatura y velocidad para el Caso 7.	59

4.26.	Mapa de coeficiente de transferencia de calor 'h' a lo largo de la pared inferior del canal.	59
4.27.	Contornos de temperatura a lo largo del canal.	60
4.28.	Lineas de Flujo para el caso 7.	61
4.29.	Contornos de temperatura y velocidad para el Caso 8.	62
4.30.	Mapa de coeficiente de transferencia de calor 'h' a lo largo de la pared inferior del canal.	62
4.31.	Contornos de temperatura a lo largo del canal.	63
4.32.	Lineas de Flujo para el caso 8.	64
4.33.	Contornos de temperatura y velocidad para el Caso 9.	65
4.34.	Mapa de coeficiente de transferencia de calor 'h' a lo largo de la pared inferior del canal.	65
4.35.	Contornos de temperatura a lo largo del canal.	66
4.36.	Lineas de Flujo para el caso 9.	67
4.37.	Contornos de temperatura y velocidad para el Caso 10.	68
4.38.	Mapa de coeficiente de transferencia de calor 'h' a lo largo de la pared inferior del canal.	68
4.39.	Contornos de temperatura a lo largo del canal.	69
4.40.	Lineas de Flujo para el caso 10.	70
4.41.	Contornos de temperatura y velocidad para el Caso 11.	71
4.42.	Mapa de coeficiente de transferencia de calor 'h' a lo largo de la pared inferior del canal.	71
4.43.	Contornos de temperatura a lo largo del canal.	72
4.44.	Lineas de Flujo para el caso 11.	73
4.45.	Comparación de números de Nusselt obtenidos en cada caso.	74
4.46.	Comparación de factor de fricción obtenido en cada caso.	74
4.47.	Comparación entre caso 2 y caso 7.	75
4.48.	Comparación entre caso 3 y caso 8.	75
4.49.	Comparación entre caso 4 y caso 9.	75
4.50.	Comparación entre caso 5 y caso 10.	76
4.51.	Comparación entre caso 6 y caso 11.	76
4.52.	Comparación entre caso 6 y resultados obtenidos por Liu [11].	77
4.53.	Comparación de factor de eficiencia TEF por caso.	77
4.54.	Temperatura Bulk en función de la posición.	78
4.55.	Número de Nusselt en función de la posición.	79

Capítulo 1

Introducción

Los intercambiadores de calor son muy utilizados en la sociedad en la que vivimos y por lo tanto son foco de muchos estudios en la ingeniería mecánica. Desde equipos de calefacción residenciales hasta sistemas de generación energética industriales, existen una gran variedad de sistemas que dependen de los intercambiadores de calor [1]. Dentro de los intercambiadores de calor también existen muchos tipos, como por ejemplo los intercambiadores de tubos a flujo cruzado, flujo paralelo y también existen los intercambiadores de calor compactos, los cuales serán el foco de estudio en este trabajo.

Los intercambiadores de calor compactos generalmente utilizan un fluido en forma líquida y otro en forma gaseosa. Buscan maximizar el área de transferencia de calor para así aprovechar su tamaño compacto, generalmente tienen altos valores en cuanto a la razón entre el área de intercambio de calor y el volumen del fluido que pasa por el intercambiador.

Debido a la importancia de los intercambiadores de calor, la optimización en el diseño de estos equipos tiene repercusiones en muchas industrias a nivel mundial. Debido a esto, se buscan muchos métodos para mejorar la eficiencia de estos equipos. Una de estas es la utilización de aletas, las cuales generalmente son rectangulares o triangulares. También existen aletas más complicadas, como lo son las aletas desplazadas o las aletas onduladas que buscan promover la mezcla del fluido dentro del intercambiador, para así mejorar la transferencia de calor. El problema de este método es que conlleva una gran pérdida de carga asociada. Es por esto que se buscan métodos alternativos, uno de estos es la utilización de generadores de vórtices longitudinales en el intercambiador, los cuales tienen un efecto positivo en el intercambio calórico y no generan una pérdida de carga tan grande como es en el caso de las aletas.

La utilización de estos generadores de vórtices provocan, como su nombre lo indica, vórtices, además de una desestabilización del flujo y la generación de capas límite, todo lo cual intensifica la transferencia de calor en el intercambiador.

1.1. Motivación

Los intercambiadores de calor compactos son muy populares en distintas industrias, debido a su eficiencia, su reducido tamaño y su simpleza en cuanto a limpieza y mantención. Se utilizan en distintos tipos de procesos, como por ejemplo enfriamiento de aceites utilizados en procesos industriales, evaporadores, condensadores, etc.

Es por lo anterior que se estudian mucho este tipo de intercambiadores, buscando incrementar la transferencia de calor del fluido de trabajo. Para esto se utilizan principalmente los generadores de vórtices.

Existen diferentes estudios acerca del efecto de los generadores de vórtices en la capacidad de intercambio de calor en un canal. Estos estudios se realizan en canales circulares, rectangulares, con tubos y sin tubos, pero muchos de estos estudios utilizan la misma geometría de generadores de vórtices.

Estos trabajos estudian la influencia de la orientación de los generadores y el posicionamiento de éstos a lo largo del canal, pero no cambian la forma del generador. Generalmente se estudian las geometrías básicas de los generadores, ya sean delta winglets, rectangular winglets, delta wings o rectangular wings, los cuales son las geometrías más clásicas.

Es por esto que se quiere investigar acerca de nuevas geometrías de generadores de vórtices, ya sean combinando las clásicamente usadas para generar nuevas o con diseños completamente novedosos, estudiando cómo estas afectan el flujo a lo largo del canal, buscando nuevas alternativas para mejorar la transferencia de calor en los intercambiadores de calor compactos.

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo General

Encontrar la mejor de las configuraciones estudiadas, en cuanto a la cantidad y la disposición de los generadores de vórtices del tipo delta winglets para así aumentar la transferencia de calor y disminuir la pérdida de carga.

1.2.2. Objetivos Específicos

- Validar el modelo mediante la utilización de un paper de investigación.
- Simular el flujo del fluido en distintas configuraciones de generadores de vórtices longitudinales, comparándolas en términos de transferencia de calor (Nu) y pérdida de carga (factor de fricción).
- Identificar los cambios que provocan los generadores de vórtices longitudinales en el fluido y cómo estos afectan la transferencia de calor.

- Encontrar la mejor configuración dentro de los casos estudiados, maximizando el número de Nusselt y minimizando la pérdida de carga.

1.3. Alcances

Este trabajo considerará:

- Agua como fluido.
- Régimen laminar, es decir, a bajos números de Reynolds.
- Sólo una sección dada de la placa.
- Una geometría específica de generadores de vórtices longitudinales (delta winglets).
- Se variará la el número de Reynolds y la cantidad de generadores de vórtices.
- Se estudiarán 11 configuraciones

Capítulo 2

Antecedentes

2.1. Intercambiadores de Calor

Los intercambiadores de calor son equipos diseñados justamente para facilitar el intercambio de calor entre dos fluidos que están a temperaturas diferentes, evitando que los fluidos se mezclen entre sí. Estos equipos son utilizados en variadas aplicaciones, desde los equipos de calefacción hasta diferentes equipos utilizados en las grandes industrias, como por ejemplo en plantas de producción de energía [1].

Existen diferentes tipos de intercambiadores de calor, existen los intercambiadores de doble tubo o concéntricos, los intercambiadores de tubo de flujo paralelo o de flujo cruzado. En este trabajo de título se estudiará un tipo particular de intercambiadores de calor, los intercambiadores de calor compactos [1].

Este tipo de intercambiadores consta de una serie de placas con pasos corrugados y aplastados para el flujo. Los fluidos calientes y fríos fluyen en pasos alternados, de este modo, cada corriente de fluido frío queda rodeada por dos corrientes de fluido caliente, lo que da por resultado una transferencia de calor muy eficaz. Son fáciles de adaptar a mayor demanda, ya que, simplemente crecen en tamaño al agregar una mayor cantidad de placas. [1].

En general, se califican como intercambiadores de calor compactos a aquellos que trabajan con un fluido en forma de gas y otro en forma de líquido. Además, se habla de intercambiador compacto cuando se tiene una gran área de intercambio de calor con respecto al volumen del fluido, por lo general mayor a $700 [m^2/m^3]$ [2].

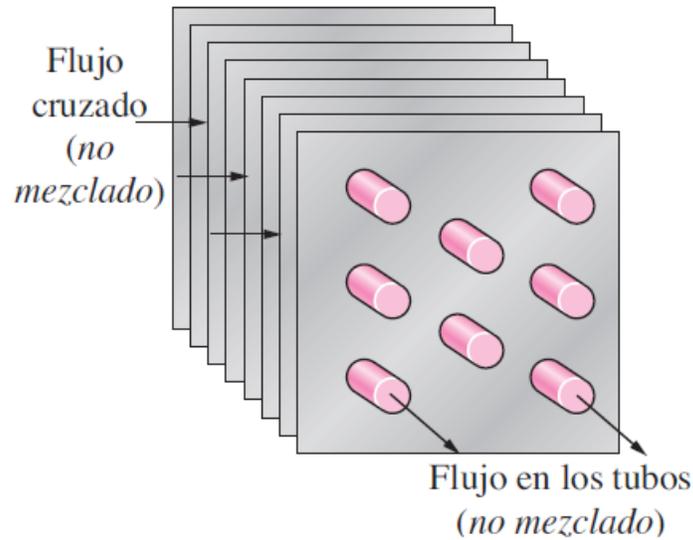


Figura 2.1: Intercambiador de calor compacto. [1]

Es muy común que se utilicen intercambiadores del tipo aleta de tubo, donde el líquido es el que circula por el tubo. El radiador es el ejemplo más común de este tipo de intercambiadores, donde se busca por lo general enfriar el agua caliente del motor mediante la utilización de aire, el cual circula en flujo cruzado con el agua [3].

Algunas de las características principales de los intercambiadores de calor compactos son [3]:

- Debido a la naturaleza de sus superficies ofrecen grandes densidades de área.
- Tienen un bajo diámetro hidráulico.
- Al menos uno de los fluidos está en estado gaseoso.
- El fluido debe estar limpio y no debe ensuciarse fácilmente debido a la dificultad de limpieza de los equipos.
- Se tienen limitaciones de presión y temperatura debido a la utilización de aletas finas o a las uniones de éstas con las placas o tubos.

El tipo de aleta más común son las aletas simples. Estas consisten en aletas ininterrumpidas en la dirección del flujo. Se utilizan del tipo rectangulares y triangulares, aunque las triangulares no son tan firmes estructuralmente hablando como las rectangulares para un mismo tamaño de paso y espesor. Cuando las aletas están rectas a lo largo del canal, la capa límite tienden a ser gruesas, lo que conlleva a una disminución del coeficiente de transferencia de calor, es por esto que también se utilizan aletas onduladas o desplazadas, para interrumpir el crecimiento de la capa límite y así tener valores más altos del coeficiente de transferencia de calor.

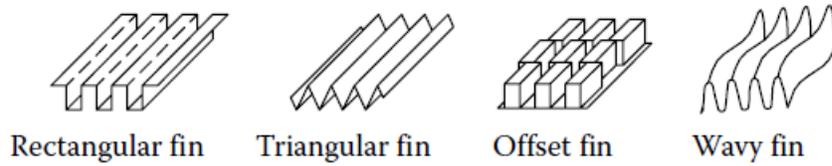


Figura 2.2: Tipos de aletas, en orden de izquierda a derecha, rectangular, triangular, desplazadas y onduladas. [3]

Este tipo de intercambiadores con aletas generalmente pertenecen al grupo de los denominados ACHE (Air Cooled Heat Exchangers), es decir, intercambiadores de calor enfriados mediante aire. En el caso de los intercambiadores que se estudiarán en este trabajo, son intercambiadores de placas que utilizan agua como su fluido de trabajo. La utilización de agua permite alcanzar temperaturas que no son posibles mediante la utilización de aire debido a que este tipo de equipos están limitados por las condiciones ambiente. Además, los equipos que utilizan agua como fluido de trabajo son más eficientes que los equipos que utilizan aire. Algunas aplicaciones comunes son el enfriamiento de aceites, enfriamiento de fluidos de procesos, condensación de vapor y enfriamiento de gas.

En la figura 2.3 se muestra el funcionamiento de un intercambiador de calor compacto.

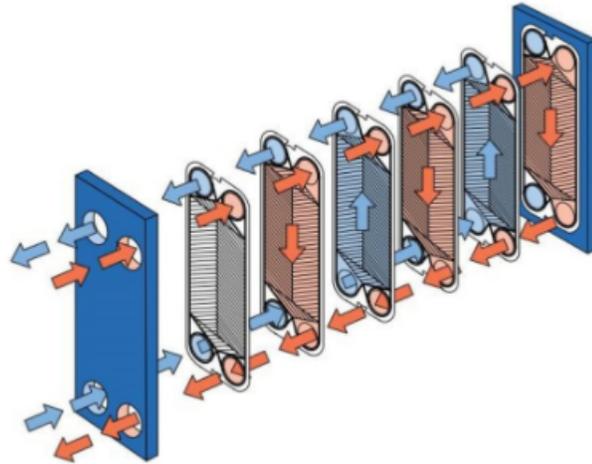


Figura 2.3: Funcionamiento intercambiador de calor compacto.

2.2. Generadores de Vórtices

En general se buscan métodos para mejorar la transferencia de calor en los intercambiadores de calor. Las formas más populares de lograr esto son el aumento de la superficie de transferencia de calor y el aumento del coeficiente de transferencia de calor.

En cuanto a este último método, existen tres mecanismos que contribuyen a la intensificación de la transferencia de calor: la generación de capas límite, generación de vórtices y la

desestabilización del flujo o intensificación de la turbulencia [4]. Estos mecanismos generalmente se consiguen mediante la utilización de generadores de vórtices, ya sean longitudinales o transversales.

Los generadores de vórtices transversales son aquellos que poseen su eje perpendicular a la dirección del flujo. En cambio, los generadores de vórtices longitudinales son aquellos que poseen sus ejes en la misma dirección que el flujo. En este trabajo se estudiarán estos últimos.

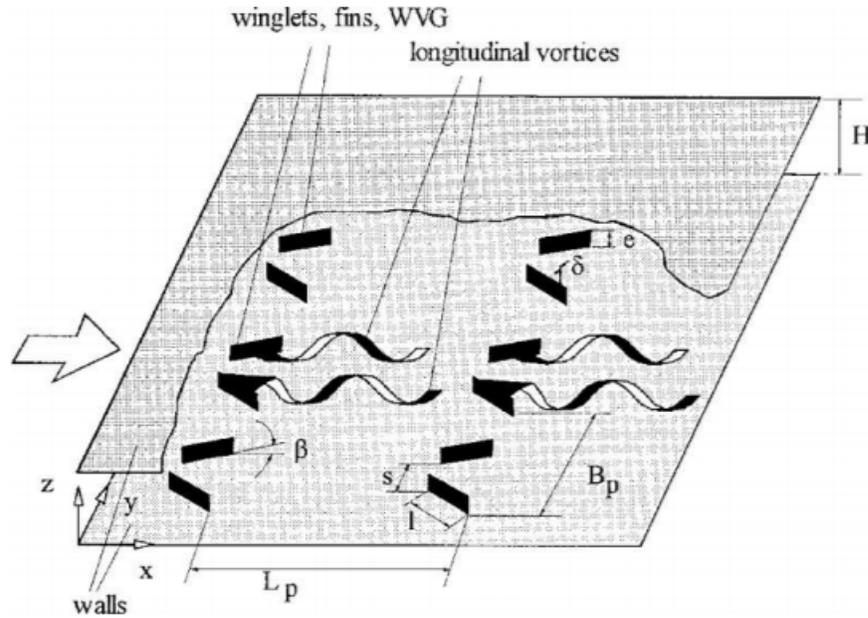


Figura 2.4: Generadores de vórtices. [4]

Existen distintos tipos de generadores de vórtices. Entre los más comunes se encuentran: delta wing, rectangular wing, rectangular winglet y delta winglet. Para este trabajo se estudiarán estos últimos.

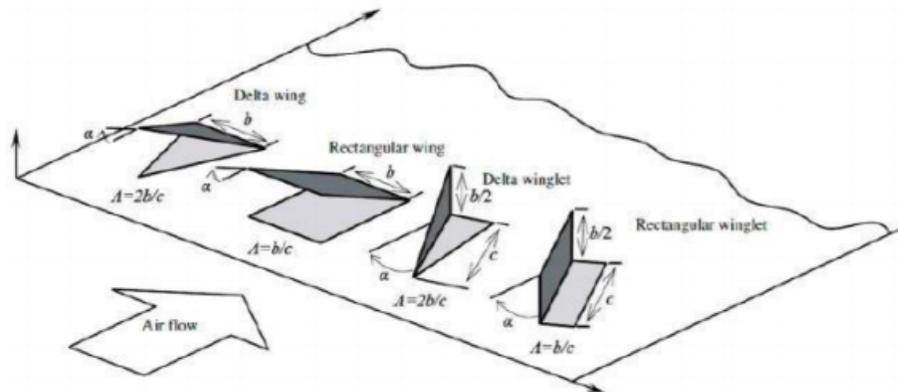


Figura 2.5: Tipos de generadores de vórtices.

Para el caso particular de los generadores de tipo delta winglets, el posicionamiento del generador de vórtices definirá el sentido de la velocidad que tendrá el fluido que forma el vórtice. En la figura 2.6 [5] se presenta gráficamente el efecto del posicionamiento del generador en el sentido del vórtice generado, siempre el sentido de rotación será desde el lado del generador con mayor altura hasta el lado opuesto.

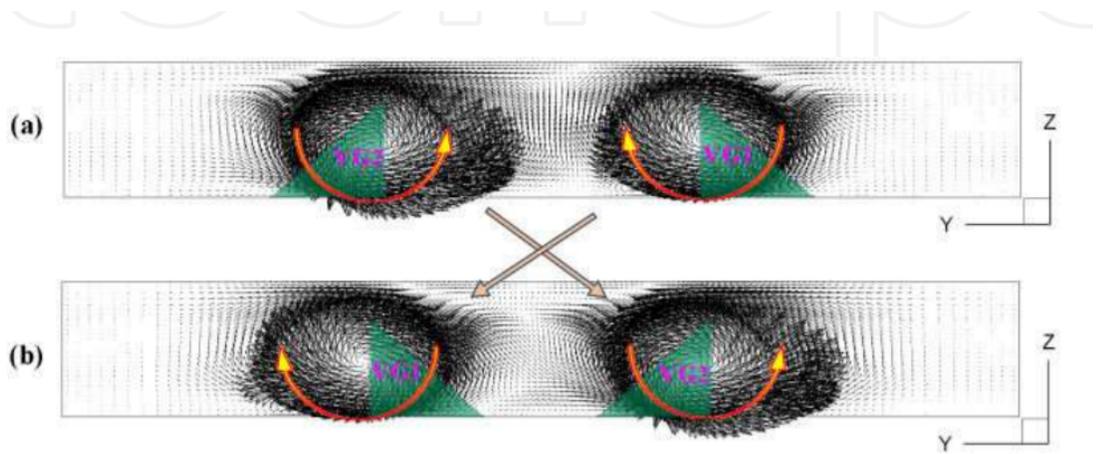


Figura 2.6: Relación entre posicionamiento del generador y el sentido del vórtice generado.

2.3. Ecuaciones Gobernantes

2.3.1. Ecuación de Continuidad

Tomando en cuenta una densidad constante en el tiempo y un flujo incompresible obtenemos la siguiente ecuación de continuidad:

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

Donde u , v y w son las velocidades en los ejes x , y y z respectivamente.

2.3.2. Ecuaciones de Navier Stokes

Despreciando el efecto de la gravedad obtenemos las siguientes ecuaciones para los ejes x , y y z son:

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

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

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

2.3.3. Ecuación de Energía

Para la ecuación de energía no se considera ni generación ni disipación de energía.

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

2.4. Estudios Previos

El tema de los generadores de vórtices en canales de intercambiadores de calor es un tema muy estudiado. Existen distintas variaciones de estos estudios, los cuales pueden variar entre el tipo de flujo que se utiliza, el fluido de estudio o los tipos de generadores de vórtices que se colocan en el canal.

Ashish [6] utiliza aire como fluido de trabajo para estudiar un tipo particular de generadores de vórtices, estos son los generadores del tipo rectangular winglet vortex generators (RWVG). Lo particular de este estudio, es que estudia este tipo de generadores pero con ciertas variaciones en su geometría, específicamente estas fueron el rectangular winglet clásico, una versión curva del mismo y una versión sinusoidal. Estas se muestran en la figura 2.7.

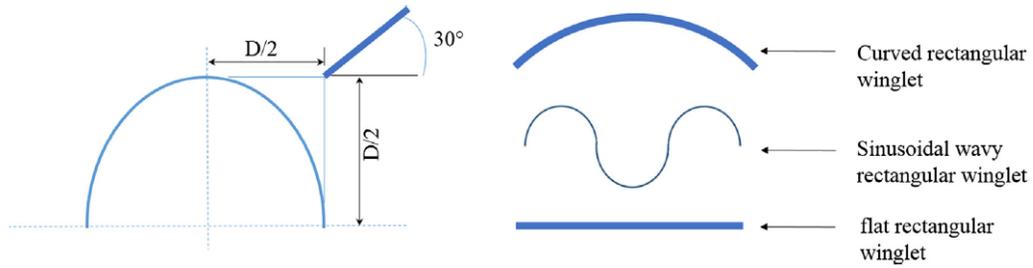


Figura 2.7: Generadores de vórtices estudiados por Ashish.

En este estudio no varió la cantidad de generadores, sino que la orientación de los casos novedosos, rotándolos en 180 grados, para así comparar con el caso de canal libre y el caso con los generadores clásicos. En primera instancia, obtuvo que tanto el número de Nusselt como el factor de fricción aumentaban al aumentar el número de Reynolds. Además, concluyó que los mejores resultados eran obtenidos con el caso sinusoidal, cuando estaba orientado hacia arriba. De todas maneras, todos los casos estudiados superaron el caso de canal libre. Los casos sinusoidales orientados en ambas direcciones, junto con el caso curvo orientado hacia arriba presentan una mejora con respecto al caso clásico de RWVG, pero el caso curvo orientado hacia abajo obtuvo peores resultados.

Hui Han [7] también realiza un estudio con aire como fluido de trabajo relativo a encontrar una nueva geometría de generadores de vórtices. En este caso también se trabaja con variaciones de generadores del tipo rectangular winglet. Estudia cuatro variaciones, estas son un arco de igual área, un arco de igual área curvo, arco de igual perímetro y arco de igual perímetro curvo. En la figura 2.8 se presentan las geometrías estudiadas.

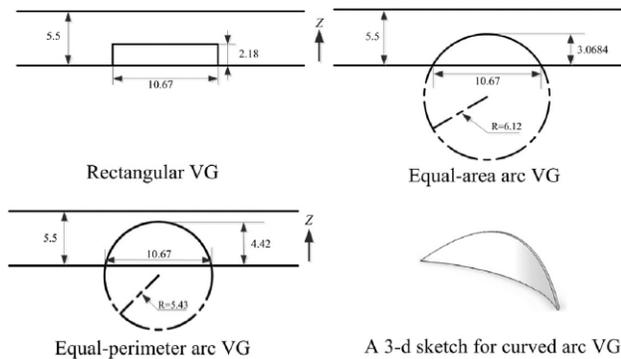


Figura 2.8: Generadores de vórtices estudiados por Hui Han.

Aquí concluyó que la clave para incrementar el intercambio de calor para los generadores de arcos planos es mejorar la intensidad y el tamaño de los flujos secundarios detrás de los tubos en el canal. En cambio, para los generadores de arcos curvos, no se lograba mejorar la intensidad del flujo secundario, pero si se lograban una mayor cantidad de puntos de separación de flujo, lo que provocaba un mejoramiento mayor en el intercambio de calor.

Encontró así que en comparación con los generadores rectangulares clásicos, el número de Nusselt incrementa un 11,5% para los generadores de igual perímetro, un 19,9% para los generadores de igual perímetro curvos y un 35,9% para los generadores de igual área curvos, mientras que los generadores de igual área planos no mostraban mejora sobre el caso base.

Zhimin Han [8] realiza un estudio acerca del efecto de generadores de vórtices con agujeros en la transferencia de calor, utilizando agua como fluido de trabajo. Estudió generadores rectangulares y se fue cambiando la posición del agujero en el generador, estudiando el efecto del desplazamiento lateral, horizontal y el diámetro del agujero.

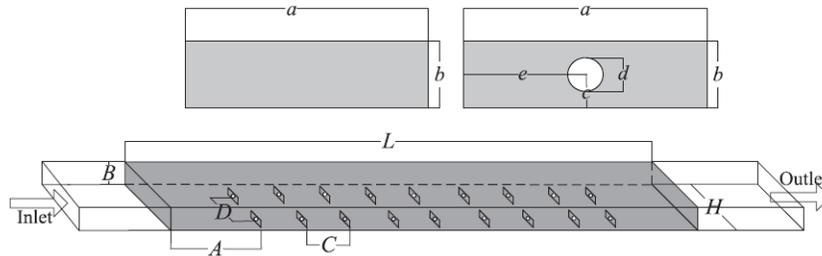


Figura 2.9: Generadores de vórtices estudiados por Zhimin Han.

Han determinó que efectivamente los generadores con agujero tienen un mejor rendimiento que los generadores sin agujero. Específicamente, concluyó que la posición del agujero afecta mínimamente la transferencia de calor pero sí tiene una gran influencia en la resistencia al flujo de los generadores. Al ubicar el agujero verticalmente hacia arriba, a unos 4,5 mm de distancia se logra una menor resistencia al flujo. En cuanto a la distancia lateral del agujero, determina que se tiene un incremento al ir distanciándolo, llegando al máximo a los 18 mm, pero si la distancia es mayor a este valor, se consigue una baja en el rendimiento. En cuanto al diámetro del agujero, analizando parámetros de transferencia de calor, factores de fricción y factores de rendimiento, determina que el óptimo es 5mm.

El tema de la transferencia de calor y la utilización de generadores de vórtices también es investigado en canales circulares, utilizando agua como fluido de trabajo. En 2018 Liu [9] estudió los efectos de generadores de vórtices rectangulares, su ángulo de inclinación y la asimetría de los generadores en la transferencia de calor.

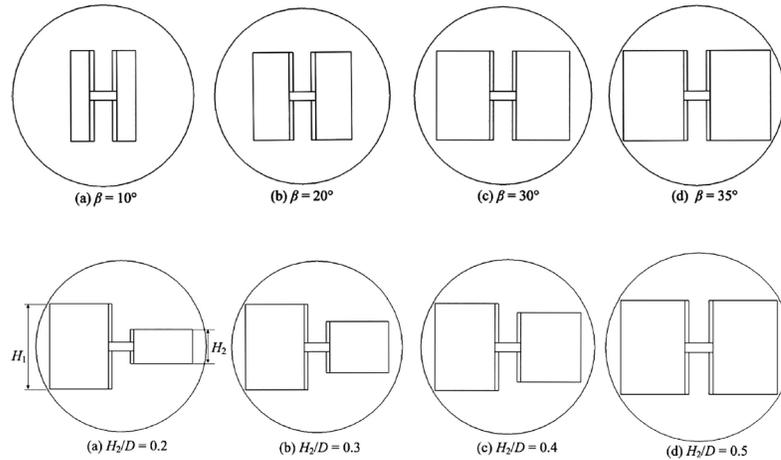


Figura 2.10: Casos estudiados por Liu [9].

Liu concluyó que los generadores de vórtices longitudinales provocan un aumento en la mezcla del fluido caliente cercano a las paredes del tubo con el la región central (más fría) del canal. Además, concluyó que mientras mayor era el ángulo de inclinación de los generadores, se tenía una mayor transferencia de calor. El número de Nusselt era aumentador entre 1.16 a 2.49 veces comparado al canal libre, mientras que el factor de fricción incrementaba entre 2.09 y 12.32 veces. En cuanto a la asimetría de los generadores, encontró que se tenía un incremento del número de Nusselt y del factor de fricción con H_2/D . Considerando el parámetro de rendimiento TEF (Thermal Efficiency Factor) que se presenta también en este trabajo, se considera que los mejores parámetros geométricos para este estudio son $H_1/D = H_2/D = 0.5$ y además, para un ángulo de $\beta = 30^\circ$ se tiene el mayor valor de TEF.

Oneissi [10] realizó un estudio utilizando aire como fluido de trabajo, comparando un par de generadores del tipo delta winglets tradicionales (DWP) y un diseño novedoso de éstos, que él llama IPWP (Inclined Projected Winglet Pair) o par de winglets proyectados inclinados. Compara el par de generadores colocados en un canal rectangular (figura 2.11), analizando las variaciones en cuanto al número de Nusselt, el factor de fricción y el TEF (Thermal Efficiency Factor). Las comparaciones se realizan para varios números de Reynolds, desde laminares hasta turbulentos.

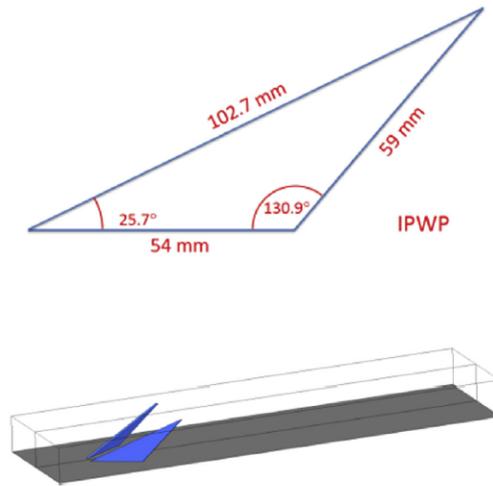


Figura 2.11: Geometría estudiada por Oneissi [10]

Aquí concluyó que el par IPWP tiene mejor rendimiento cuando se compara con el par clásico de delta winglets. Obtiene que la magnitud del factor de fricción de los pares IPWP es 50 % menor que en el caso que utiliza DWP. Junto con esto, analizando las líneas de flujo en el canal, concluye que la vorticidad es 30 % mayor en el caso IPWP. En cuanto al factor TEF, se obtiene que se potencia la transferencia de calor un 6 % por sobre el caso DWP. Esto se debe a que el par de IPWP genera diez vórtices por cada generador, mientras que el caso DWP genera seis por cada uno.

2.4.1. Estudio de Validación

Como es común, se requiere validar el estudio que se realizará en este trabajo. Para esto, se utilizará una investigación titulada “Heat transfer and Flow characteristics in a rectangular channel with combined delta winglet inserts” de Huan Liu [11].

En este estudio se analizan la transferencia de calor y las características del flujo en un canal rectangular, utilizando generadores de vórtices longitudinales formados por combinaciones de generadores de vórtices de la forma delta winglets. A continuación, se muestra una imagen de los generadores de vórtices combinados.

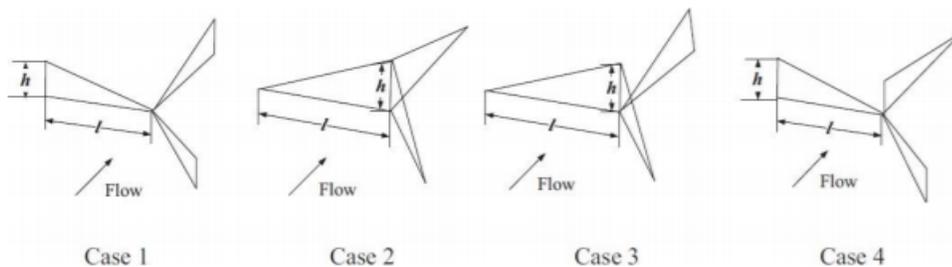


Figura 2.12: Generadores de vórtices combinados estudiados por H. Liu.

Estos generadores de vórtices son colocados en distintas orientaciones dentro de un canal, el cual tiene un flujo de calor constante en su placa inferior. Las dimensiones del canal son: $L=0,2\text{m}$, $W=0,02\text{m}$, $H=0,01\text{m}$, $s=1,8H$, $h=0,4H$ y $l=0,8H$. Estas dimensiones son mostradas en las figuras 2.13 y 2.14.

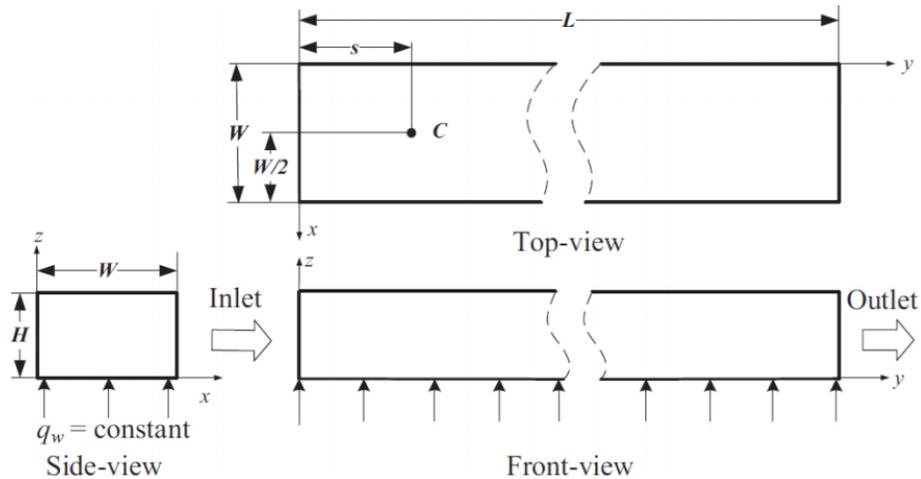


Figura 2.13: Vistas frontal, lateral y superior del canal estudiado por H. Liu.

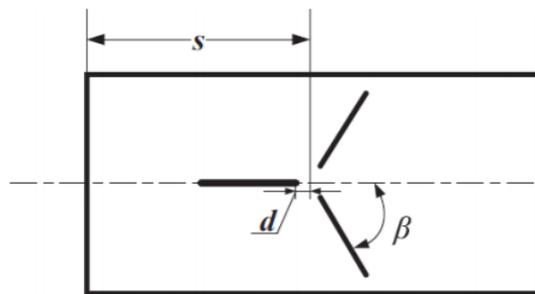


Figura 2.14: Orientación del ángulo y distancia de los generadores estudiados.

Las variables estudiadas fueron el número de Reynolds, el cual fue variado entre 500 y 1500. La velocidad media dentro del canal, la cual fue variada entre 0,038 y 0,113 m/s. La orientación β de los generadores de vórtices longitudinales, la cual fue estudiada para los casos de 0° , 15° , 45° y 60° . La distancia d se puede ver en la figura 2.6 y representa la distancia entre un generador de vórtices en particular y el centro de la geometría combinada. Para cada uno de los casos planteados se determinó número de Nusselt y el factor de fricción.

Liu realizó la validación de este estudio comparando con valores experimentales. Aquí se obtienen resultados que difieren aproximadamente un 9% con los obtenidos en la simulación

numérica.

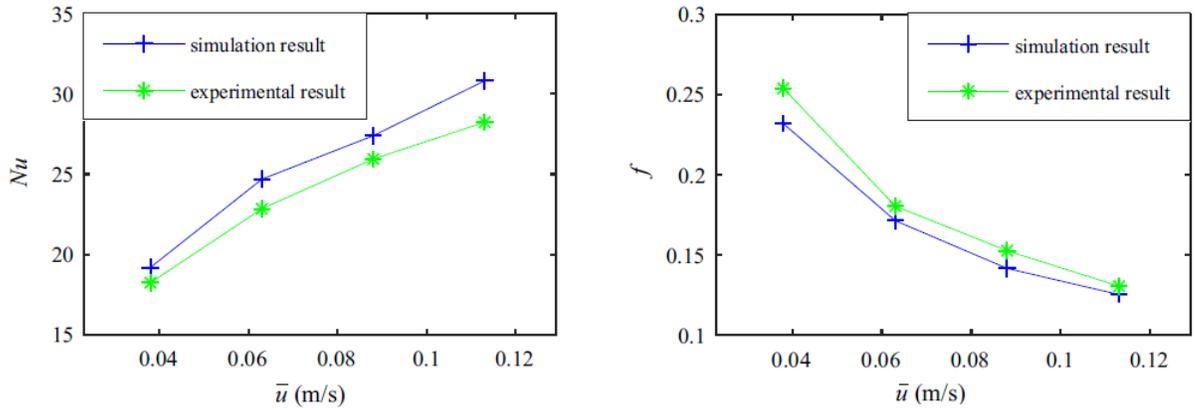


Figura 2.15: Resultados de validación del paper de H. Liu.

Los resultados obtenidos en este estudio fueron que en cuanto al número de Nusselt, los valores más elevados se obtienen de la primera configuración presentada en la figura anterior, con un aumento del 92 %, seguidos por un 81 %, 76 % y 75 % para los casos 2, 3 y 4 respectivamente [11].

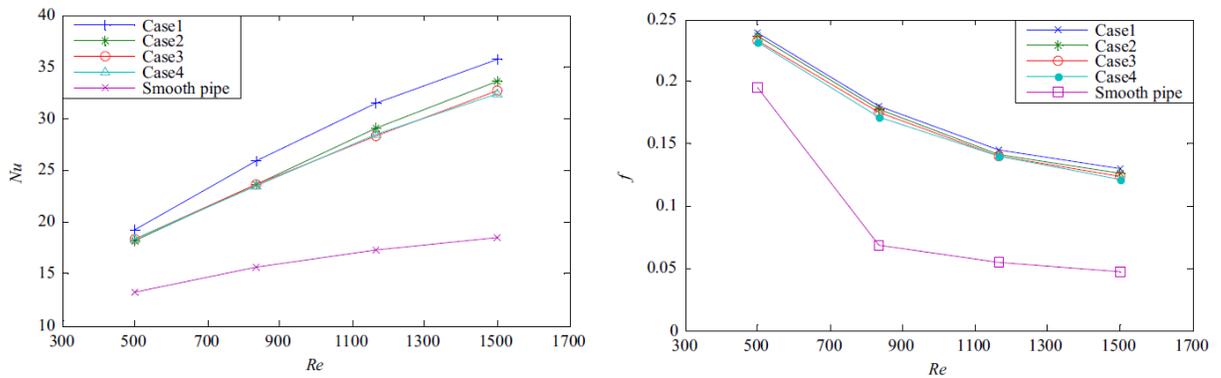


Figura 2.16: Resultados paper H. Liu

En cuanto al estudio del ángulo de orientación, el número de Nusselt y el factor de fricción disminuyen en primer lugar, pero luego incrementan. Cuando el ángulo de orientación es mayor a 15° , el número de Nusselt y el factor de fricción incrementan debido a que se genera una mayor cantidad de vórtices.

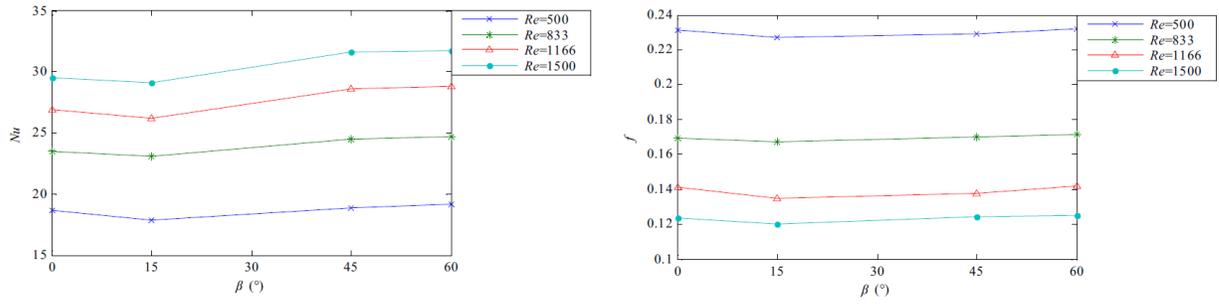


Figura 2.17: Resultados orientación paper H. Liu.

En base a lo anterior, el estudio concluye que la mejor configuración es el caso número 1, con un ángulo de orientación de 60° y sin distancia entre los tres generadores de vórtices.

Capítulo 3

Metodología

En la figura 3.1 se presentan gráficamente los pasos a seguir para la realización de este trabajo, para así cumplir con los objetivos planteados anteriormente.

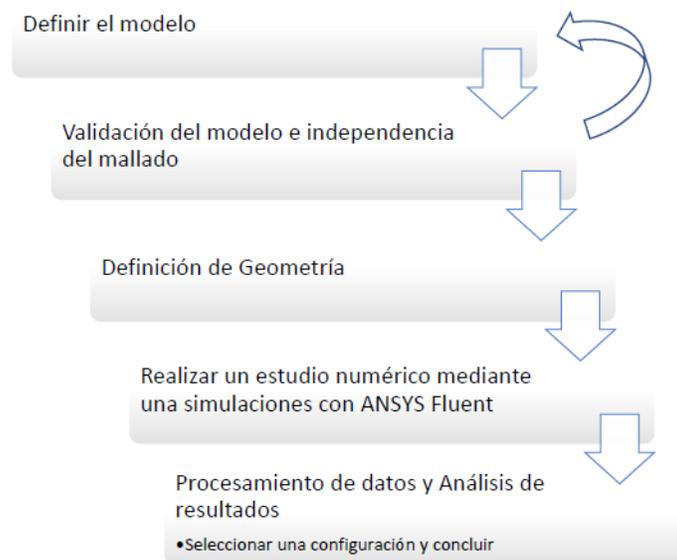


Figura 3.1: Representación gráfica de los pasos a seguir.

3.1. Definición de Modelo de Validación

En primer lugar se debe definir el modelo de validación. Para esto se requiere realizar una revisión bibliográfica, con la cual se buscan investigaciones que se adapten a los criterios impuestos para esta memoria, es decir, que se trate de un intercambiador de calor de placas, donde se estudie un flujo laminar y se definan explícitamente las dimensiones de la geometría junto con las condiciones de borde estudiadas. En base a esto se selecciona el trabajo de H. Liu [11], el cual estudia un flujo laminar de agua entre placas planas, utilizando generadores de vórtices del tipo delta winglets, combinándolos entre sí para así formar una nueva especie de generador de vórtice.

Este modelo fue seleccionado debido a que fue validado respecto a un estudio experimental, brinda información respecto a los parámetros que se deben utilizar en la simulación computacional y además cuenta con las condiciones de borde definidas de manera correcta.

3.2. Definición de la Geometría

Una vez definido el modelo de validación, se prosigue definir las geometrías que serán estudiadas en este trabajo. Se plantean 11 casos a estudiar. El primero de estos corresponde al canal vacío, sin generadores de vórtices, para así poder tener un punto de comparación. Las siguientes geometrías, del caso 2 al 6 corresponden a la utilización de generadores de vórtice combinados, como los llama H. Liu. en su estudio [11]. Se utilizan el caso de generador combinado que obtiene los mejores resultados en el estudio de Liu, es decir, su primer caso de estudio, con ángulo de orientación de 60° y sin distancia entre los generadores delta winglets. En estos cinco casos utilizando generadores de vórtices combinados se plantea estudiar el efecto de la disposición de estos generadores a lo largo del canal.

En los cinco casos siguientes, es decir, del caso 7 al 11, se utiliza la misma disposición de generadores, pero esta vez no se utilizan generadores combinados, sino que delta winglets simples, con fin de comparar la efectividad de los generadores de vórtices combinados.

3.2.1. Dimensiones del canal y los generadores de vórtices

En la figura 3.2 se presentan las dimensiones generales del canal a estudiar, donde $H = 10mm$, $W = 20mm$ y $L = 200mm$. En la figura 3.3 se presentan las dimensiones del generador combinado, donde $h = 2mm$ y $l = 4mm$.

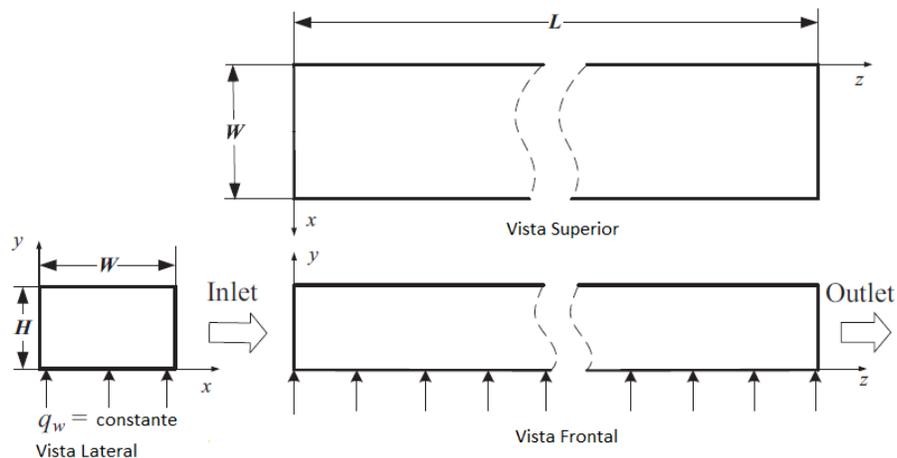


Figura 3.2: Dimensiones generales canal.

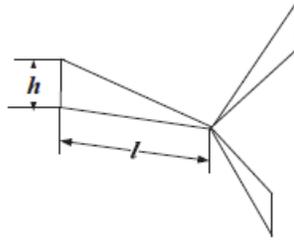


Figura 3.3: Dimensiones generador combinado.

En la figura 3.4 se presenta la orientación de los generadores combinados que se utilizarán. Como se mencionó anteriormente, se utilizará el caso que obtuvo mejores resultados en el estudio de Liu [11], es decir, se utilizará un ángulo de $\beta = 60^\circ$ y una distancia $d = 0mm$.

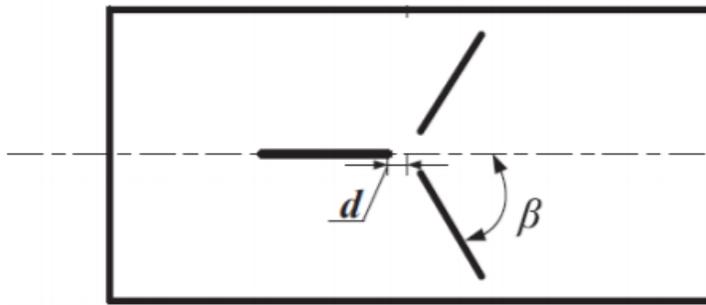


Figura 3.4: Especificación de ángulo generador combinado.

A continuación se presentarán figuras indicando el posicionamiento de los generadores para los casos análogos. En las figuras se muestran los casos con generadores simples, para los casos análogos, la posición indica el centro del generador combinado.

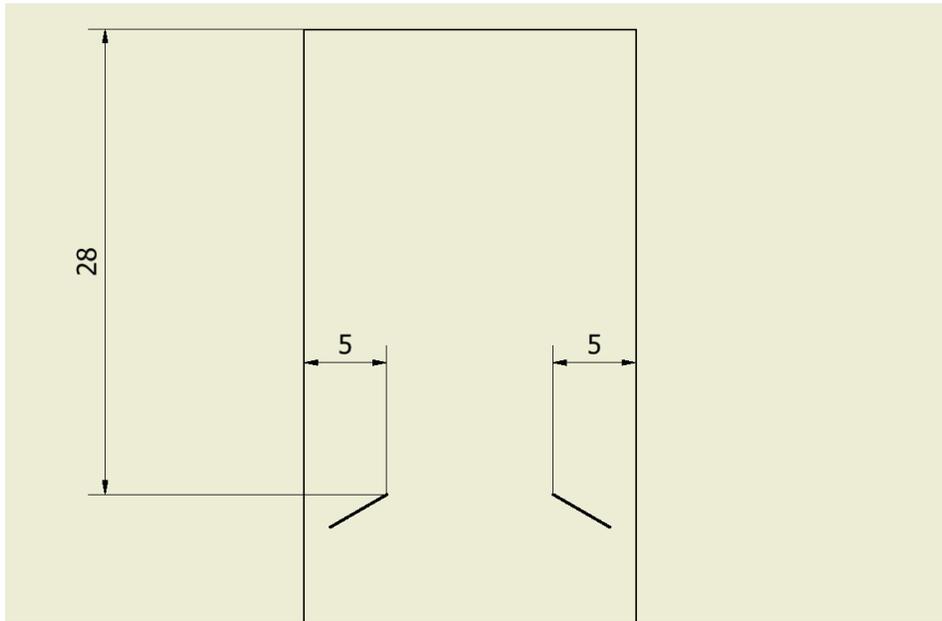


Figura 3.5: Posicionamiento generadores casos 2 y 7.

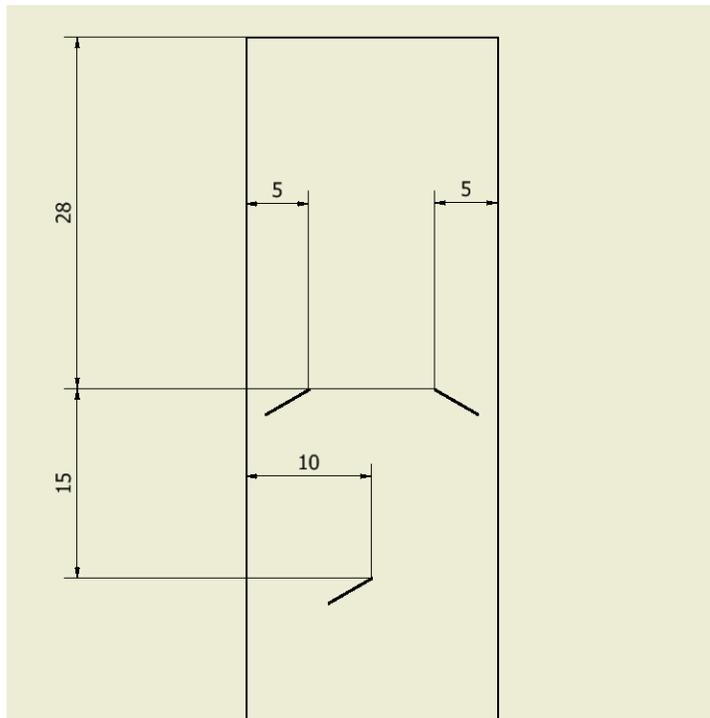


Figura 3.6: Posicionamiento generadores casos 3 y 8.

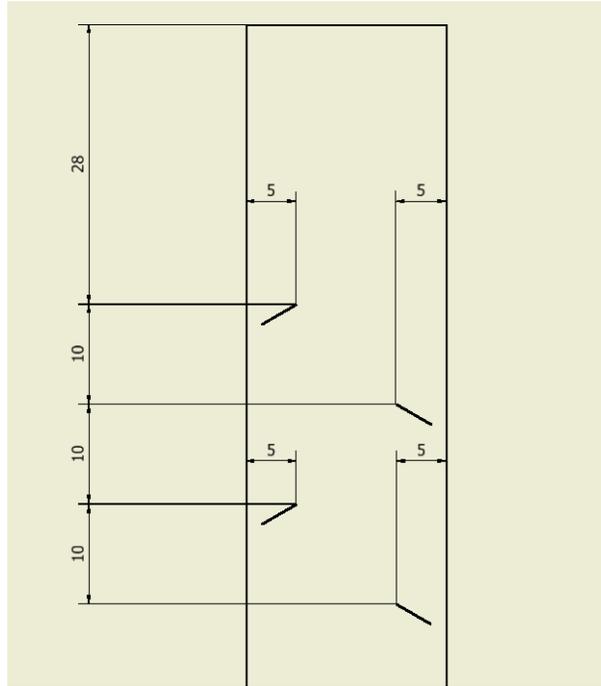


Figura 3.7: Posicionamiento generadores casos 4 y 9.

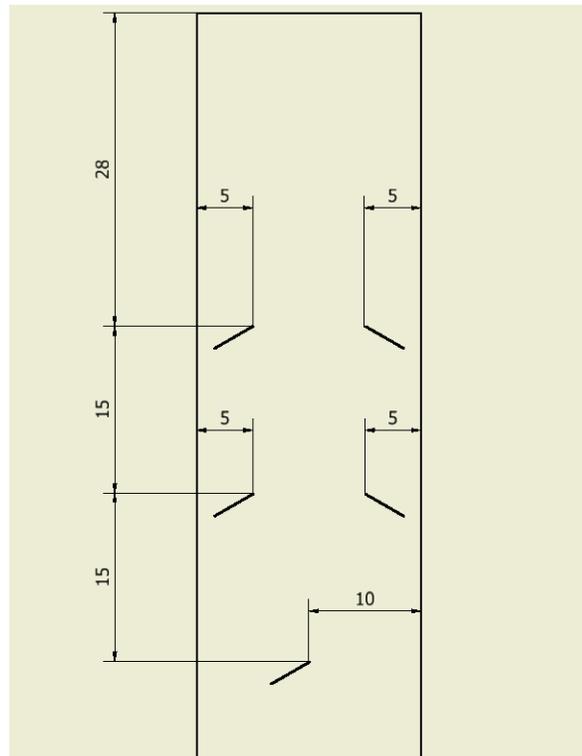


Figura 3.8: Posicionamiento generadores casos 5 y 10.

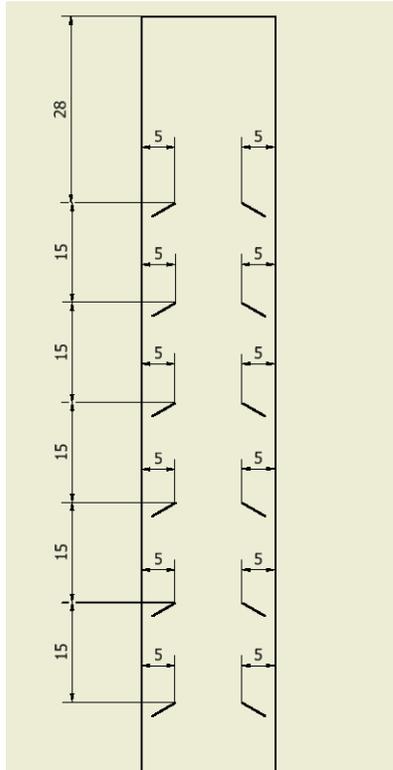


Figura 3.9: Posicionamiento generadores casos 6 y 11.

3.2.2. Caso 1

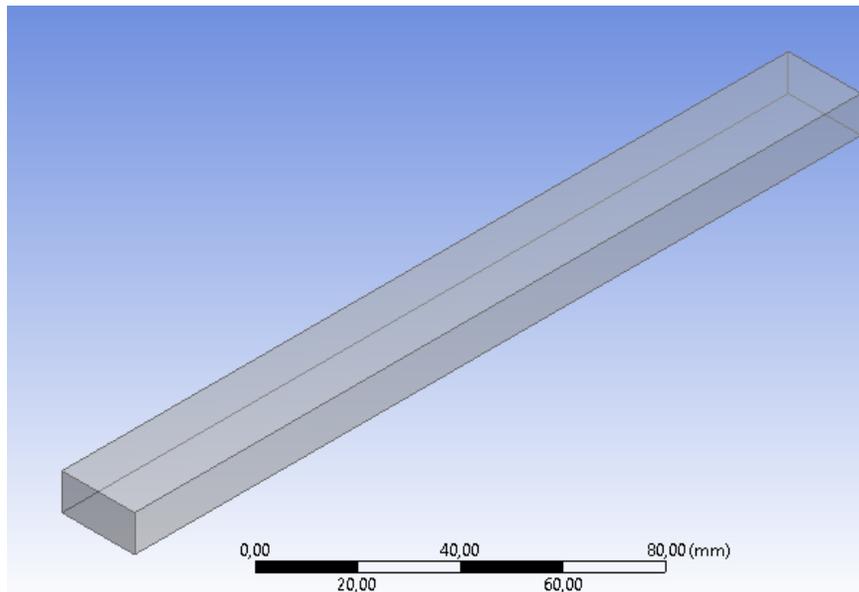


Figura 3.10: Geometría caso 1 a estudiar.

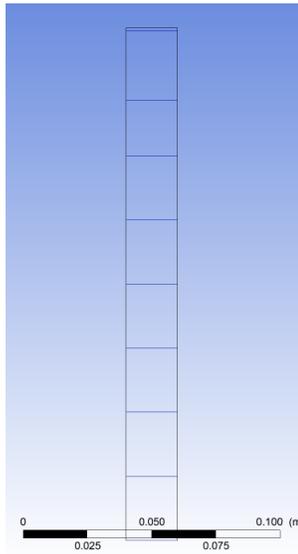


Figura 3.11: Ubicación planos estudio de líneas de flujo.

3.2.3. Caso 2

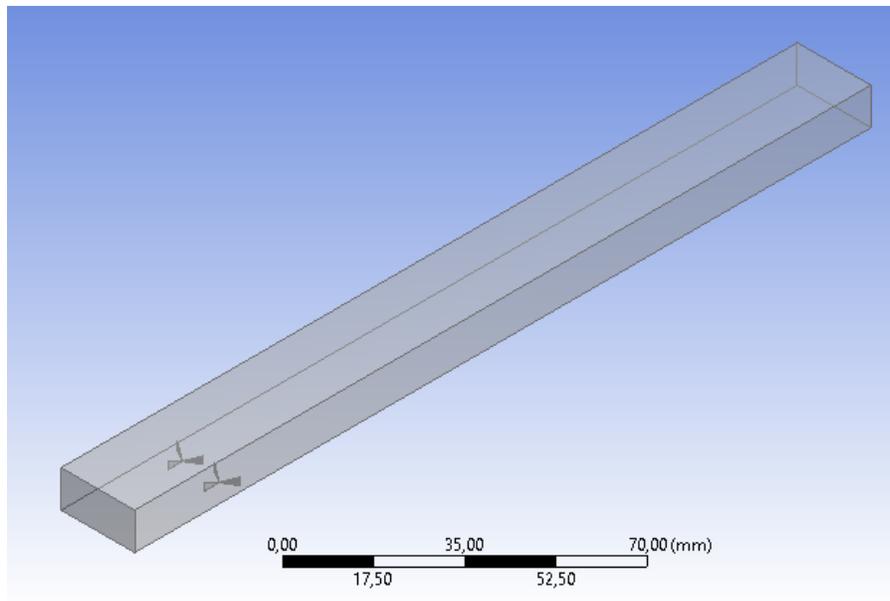


Figura 3.12: Geometría caso 2 a estudiar.

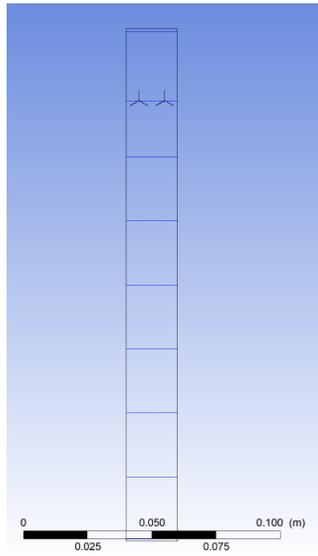


Figura 3.13: Ubicación planos estudio de líneas de flujo.

3.2.4. Caso 3

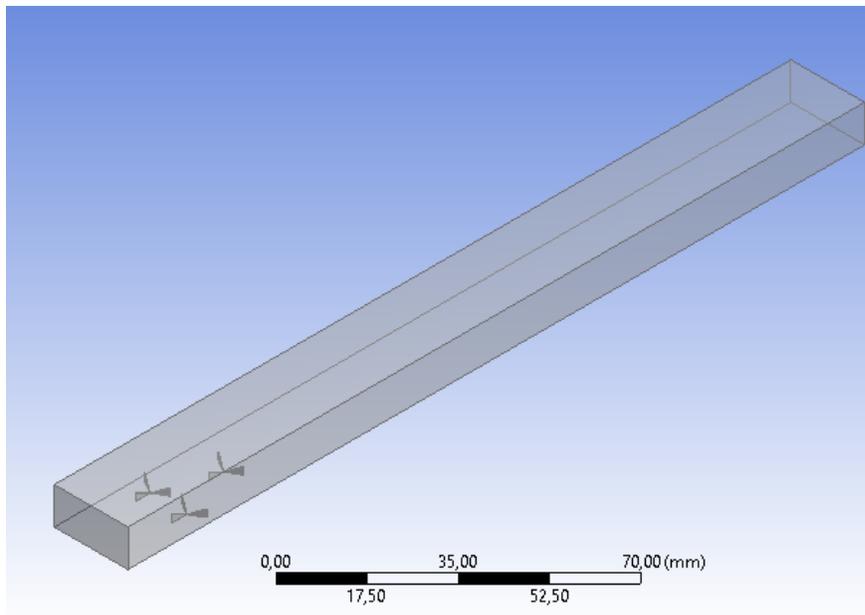


Figura 3.14: Geometría caso 3 a estudiar.

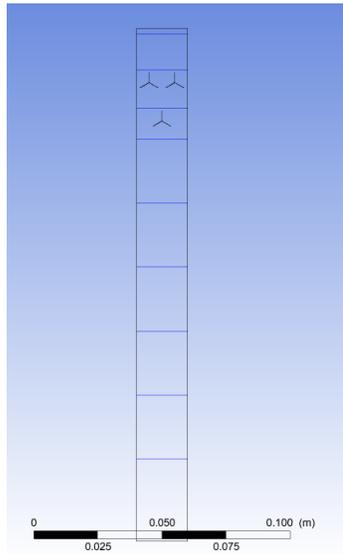


Figura 3.15: Ubicación planos estudio de líneas de flujo.

3.2.5. Caso 4

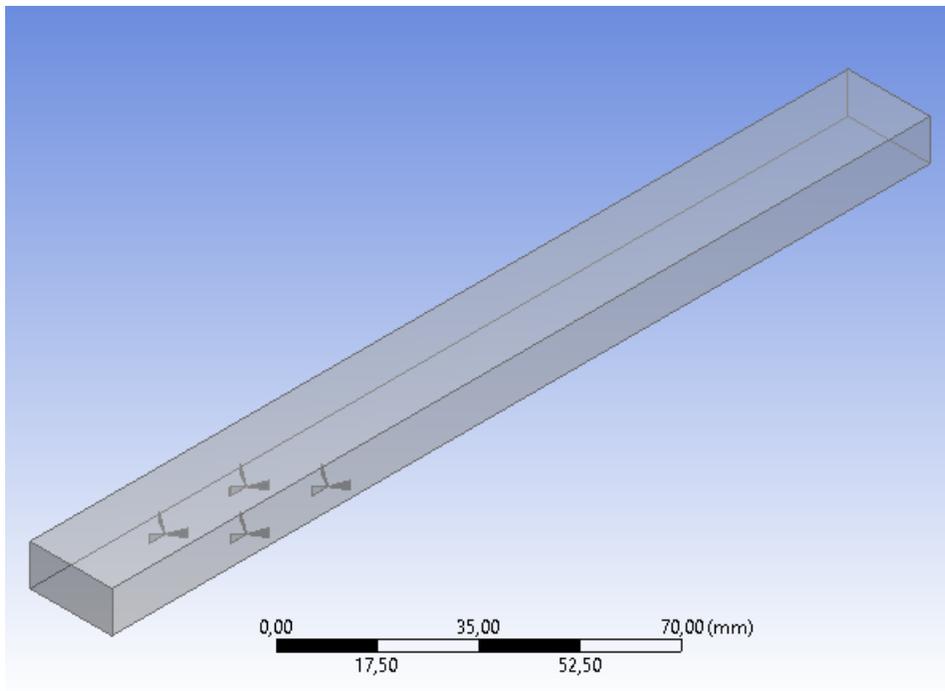


Figura 3.16: Geometría caso 4 a estudiar.

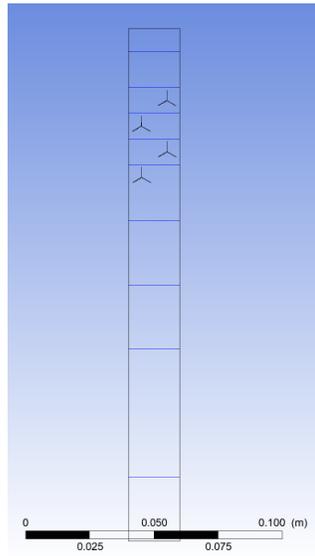


Figura 3.17: Ubicación planos estudio de líneas de flujo.

3.2.6. Caso 5

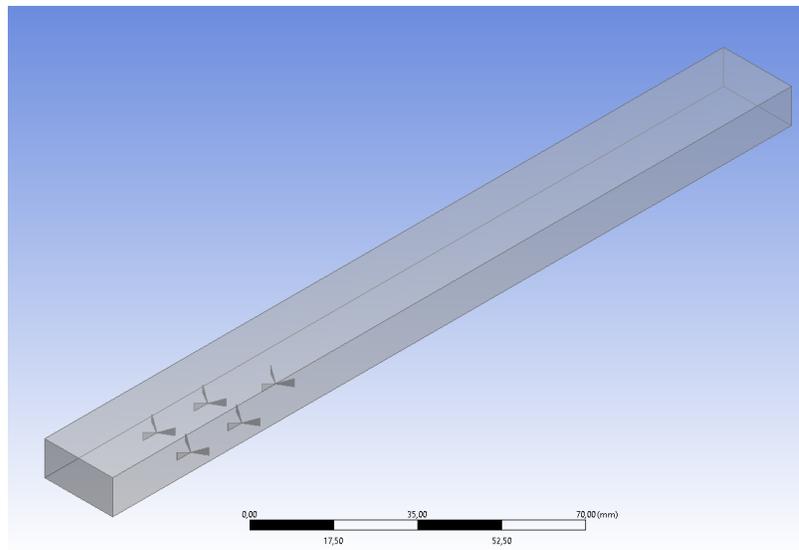


Figura 3.18: Geometría caso 5 a estudiar.

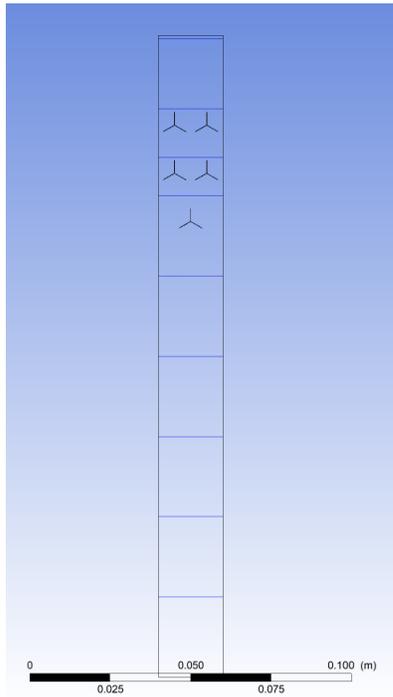


Figura 3.19: Ubicación planos estudio de líneas de flujo.

3.2.7. Caso 6

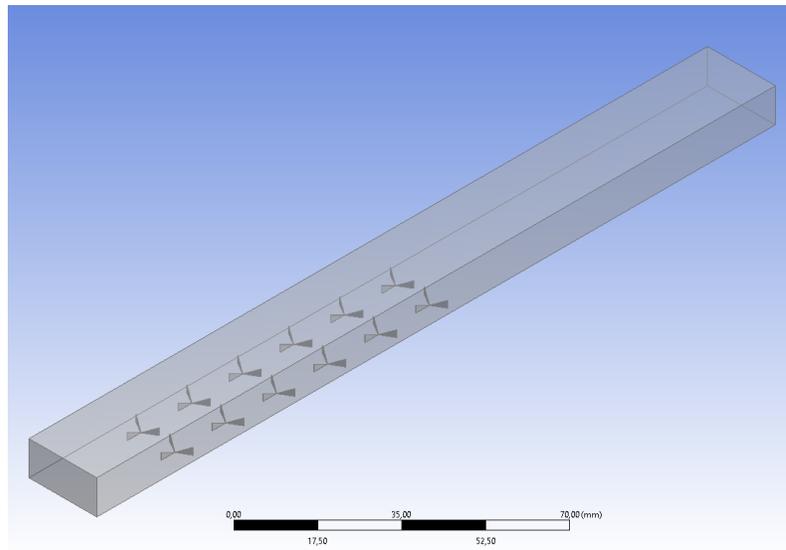


Figura 3.20: Geometría caso 6 a estudiar.

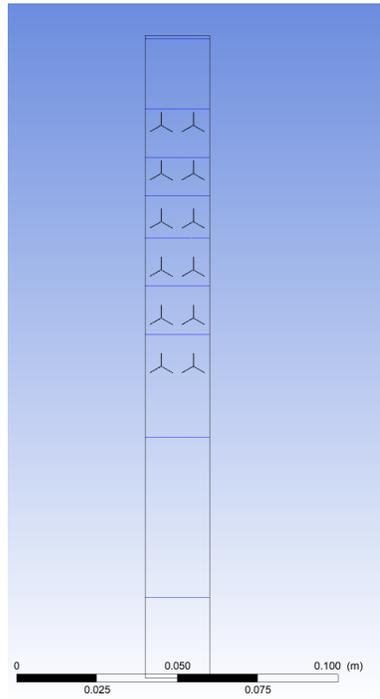


Figura 3.21: Ubicación planos estudio de líneas de flujo.

3.2.8. Caso 7

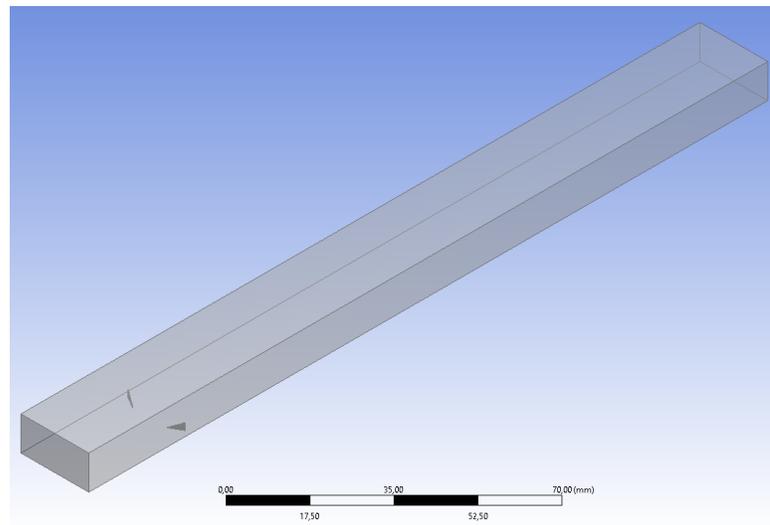


Figura 3.22: Geometría caso 7 a estudiar.

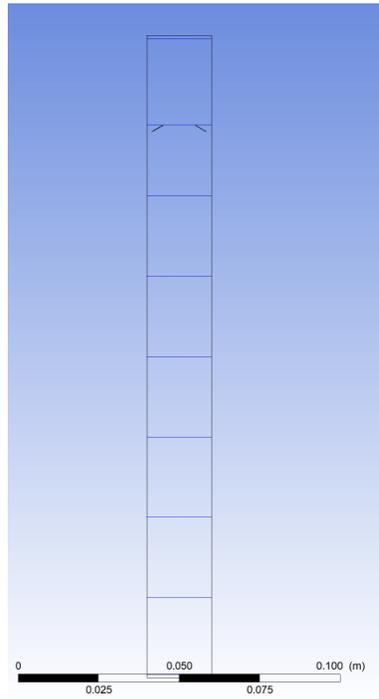


Figura 3.23: Ubicación planos estudio de líneas de flujo.

3.2.9. Caso 8

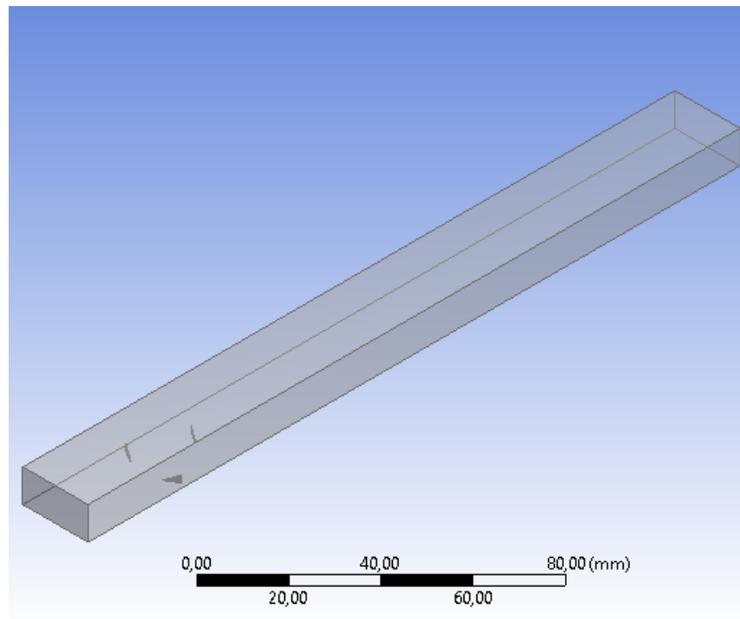


Figura 3.24: Geometría caso 8 a estudiar.

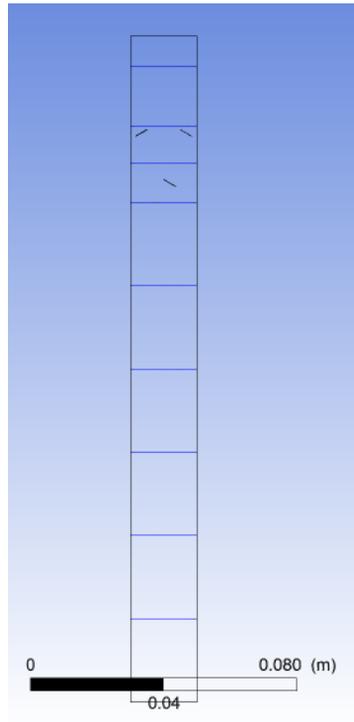


Figura 3.25: Ubicación planos estudio de líneas de flujo.

3.2.10. Caso 9

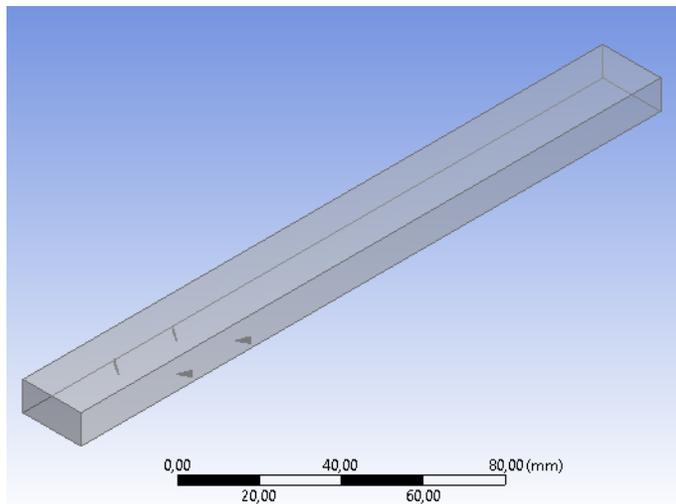


Figura 3.26: Geometría caso 9 a estudiar.

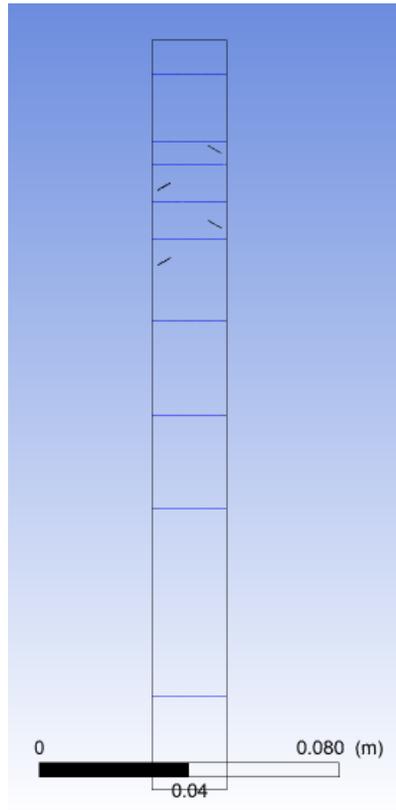


Figura 3.27: Ubicación planos estudio de líneas de flujo.

3.2.11. Caso 10

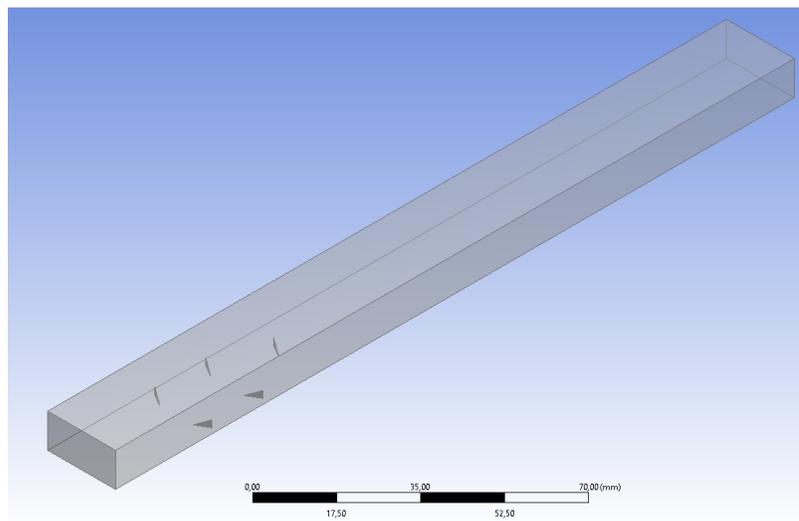


Figura 3.28: Geometría caso 10 a estudiar.

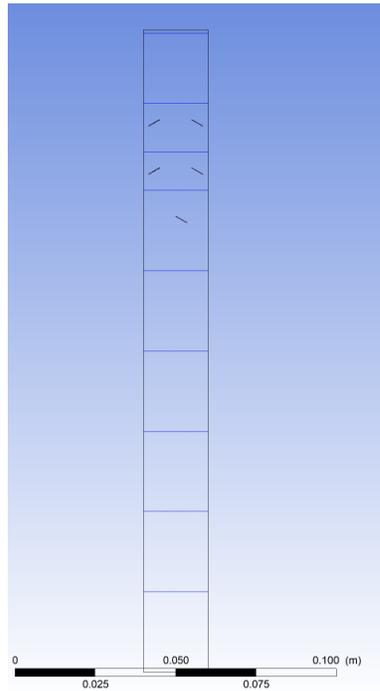


Figura 3.29: Ubicación planos estudio de líneas de flujo.

3.2.12. Caso 11

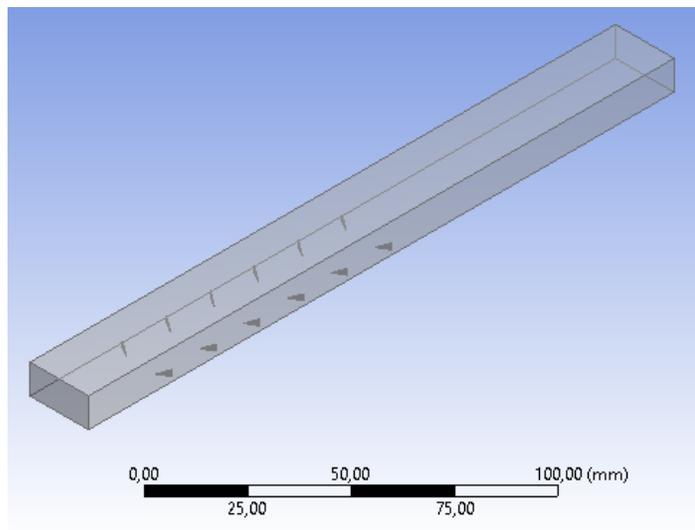


Figura 3.30: Geometría caso 11 a estudiar.

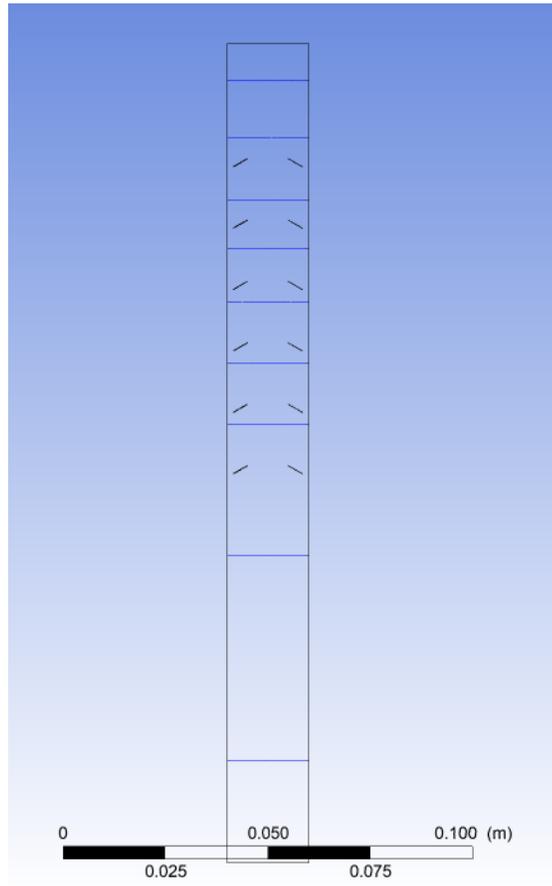


Figura 3.31: Ubicación planos estudio de líneas de flujo.

3.3. Definición Mallado

Para realizar el mallado, en primer lugar se debe diseñar la geometría a estudiar. Para esto se utilizan los programas Autodesk Inventor 2020 y Design Modeler de ANSYS. El primer paso es diseñar los generadores de vórtices en Inventor, para luego exportarlos a Design Modeler. Aquí, se genera el volumen de fluido a estudiar, en este caso, se genera un prisma de las dimensiones del canal y se utiliza la función Booleano de Design Modeler, con la cual se substraen los generadores de vórtices ya importados del canal generado, obteniendo así el volumen por el cual se transportará el fluido.

Una vez que ya se obtiene la geometría con la que se trabajará, se procede a definir las distintas secciones. Estas secciones vienen siendo la entrada (Inlet), la salida (Outlet), la pared inferior, los generadores de vórtices y las paredes laterales y superiores.

Posteriormente se procede con el mallado de la geometría. Para esto, se utilizan elementos tetraédricos, utilizando distintos tamaños de elementos para cada una de las secciones definidas anteriormente. En el caso del inlet, el outlet y la pared inferior, las secciones de mayor importancia, debido a que representan la entrada, la salida y la pared caliente. En estas caras se utiliza la opción de *face sizing*, y se determina un tamaño de elemento menor al resto de la geometría. Igualmente, en los generadores de vórtices se realiza un refinamiento con la misma opción, pero con un tamaño de elemento mayor. Finalmente, para el resto de

la geometría, se utiliza la opción *body sizing*, con un mayor tamaño de elemento, para así lograr un menor tiempo en cálculos computacionales.

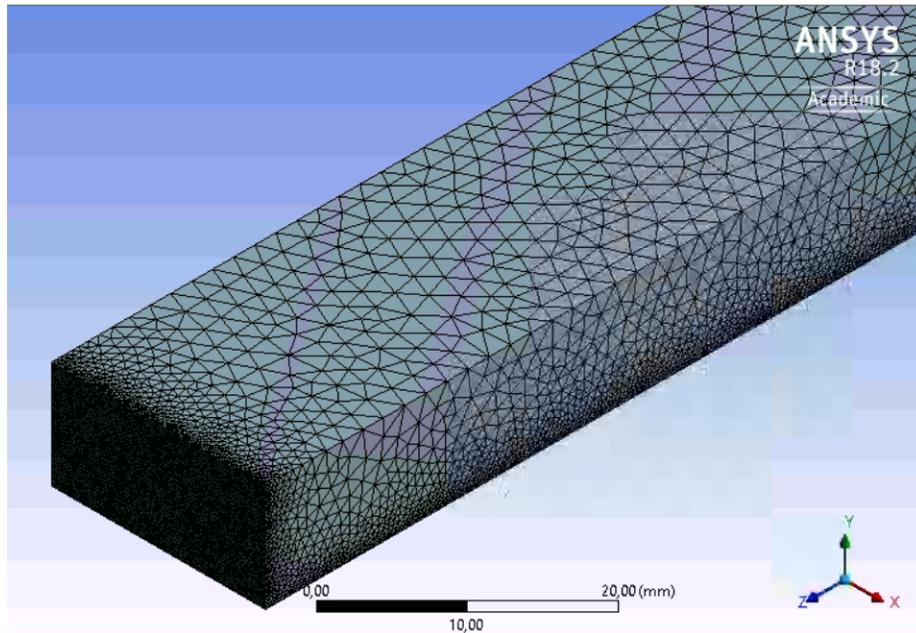


Figura 3.32: Mallado de geometría base, caso 1.

Luego de tener configurado el mallado se procede a la configuración de FLUENT. Aquí se establecen las condiciones de borde y los parámetros de cálculo. Como se mencionó anteriormente, se estudiará un modelo laminar, acorde al número de Reynolds analizado. Las propiedades del agua se consideran constantes y se utilizan las propiedades por defecto de FLUENT. Con la finalidad de obtener un correcto desarrollo de vórtices, se utiliza una simulación transiente, con un paso de tiempo acorde al tamaño del canal y la velocidad del fluido.

3.3.1. Método Numérico

En cuanto al método numérico, en primer lugar cabe destacar que se utiliza el software ANSYS 18.2 y se utiliza el modelo SIMPLEC para su resolución. Se utiliza también un modelo de *Least Square Cell Based*, con una discretización de segundo orden para presión, momento y energía.

Para el cálculo del paso de tiempo, éste varía según el número de Reynolds estudiado. Se calculó de la siguiente manera:

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

Donde L viene siendo el largo del canal y u_{in} es la velocidad de entrada al canal. En otras palabras, se toma el tiempo que demora una partícula en cruzar el canal y se divide por mil.

Se toman 20 iteraciones por *timestep* y se consideran 4000 timesteps para asegurar la convergencia de resultados. En cuanto a los residuos, se utiliza un criterio de 10^{-3} para las

ecuaciones de momentum y 10^{-6} para las ecuaciones de energía.

3.4. Condiciones de Borde

Las condiciones de borde para este caso se dividen en tres: Las condiciones en la región de entrada o Inlet, las condiciones en la región de salida o Outlet y las condiciones de pared.

3.4.1. Región de Entrada

Se tiene un flujo axial a lo largo del canal, en el eje z , la velocidad de entrada, en $z = 0$, varía entre $u_{in} = w = 0,038 - 0,113 \text{ m/s}$. Los números de Reynolds correspondientes a estas velocidades son presentados posteriormente. Debido a que solamente se tiene flujo axial, se entiende que, $u = v = 0$.

Se tiene una temperatura constante en el Inlet igual a $T_{in} = 293[K]$. Las propiedades del agua son $k = 0,6 \text{ W/m} \cdot K$, $\rho = 998,2 \text{ kg/m}^3$, $C_p = 4183 \text{ J/kg} \cdot K$ y $\mu = 0,001 \text{ Pa} \cdot s$.

3.4.2. Región de Salida

Se utiliza la condición de *pressure-outlet boundary*, la cual establece que se tiene una presión constante a la salida del canal. En $z = L$ se tiene $\partial T/\partial z = 0$ y $p_{out} = 1 \text{ atm}$.

3.4.3. Condiciones de pared

La pared inferior del canal tiene un flujo de calor constante de $q_w = 100 \text{ kW/m}^2$. Las demás paredes del canal, además de las paredes de los generadores de vórtices son adiabáticas, es decir, $\partial T/\partial y = \partial T_p/\partial y = 0$. Además, se aplica la condición de no deslizamiento para estas paredes.

3.5. Independencia de Mallado y Validación del Modelo

Para la independencia de mallado, se utilizó el proceso de validación del modelo, debido a que las dimensiones del canal son las mismas. En base a esto, se realizó el proceso de validación con distintas mallas con el propósito de replicar los resultados obtenidos por el paper mencionado anteriormente [11].

Para esto, se simuló el caso base estudiado por Liu y se fueron comparando los resultados con distintas mallas como se muestra en la tabla a continuación, la cual muestra las distintas mallas estudiadas, con su cantidad de elementos entre paréntesis, junto con el número de Nusselt y el factor de fricción resultante para cada caso. En cuanto a las columnas de error, estas son con respecto a los resultados obtenidos por el paper, por lo que se busca tener un error lo más bajo posible, tanto en el número de Nusselt como en el factor de fricción.

Tabla 3.2: Resultados estudio de validación con cuatro mallas distintas. El número entre paréntesis representa la cantidad de elementos de cada malla.

	Re	Nu	Error Nu [%]	f	Error f [%]
Malla 1 (5,8M)	500	17,29	8,99	0,26	11,13
	833	21,14	14,76	0,19	10,00
	1166	23,82	11,77	0,15	10,57
	1500	26,26	15,28	0,12	3,33
Malla 2 (2,5M)	Re	Nu	Error Nu [%]	f	Error f [%]
	500	19,43	2,24	0,26	12,76
	833	24,11	2,78	0,19	12,94
	1166	27,60	2,21	0,16	13,81
Malla 3 (1,5M)	500	19,66	3,50	0,25	10,22
	833	24,48	1,31	0,19	10,47
	1166	28,19	4,42	0,16	11,19
	1500	31,54	1,75	0,14	13,28
Malla 4 (1,6M)	Re	Nu	Error Nu [%]	f	Error f [%]
	500	20,01	5,30	0,23	2,13
	833	24,74	0,23	0,17	2,48
	1166	28,52	5,62	0,14	3,22
	1500	32,00	3,22	0,13	5,17

Para el primer caso de la malla 1, como se puede notar en la tabla 3.2, se obtuvo un número muy alto de elementos, esto se debe a que no se realizó un refinamiento seccionado de la geometría, sino que se refinaron todos los elementos de la malla, lo que resultó en un número muy elevado de elementos y por tanto en un tiempo elevado de cálculo computacio-

nal. También se puede notar que el error es elevado para ciertos casos y es por esto que se iteró con una nueva malla.

En el caso de la segunda malla, se relajó el tamaño de elementos en el cuerpo del canal y se refinó el tamaño de elementos en la pared inferior. Debido a que solamente se refinó la pared inferior, se obtuvieron mejores resultados en cuanto al número de Nusselt, pero se incrementó el error en el factor de fricción. También mejoró el tiempo de cálculo debido a que se disminuyó la cantidad de elementos de la malla.

En el tercer caso, se refinó la pared inferior y el inlet, relajando más aún el resto de la malla, obteniendo mejores resultados que en el caso anterior en cuanto al número de elementos, pero no así en el Nu y f .

Para el último caso, se refinaron los delta winglets, el inlet, el outlet y la pared inferior, manteniendo el tamaño de elementos en el resto del canal. Con esto, se obtuvieron resultados acertados tanto en el número de Nusselt como en el factor de fricción, manteniendo un bajo número de elementos, por lo que se seleccionó esta malla para seguir con el estudio. A continuación se presentan las figuras que resumen estos resultados para la malla 4.

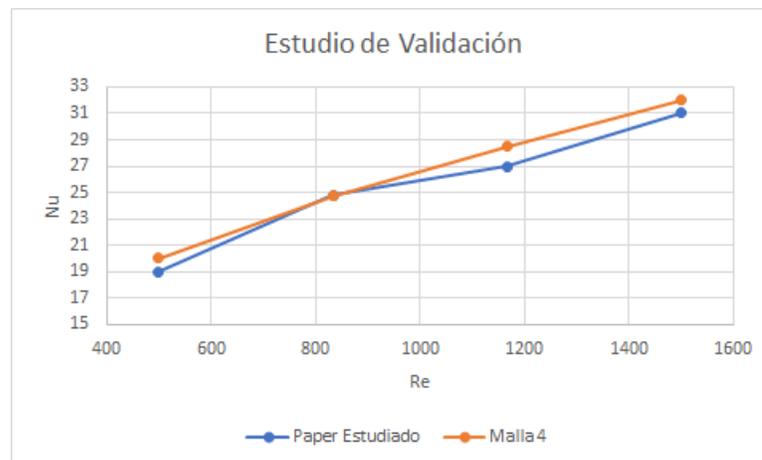


Figura 3.33: Resultados comparativos del número de Nusselt entre estudio de H. Liu y la simulación numérica.

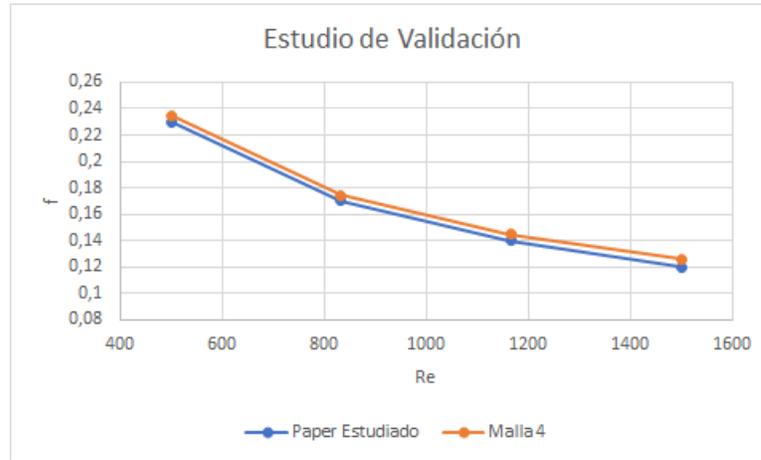


Figura 3.34: Resultados comparativos del factor de fricción entre el estudio de H. Liu y la simulación numérica.

Debido a que estas simulaciones poseen un error menor al 10% tanto en el número de Nusselt como en el factor de fricción, se procede a realizar las simulaciones para los casos que contienen generadores de vórtices en sus geometrías.

3.6. Parámetros

3.6.1. Diámetro Hidráulico

El diámetro hidráulico o diámetro equivalente es utilizado para los casos en que se estudian secciones no circulares. Esto tiene como finalidad poder calcular los parámetros que se presentarán posteriormente. Se define como:

$$D_h = \frac{4A_c}{P} = \frac{2 \cdot H \cdot W}{H + W} \quad (3.2)$$

Donde A_c [m^2] es el área de la sección transversal y P [m] es su diámetro [1]. Para esta memoria en particular, se puede simplificar utilizando los valores de H y W, representando el alto y ancho de la sección transversal.

3.6.2. Número de Reynolds

El número de Reynolds es un número adimensional que se utiliza para predecir el comportamiento del fluido. La mayor importancia de éste recae en su capacidad de predecir si el flujo será laminar o turbulento. Se define de la siguiente manera:

$$Re = \frac{\rho \cdot u_{in} \cdot D_h}{\mu} \quad (3.3)$$

Donde ρ [$\frac{kg}{m^3}$] representa la densidad del fluido, u_{in} [$\frac{m}{s}$] representa la velocidad de entrada

del fluido, D_h [m] representa el diámetro hidráulico del canal y μ [$\frac{kg}{m \cdot s}$] representa la viscosidad del fluido.

3.6.3. Temperatura media en el plano

La temperatura media en el plano, también conocida como T_{bulk} , representa la temperatura promedio en una sección transversal y se define [11] de la siguiente manera:

$$T_{bulk} = T_m = \frac{T_{in} + T_{out}}{2} \quad (3.4)$$

Donde T_{in} [K] representa la temperatura en la entrada del canal y T_{out} [K] representa la temperatura a la salida del canal.

3.6.4. Coeficiente de transferencia de calor por convección

El coeficiente de transferencia de calor por convección se definirá de la siguiente manera [11].

$$h = \frac{q_w}{T_p - T_m} \quad (3.5)$$

Donde q_w [W/m^2] es el flujo de calor en la pared, T_p [K] es la temperatura de la pared y T_m [K] es la temperatura media en el plano.

3.6.5. Número de Nusselt

Es común utilizar números adimensionales para estudiar ciertas propiedades de los sistemas que se están estudiando. Uno de los más utilizados es el número de Nusselt, el cual mide la razón entre la transferencia de calor por convección y la transferencia de calor por conducción. Se define de la siguiente manera [1].

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{k} \quad (3.6)$$

Donde h [$\frac{W}{m^2 \cdot K}$] es el coeficiente de transferencia de calor por convección, D_h [m] es el diámetro hidráulico y k [$\frac{W}{m \cdot K}$] es el coeficiente de conductividad térmica.

3.6.6. Factor de fricción

El factor de fricción es un número adimensional que cuantifica la pérdida de presión que se deben a la fricción del fluido. Se define como [11]:

$$f = \frac{2 \cdot \Delta p \cdot D_h}{\rho \cdot u_{in}^2 \cdot L} \quad (3.7)$$

Donde Δp [Pa] es la diferencia de presión entre la entrada y la salida, D_h [m] es el diámetro hidráulico, ρ [$\frac{kg}{m^3}$] representa la densidad del fluido, u_{in} [$\frac{m}{s}$] representa la velocidad de entrada del fluido y L [m] representa el largo del canal.

3.6.7. Factor de eficiencia

Se utilizará el factor de eficiencia térmica definido por [12], el cual relaciona los resultados obtenidos en cuanto al número de Nusselt y al factor de fricción. Debido a que este factor se normaliza por la geometría del caso base, en este caso, el canal libre, un valor superior a uno indica un aumento porcentual con respecto a esta geometría.

$$TEF = \frac{Nu}{Nu_0} \left(\frac{f}{f_0} \right)^{-\frac{1}{3}} \quad (3.8)$$

Donde Nu representa el número de Nusselt de la geometría que se está estudiando, Nu_0 representa el número de Nusselt de la geometría base, f representa el factor de fricción de la geometría que se está estudiando y f_0 representa el factor de fricción de la geometría base.

Capítulo 4

Resultados

4.1. Caso 1

En primer lugar, tenemos el caso número 1, el cual consta del estudio del canal libre, sin ningún tipo de generadores de vórtices. en la figura 4.1 se puede notar que se tiene un aumento de la velocidad de manera bastante uniforme al ir avanzando en el canal, tomando en cuenta que siempre se tiene un valor mayor al centro del canal. De igual forma, en el caso del contorno de temperatura, también se puede notar un aumento en a lo largo del canal.

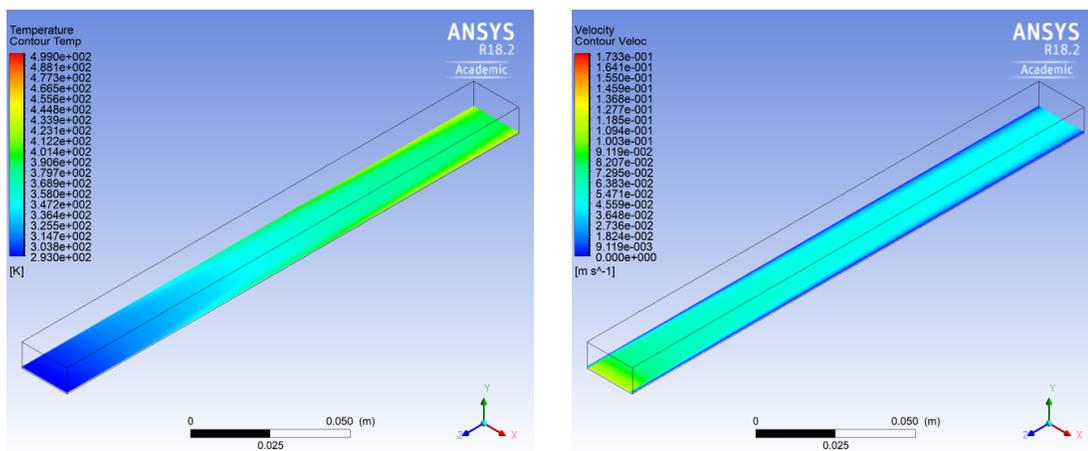


Figura 4.1: Contornos de temperatura y velocidad para el Caso 1.

En la figura 4.2, se puede notar que el coeficiente de transferencia de calor tiene un muy alto valor a la entrada del canal, pero éste decrece rápidamente al ir avanzando y se mantiene en un valor bastante uniforme.



Figura 4.2: Mapa de coeficiente de transferencia de calor 'h' a lo largo de la pared inferior del canal.

En este caso, la figura 4.3 muestra como se comportan los contornos de temperatura transversales a lo largo del canal. Se puede notar una concentración de altas temperaturas en los sectores cercanos a la pared inferior del canal. De igual forma, al ir avanzando en el canal, se puede notar una mejor repartición de temperaturas a lo largo de la sección transversal.

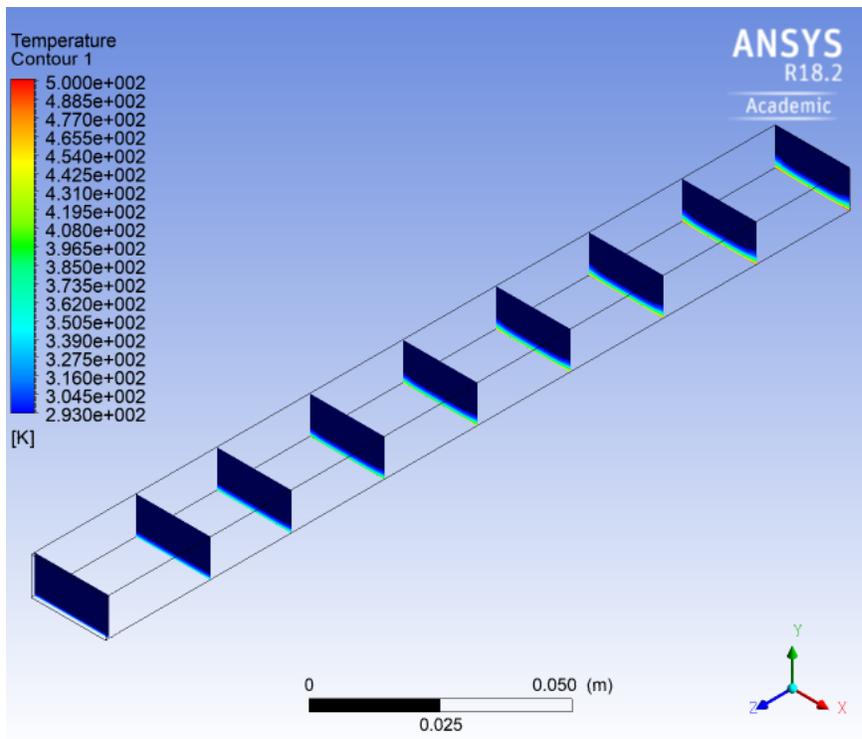


Figura 4.3: Contornos de temperatura a lo largo del canal.

En la figura 4.4 se muestran las líneas de flujo a lo largo del canal. Los planos corresponden a los presentados en la figura 3.11. En este caso, al no contar con generadores de vórtices, no se tiene un cambio en las líneas de flujo al ir avanzando en el canal, sino que, lo único que se puede notar es un cambio en el color de las líneas de flujo, lo que representaría un aumento en la velocidad del fluido.

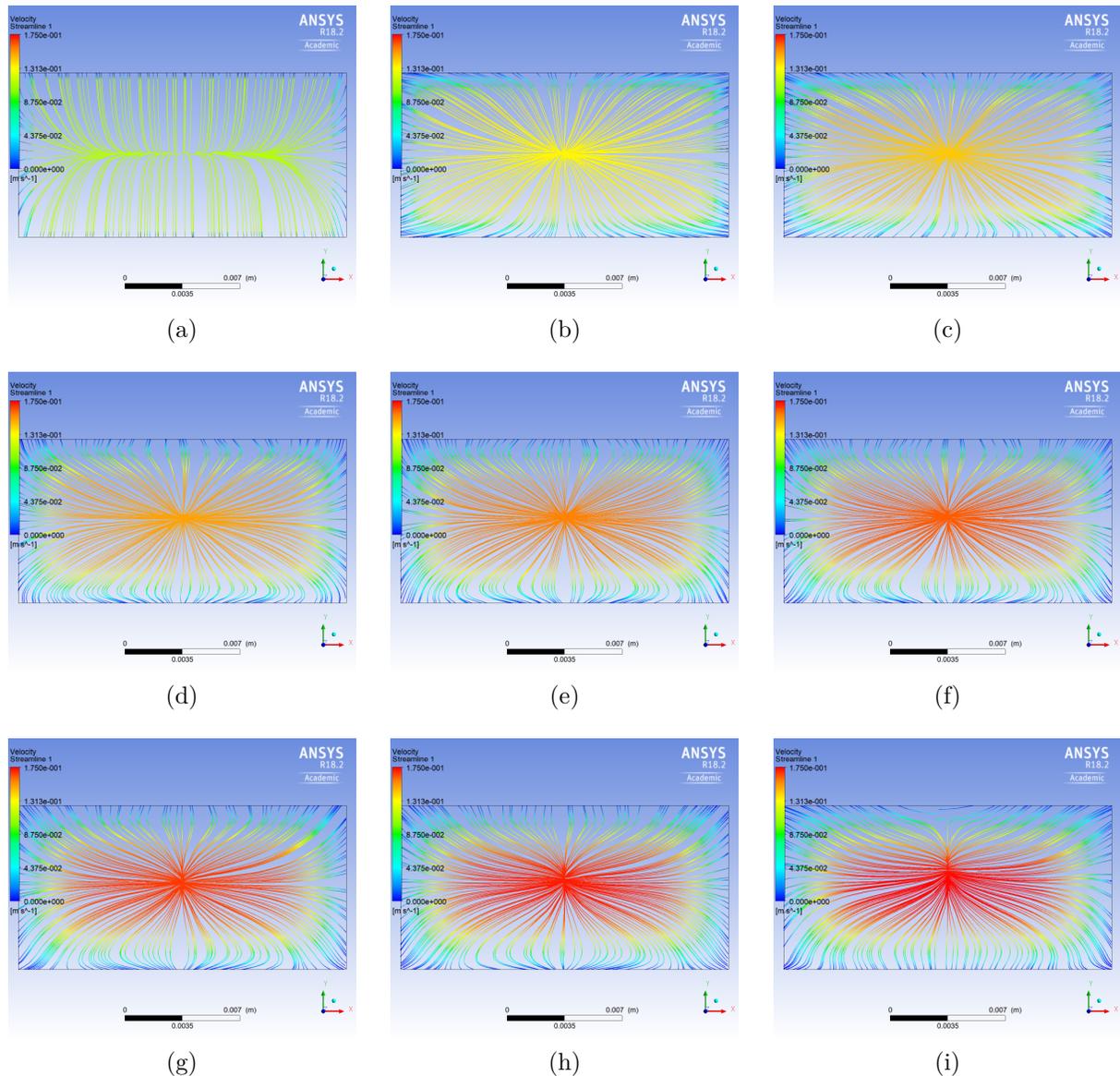


Figura 4.4: Líneas de Flujo para el caso 1.

4.2. Caso 2

Este caso presenta dos generadores de vórtices combinados ubicados a la entrada del canal. En la figura 4.5 se presentan los contornos de temperatura y velocidad. Se puede notar que se tiene un aumento de la temperatura en la sección inmediatamente posterior a los generadores de vórtices. En cuanto a la velocidad, se puede notar que se tiene una disminución de ésta

en este mismo sector.

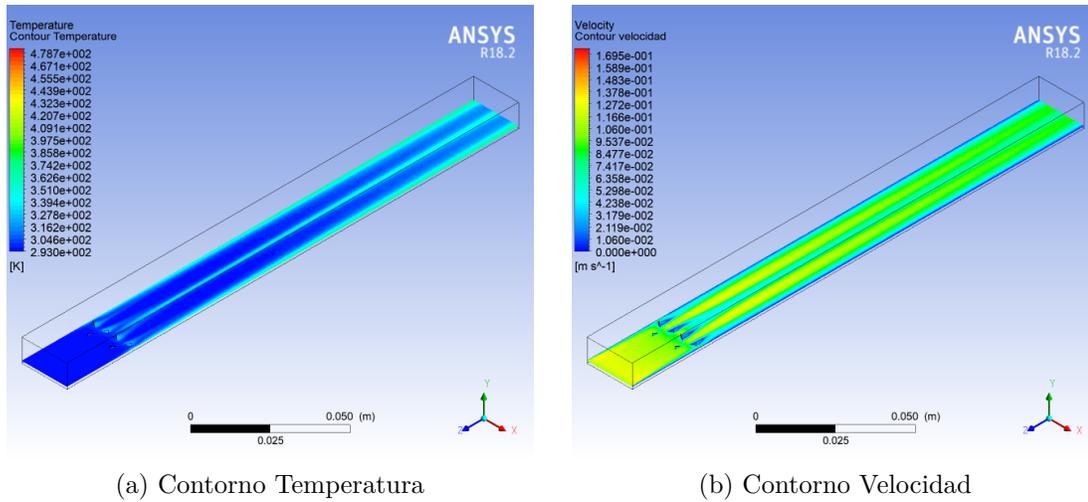


Figura 4.5: Contornos de temperatura y velocidad para el Caso 2.

En la figura 4.6 se presenta un mapa del coeficiente de transferencia de calor a lo largo de la pared inferior del canal. Aquí se puede notar que los generadores causan un aumento en el valor de h en el sector posterior a ellos. Este aumento se mantiene a lo largo del canal, pero va decreciendo a medida que se avanza a lo largo.

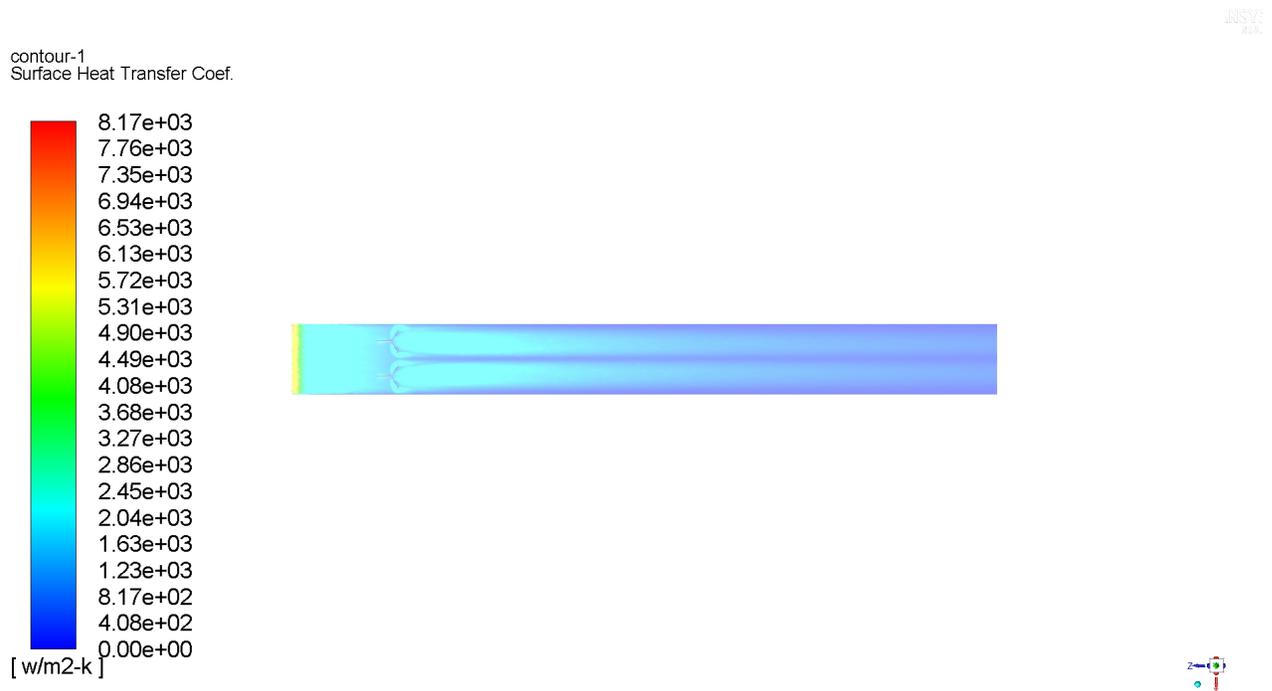


Figura 4.6: Mapa de coeficiente de transferencia de calor ' h ' a lo largo de la pared inferior del canal.

En la figura 4.7 se muestra la evolución de la temperatura en los planos transversales a

lo largo del canal. De igual manera que en el caso anterior, se nota que se tiene una concentración de temperaturas altas en el sector inferior de los planos. Se puede notar también, que la distribución de temperaturas se va equiparando a lo largo del canal, con un mayor aumento de temperaturas a los costados y al centro del plano, generando un menor aumento de temperatura en los sectores intermedios del plano.

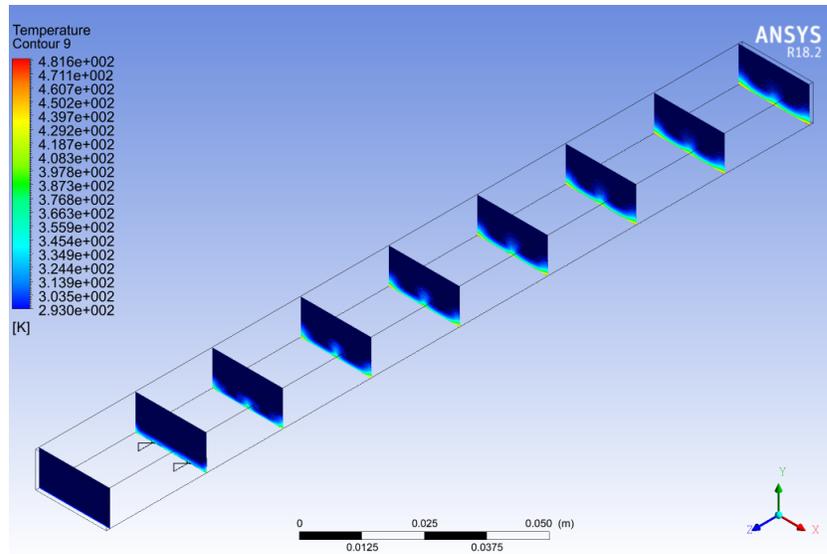


Figura 4.7: Contornos de temperatura a lo largo del canal.

En la figura 4.8 se presentan las líneas de flujo correspondientes a los planos presentados en la figura 3.13. Aquí se puede notar que en el plano (c) se muestran los vórtices formados por los generadores. Se forman cuatro vórtices, dos por cada uno de los generadores combinados. Al ir avanzando a lo largo del canal, los dos vórtices centrales se van combinando, como se puede notar en el plano (g). Cabe destacar que la velocidad del fluido va aumentando a lo largo del recorrido, con una mayor velocidad en el centro del canal.

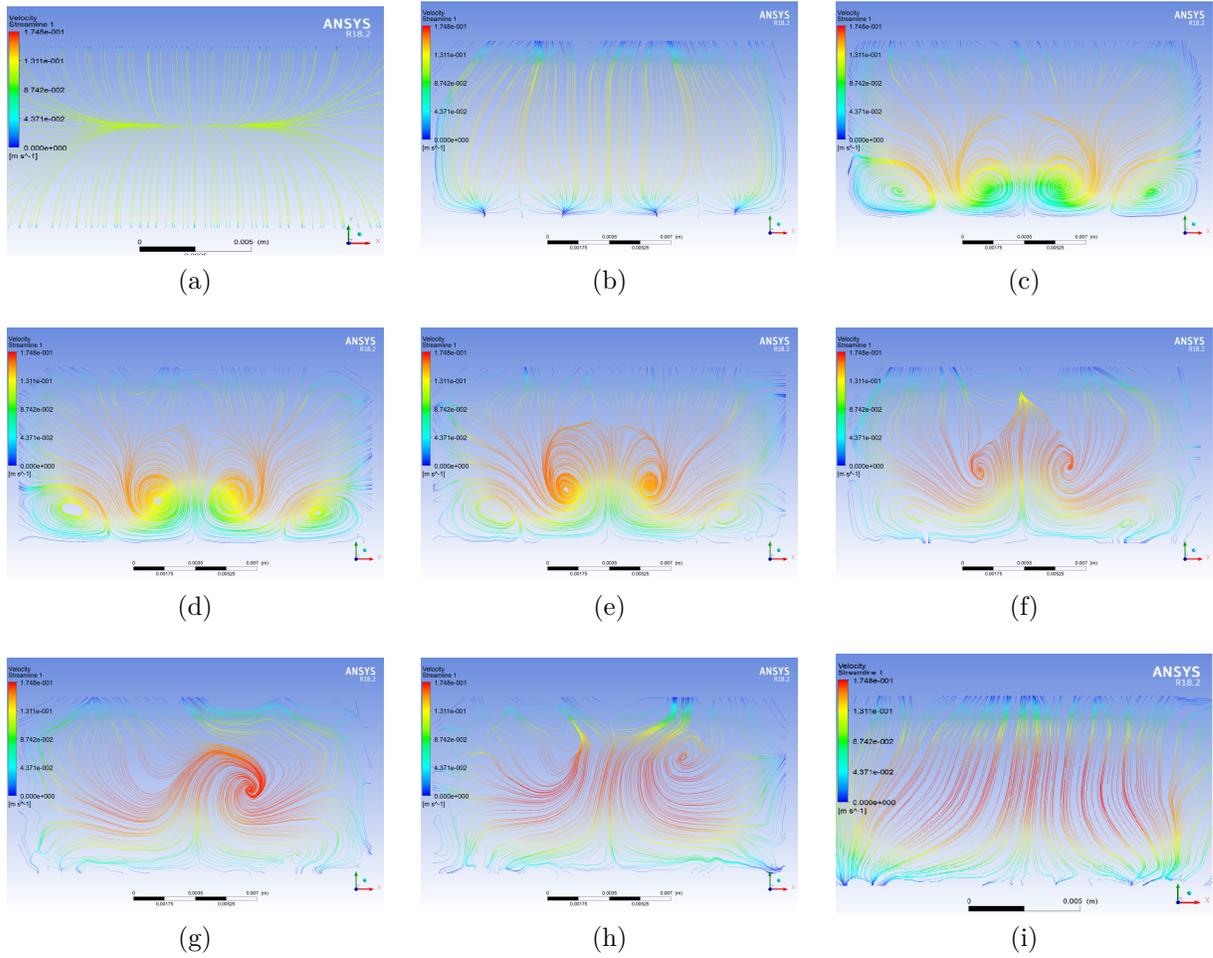
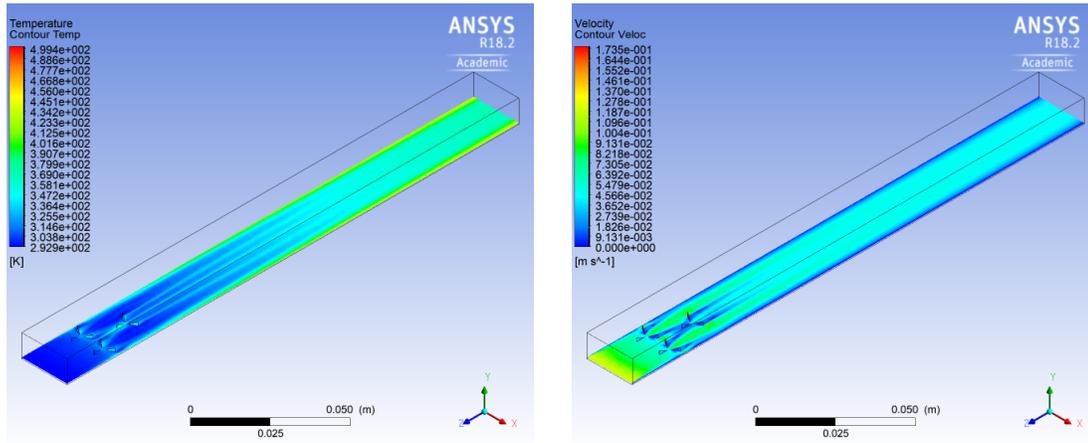


Figura 4.8: Líneas de Flujo para el caso 2.

4.3. Caso 3

El caso 3 presenta tres generadores combinados. Los dos primeros ubicados a la entrada del canal y el tercero ubicado detrás de los dos primeros, tomando una ubicación central. En la figura 4.9 se puede notar el mismo comportamiento que en el caso anterior, se tiene un aumento de temperatura en el sector inmediatamente posterior al generador, sumando un aumento general de la temperatura a lo largo del recorrido. En cuanto a la velocidad, se tiene una baja de velocidad en el sector inmediatamente posterior al generador, manteniendo también un aumento a lo largo del recorrido, con una mayor velocidad al centro.



(a) Contorno Temperatura

(b) Contorno Velocidad

Figura 4.9: Contornos de temperatura y velocidad para el Caso 3.

En la figura 4.10 se puede ver un aumento en el coeficiente de transferencia de calor luego de que el fluido pasa por los primeros dos generadores de vórtices. Luego de esto, se puede ver una baja en el aumento de h , luego de pasar por el tercer generador combinado. De igual forma, el aumento se mantiene de forma decreciente a lo largo del recorrido.

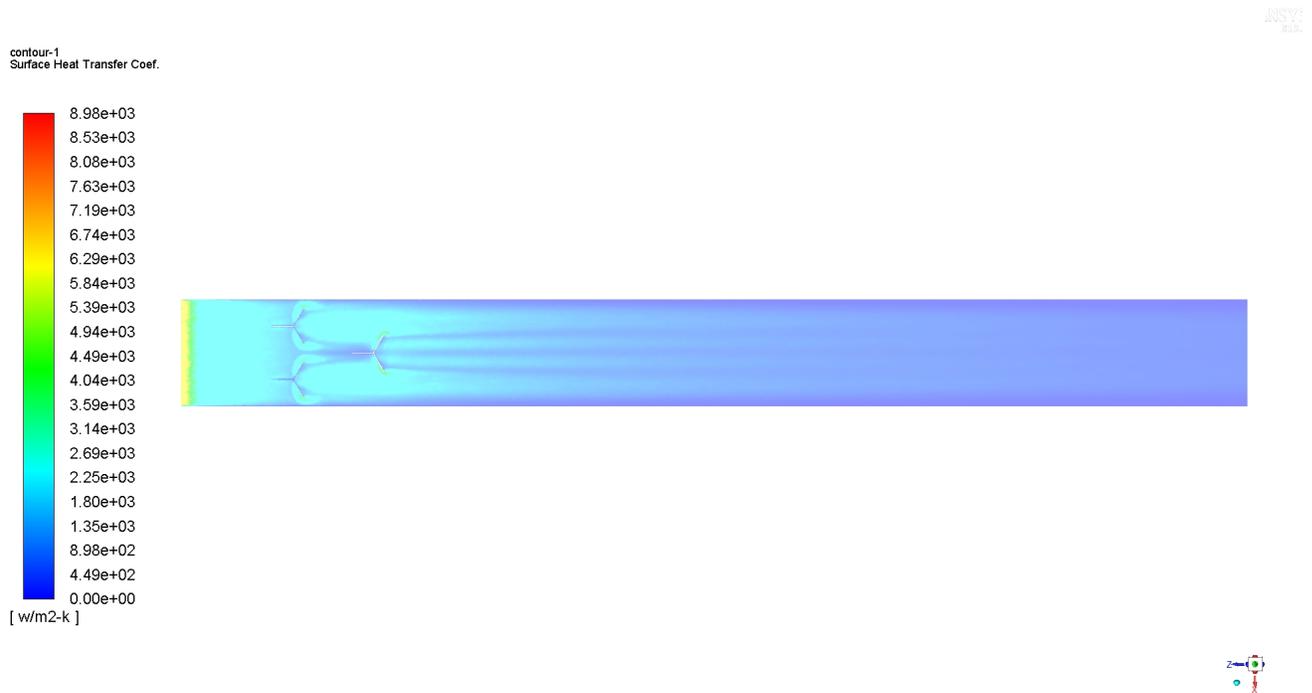


Figura 4.10: Mapa de coeficiente de transferencia de calor ' h ' a lo largo de la pared inferior del canal.

En la figura 4.11 se presentan contornos de temperaturas en planos transversales a lo largo del canal. En estos, se nota una mayor concentración de temperaturas en la parte inferior. A lo largo que se avanza en el recorrido, se puede notar que se tiene una mayor distribución de

altas temperaturas en el plano, con un mayor aumento en los costados laterales.

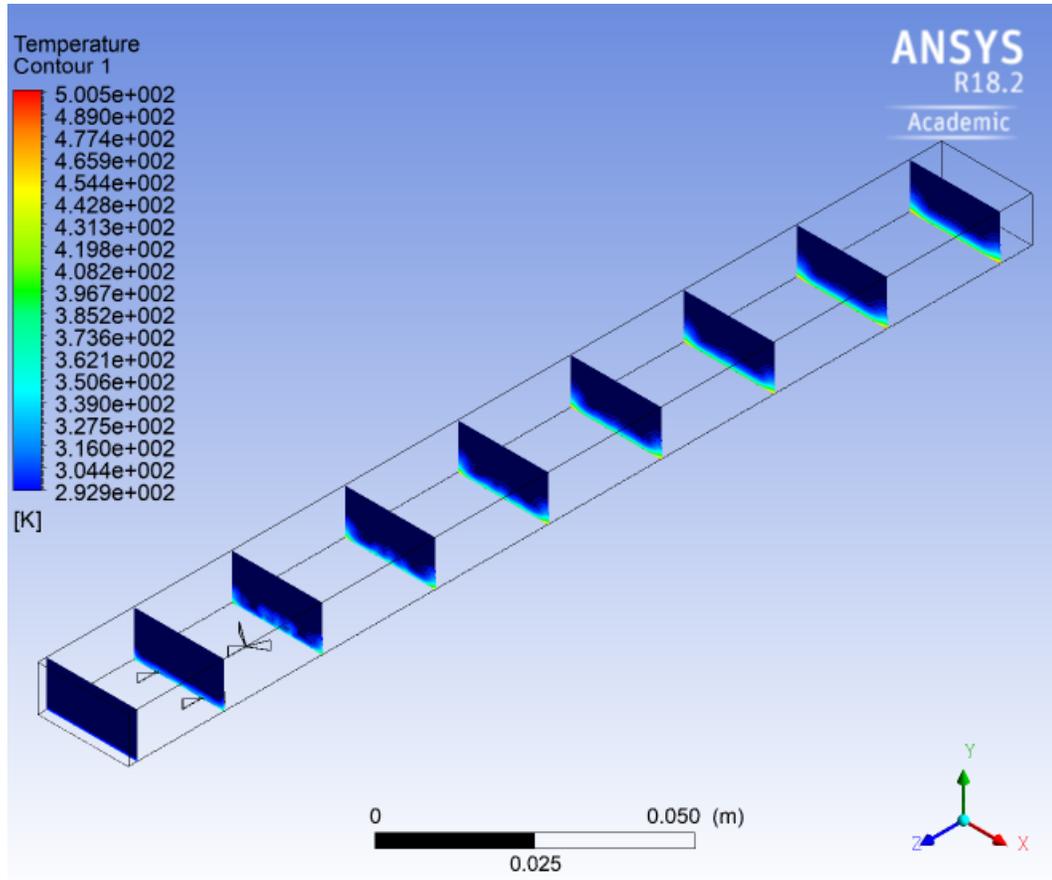


Figura 4.11: Contornos de temperatura a lo largo del canal.

En la figura 4.12 se presentan las líneas de flujo correspondientes a los planos mostrados en la figura 3.15. Se puede notar en el plano (c) que se forman cuatro vórtices debido a los generadores combinados. Luego de esto, en el plano (d) se puede notar que al pasar por el tercer generador combinado, se vuelven a formar dos vórtices al centro del canal. Se nota de igual manera que el fluido lleva una menor velocidad en estos vórtices, comparando con los dos vórtices previamente formados ubicados a los costados del canal. Al seguir con su recorrido, estos cuatro vórtices se combinan en dos más grandes, lo que se puede notar en los planos (e) y (f). Finalmente, no se logran distinguir los vórtices (plano (h)), pero si se puede ver un aumento en la velocidad del fluido.

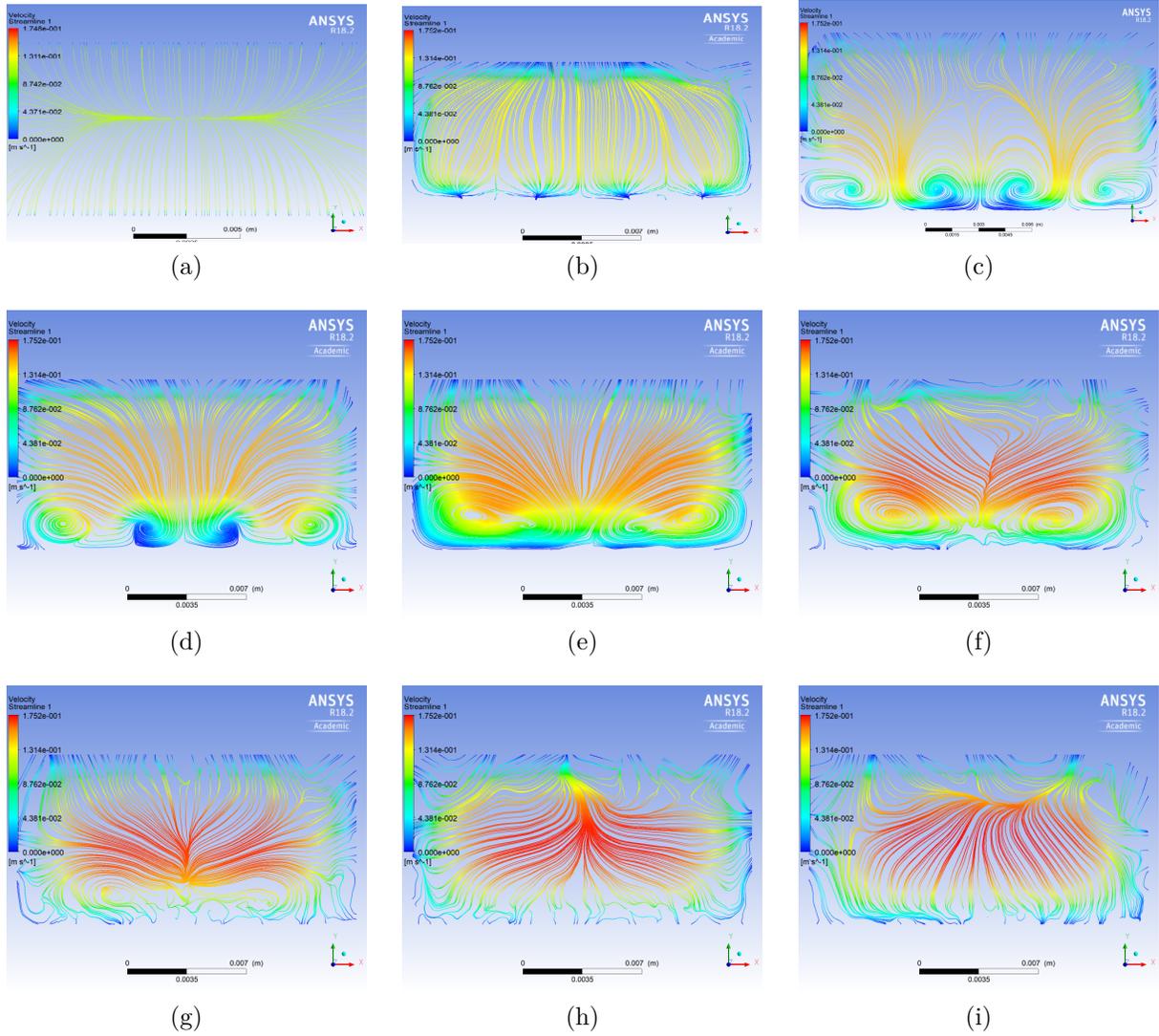
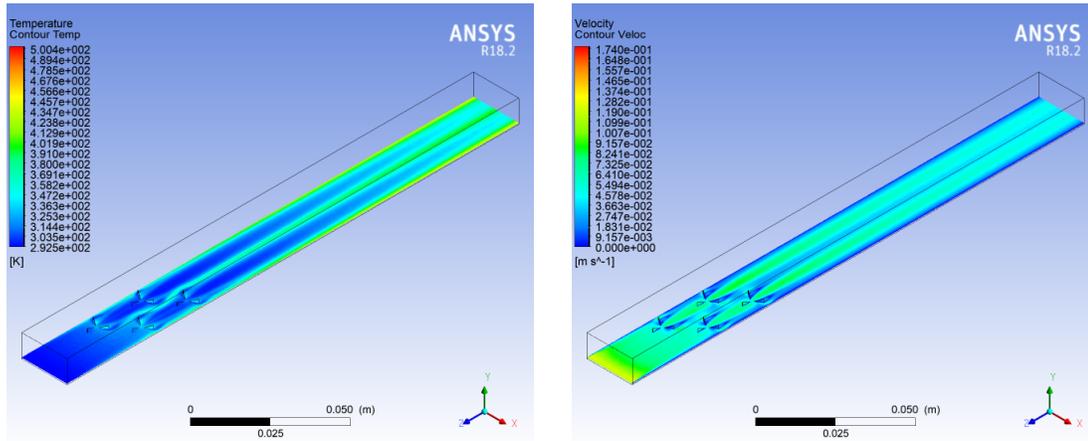


Figura 4.12: Líneas de Flujo para el caso 3.

4.4. Caso 4

El caso 4 presente cuatro generadores combinados, ubicados escalonadamente a la entrada del canal. En la figura 4.13 se nota un comportamiento similar a los casos anteriores, con una alza en la temperatura en el sector inmediatamente posterior a los generadores de vórtices. Sumando a esto, se nota que se tiene un aumento en los costados y al centro del canal, mientras que en los sectores posteriores a los generadores tienen una menor temperatura a lo largo de todo el recorrido. En el caso del contorno de velocidad, se nota una baja en la velocidad en el sector inmediatamente posterior a los generadores, pero esto no afecta la velocidad del fluido en lo que sigue de recorrido, logrando mayores velocidades al centro del canal y menores a los costados.



(a) Contorno Temperatura

(b) Contorno Velocidad

Figura 4.13: Contornos de temperatura y velocidad para el Caso 4.

En la figura 4.14 se puede notar un aumento de h en los sectores posteriores a los generadores combinados. Como en este caso se tienen los generadores ubicados a los costados y no al centro como en el caso anterior, no hay interferencia entre la primera fila de generadores y la segunda, sino que se alarga el efecto de aumento positivo del coeficiente a lo largo del canal. De todas maneras, este aumento va en declive a lo largo del recorrido, pero sí se mantiene un aumento con respecto a los sectores que no son afectados por los generadores.

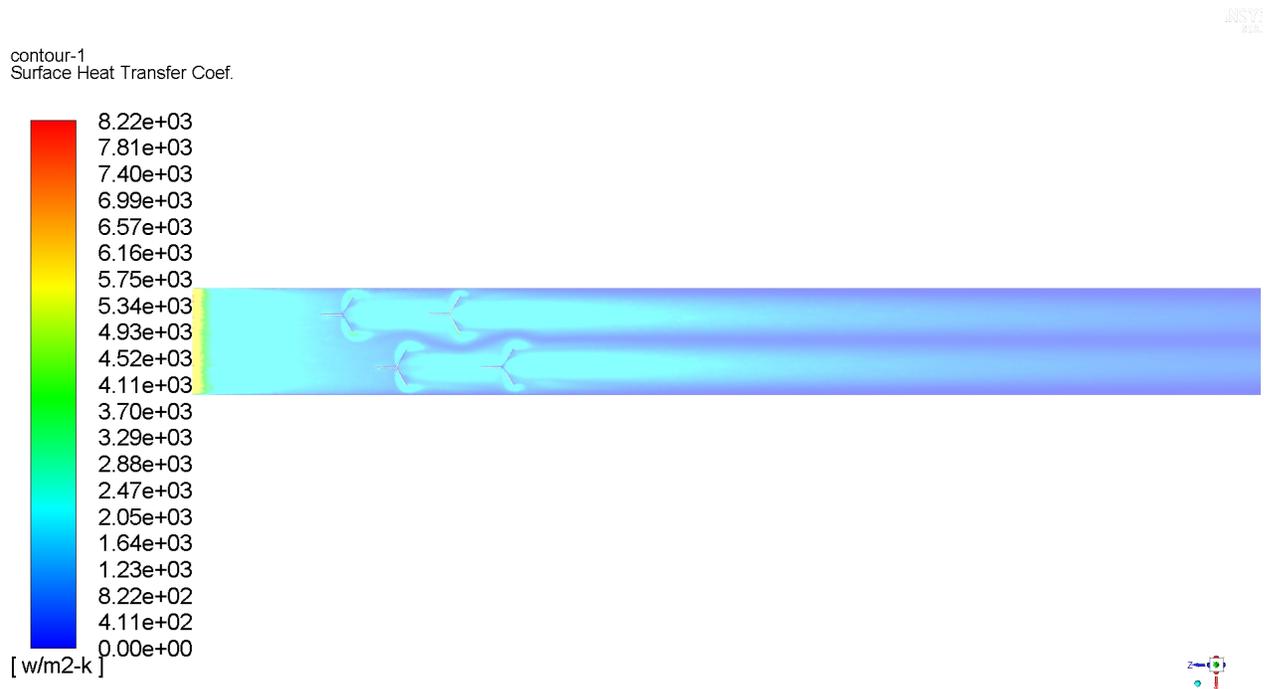


Figura 4.14: Mapa de coeficiente de transferencia de calor 'h' a lo largo de la pared inferior del canal.

En la figura 4.15 se presentan los contornos de temperatura de los planos transversales a lo largo del canal. Aquí se puede notar una concentración de altas temperaturas en la parte

inferior de los planos, la cual se va repartiendo de mejor manera en el plano a medida que se va avanzando por el recorrido. Se puede notar también que las altas temperaturas se notan de mejor manera en los costados y al centro del canal, los lugares que no están posteriores a los generadores combinados.

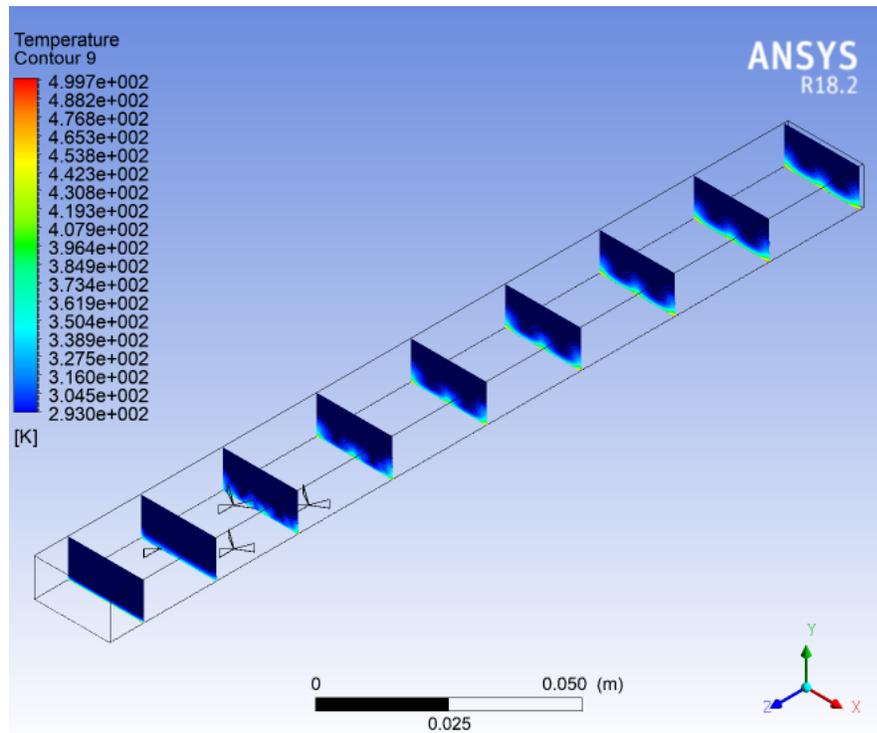


Figura 4.15: Contornos de temperatura a lo largo del canal.

En la figura 4.16 se presentan las líneas de flujo correspondientes a los planos presentados en la figura 3.17. En el plano (c) se pueden notar los dos vórtices que provocan los primeros generadores combinados. Luego en el plano (d) se puede ver como los primeros vórtices aumentan su tamaño mientras se generan unos nuevos vórtices debido al segundo generador combinado. En el plano (e) se presenta el mismo fenómeno pero de manera opuesta, al lado izquierdo se vuelven a generar vórtices debido al generador combinado y al lado derecho se mantienen los vórtices previos pero con un aumento de tamaño. En el plano (f) ya se pueden ver los cuatro vórtices generados en su totalidad, los dos centrales se combinan, como se puede notar en el plano (h). Finalmente, en el plano final (i) no se notan vórtices claros, pero sí se puede ver un notorio aumento en la velocidad del fluido al centro del canal.

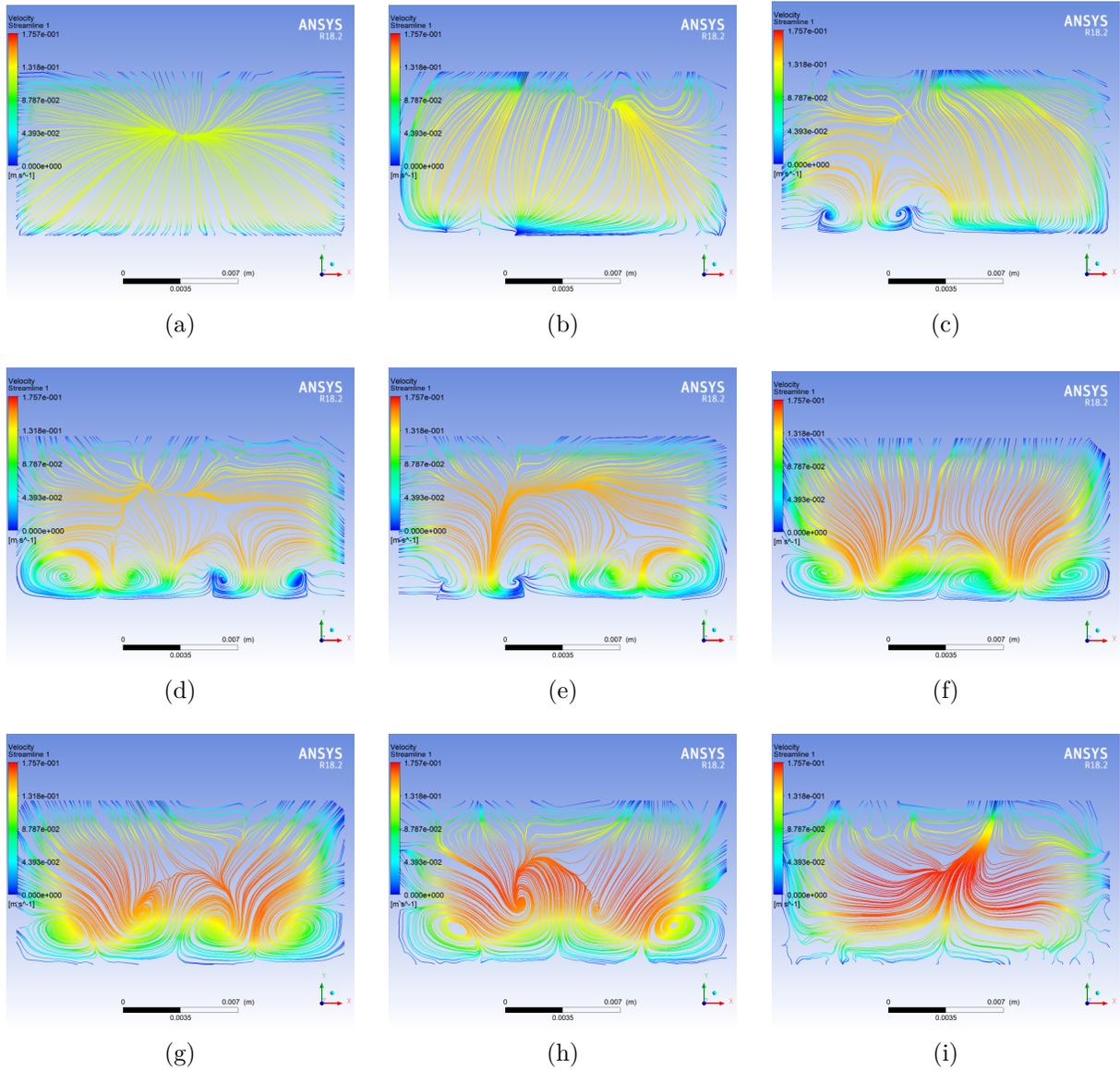
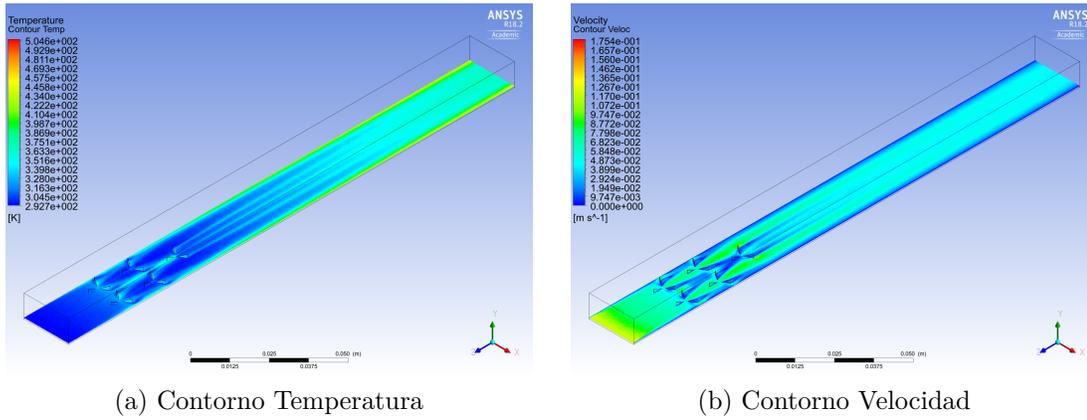


Figura 4.16: Líneas de Flujo para el caso 4.

4.5. Caso 5

El caso 5 cuenta con cinco generadores de vórtices combinados. Los primeros cuatro se ubican en filas de dos y el quinto se ubica posterior a éstos tomando una ubicación central. En la figura 4.17 se puede notar que se tiene un aumento en la temperatura en el sector inmediatamente posterior a los generadores, también se puede notar que la temperatura va creciendo a lo largo del recorrido, con un mayor valor a los costados. En cuanto al contorno de velocidad, se puede notar que en el sector inmediatamente posterior a los generadores se tiene una baja en la velocidad y también se puede ver que se tiene un mayor aumento de velocidad en el sector central del canal por sobre los laterales.



(a) Contorno Temperatura

(b) Contorno Velocidad

Figura 4.17: Contornos de temperatura y velocidad para el Caso 5.

En cuanto a la figura 4.18 se puede notar que en los sectores posteriores a las dos primeras filas de generadores se tiene un notable aumento del valor de h . Al encontrarse con el último generador combinado, se tiene un notable aumento, que se puede notar en el color amarillo que se presenta cuando el fluido se encuentra con los generadores. De ahí en adelante, se puede notar que se produce cierta interferencia por parte de este quinto generador, ya que, se pueden notar tres áreas en las que se disminuye el valor de h si se compara con el valor que tenía luego de encontrarse con los generadores anteriores.

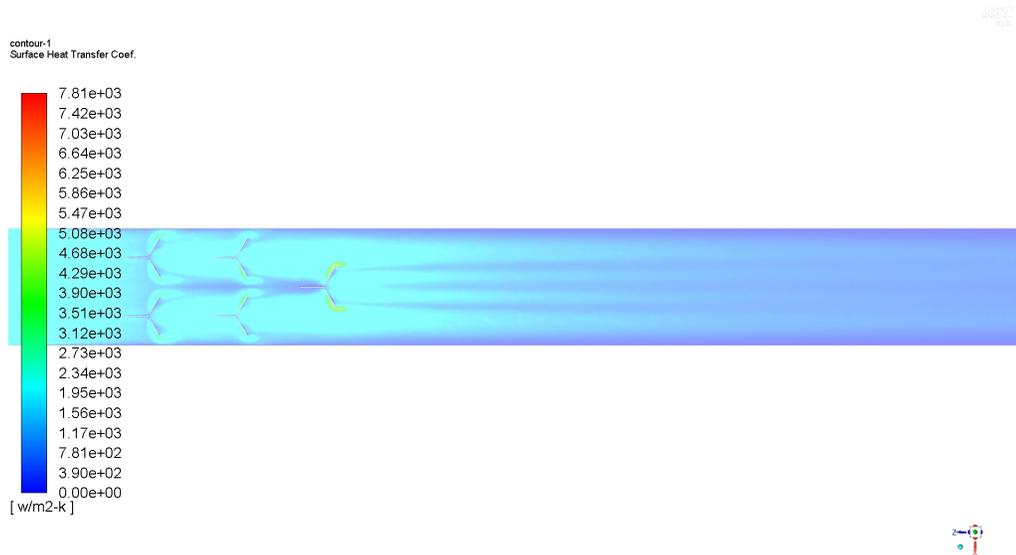


Figura 4.18: Mapa de coeficiente de transferencia de calor ' h ' a lo largo de la pared inferior del canal.

En la figura 4.19 se presentan los contornos de temperatura en planos transversales a lo largo del canal. En éstos se puede notar que se tiene una concentración de altas temperaturas en la parte baja del canal, pero se tiene una mayor distribución de temperaturas a lo largo que se avanza en el recorrido. Además, se puede notar que se tiene una mayor distribución de temperaturas a los costados y al centro del plano, dejando los espacios intermedios a una temperatura más baja.

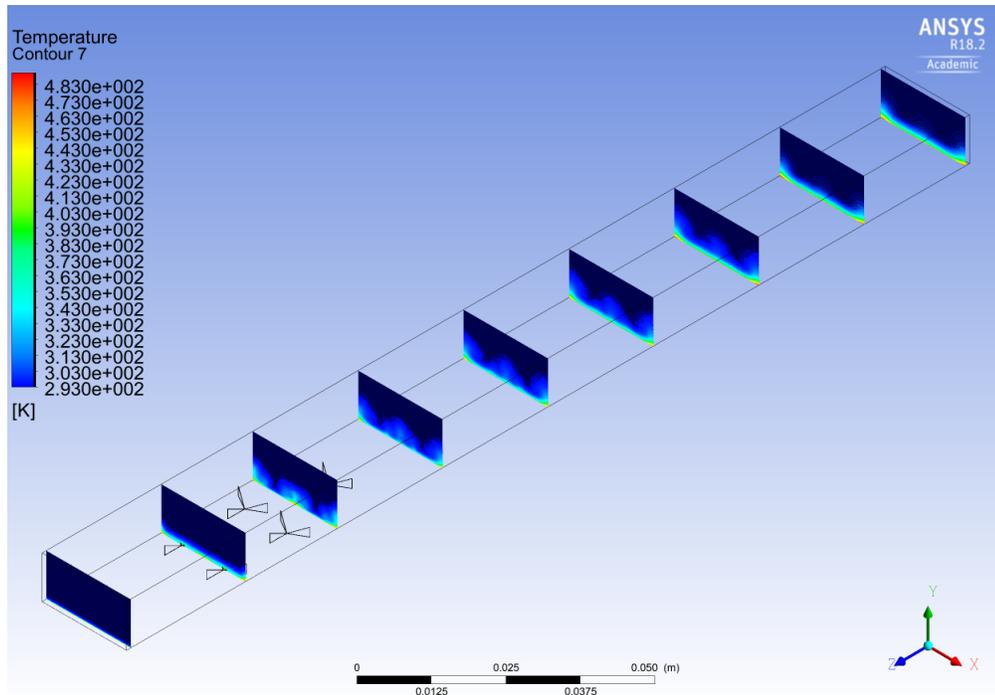


Figura 4.19: Contornos de temperatura a lo largo del canal.

En la figura 4.20 se presentan los planos correspondientes a los que son presentados en la figura 3.19. En el plano (c) se pueden notar los cuatro vórtices formados por el primer par de generadores combinados. Luego, en el plano (d) se pueden notar nuevos vórtices, ya que se tiene una baja velocidad en el fluido. En el plano siguiente, se puede ver que se forman dos nuevos vórtices al centro del canal, mientras que los de los costados siguen siendo los mismos debido a que tienen una mayor velocidad. En el plano (f) se puede notar que se combinan los vórtices, formando solamente dos vórtices, los cuales finalmente se van discipando a medida que aumenta la velocidad del fluido y se avanza por el canal.

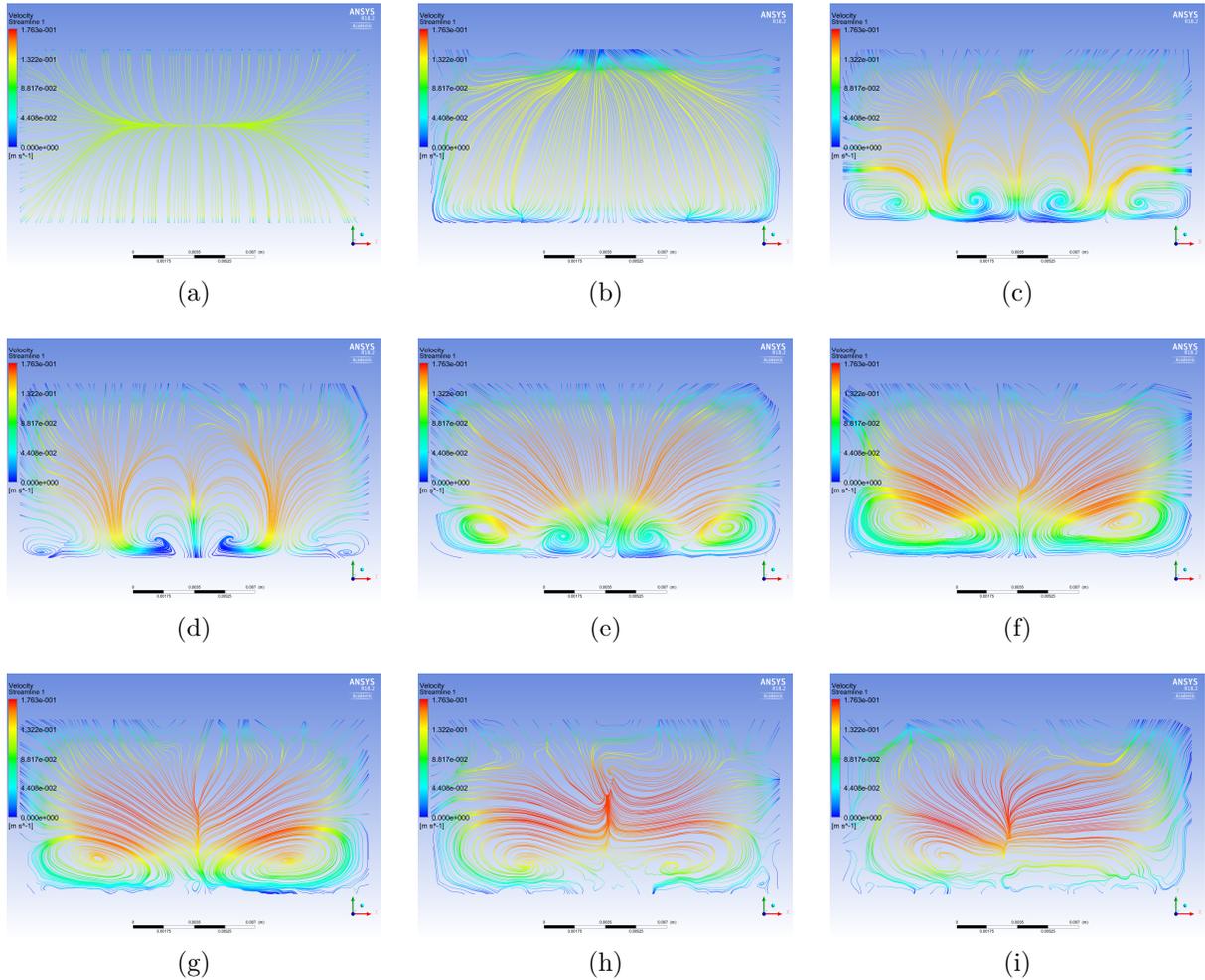


Figura 4.20: Líneas de Flujo para el caso 5.

4.6. Caso 6

El caso 6 presenta una variación con 12 generadores combinados, los cuales son colocados en seis filas. En la figura 4.21 se presentan los contornos de temperatura y velocidad. En cuanto al primero, se puede notar que se tiene un mayor aumento de temperatura en los sectores inmediatamente posteriores a los generadores, además de un aumento por el corredor central del canal y los laterales, siendo los sectores que no están por detrás del área cubierta por los generadores. En cuanto al contorno de velocidad, se puede ver que existe una disminución de la velocidad luego de que el fluido pasa por los generadores, en los sectores inmediatamente posteriores, pero el resto de los sectores presenta un aumento de velocidad a medida que se avanza en el recorrido. Se logra evidenciar una menor velocidad al centro del canal, teniendo a sus costados dos sectores de mayor velocidad.

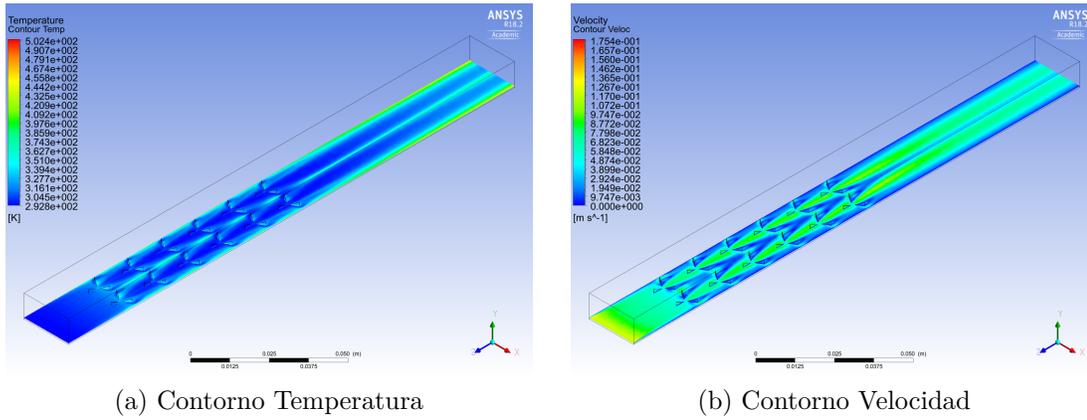


Figura 4.21: Contornos de temperatura y velocidad para el Caso 6.

En cuanto a la figura 4.22 se puede nota que cada uno de los generadores aumenta el valor de h , teniendo su valor máximo cuando el fluido está por llegar o ya en contacto con el generador siguiente. Luego del área de generadores, se puede notar que se mantiene un aumento en el valor de h , pero con una tendencia decreciente a medida que se avanza por el canal.

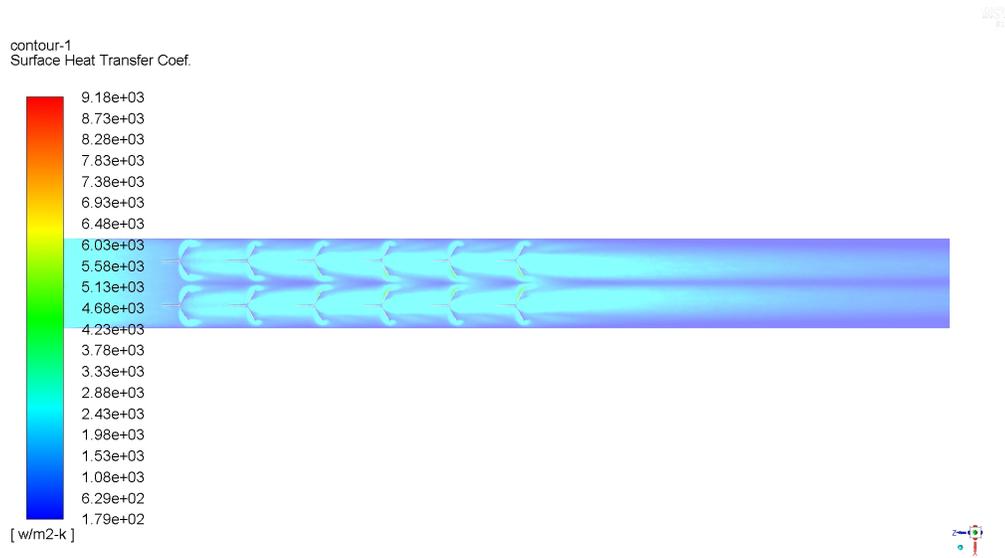


Figura 4.22: Mapa de coeficiente de transferencia de calor 'h' a lo largo de la pared inferior del canal.

En en la figura 4.23 se presentan los contornos de temperatura en planos transversales a lo largo del canal. En estos planos se nota que se tiene una mayor concentración de temperaturas en el sector inferior del canal, pero a medida que el fluido avanza, se logra una mejor distribución de temperaturas en el plano, particularmente en un sector central y dos a los costados.

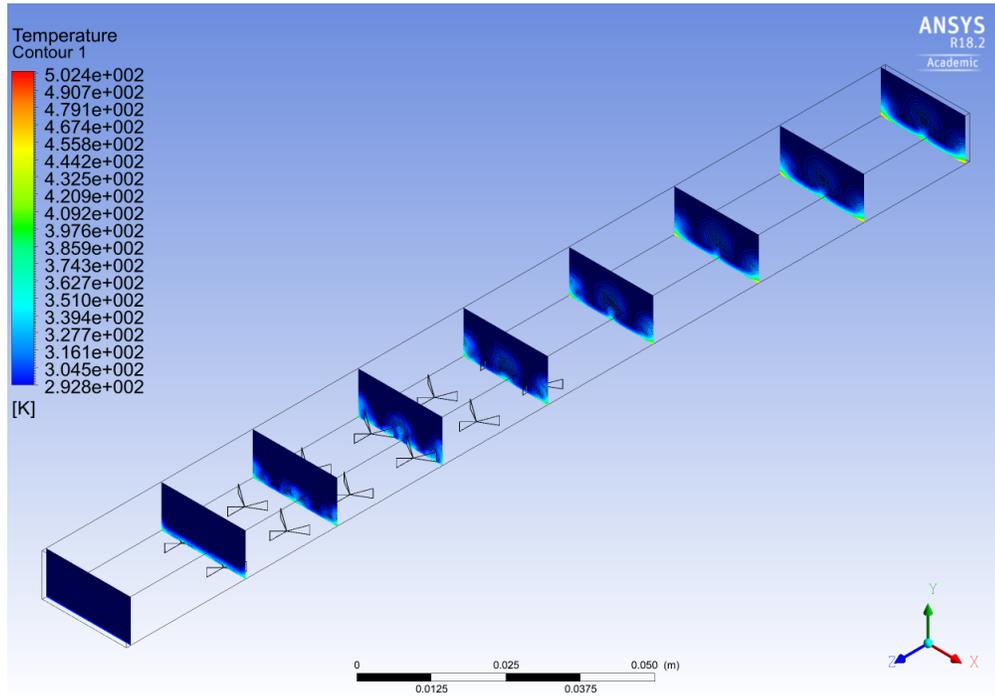


Figura 4.23: Contornos de temperatura a lo largo del canal.

En la figura 4.24 se presentan las líneas de flujo correspondientes a los planos presentados en la figura 3.21. En el plano (c) se pueden notar los cuatro vórtices formados por el primer par de generadores combinados. Luego de esto, se nota que luego de cada uno de los generadores combinados se vuelven a formar estos vórtices, con una velocidad menor, pero la velocidad en el resto del canal va creciendo. Finalmente y a diferencia de los casos anteriores, se puede notar que al llegar al final del canal todavía se pueden notar los cuatro vórtices formados, los dos centrales de mayor tamaño y con mayor velocidad.

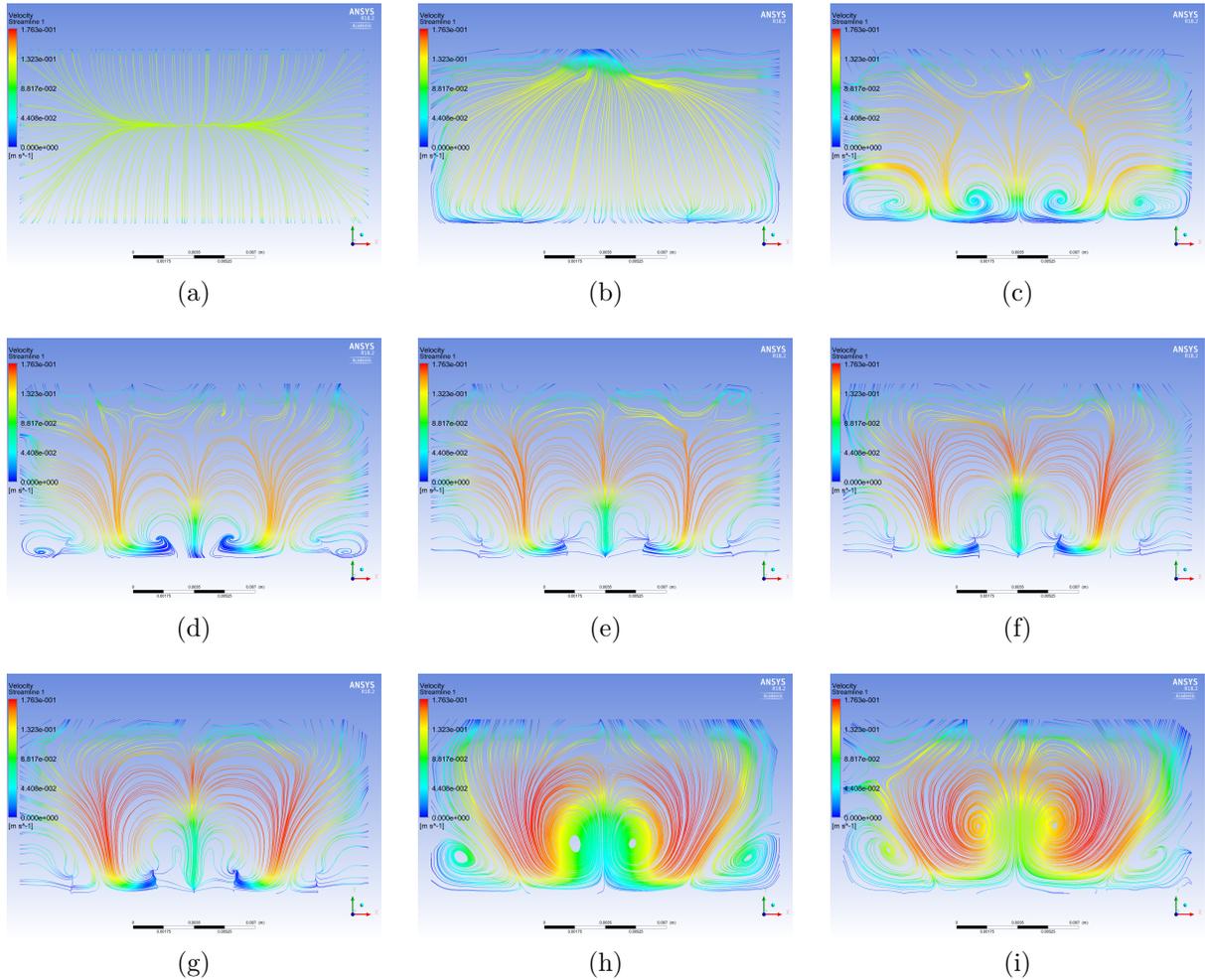


Figura 4.24: Líneas de Flujo para el caso 6.

4.7. Caso 7

El caso 7 es el caso análogo al caso 2. Presenta dos generadores simples ubicados en los mismos lugares que los generadores combinados ubicados en el caso 2. En la figura 4.25 se puede notar en el contorno de temperatura, que se tiene un aumento de temperatura en el sector inmediatamente posterior al generador, además, se puede notar que se aumenta la temperatura al avanzar en el canal, con mayores valores a los costados.

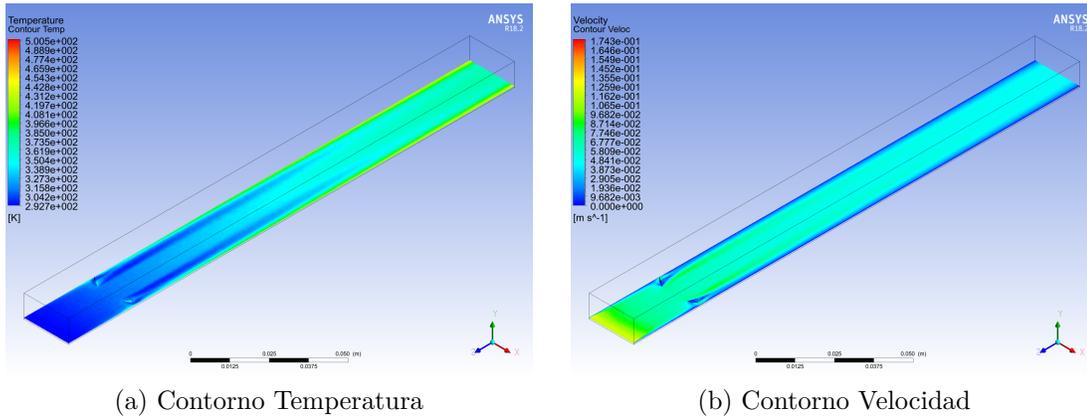


Figura 4.25: Contornos de temperatura y velocidad para el Caso 7.

En la figura 4.26 se puede notar que se tiene un aumento del valor de h en el área posterior a los generadores. Este aumento continúa a lo largo del canal pero con una tendencia decreciente.



Figura 4.26: Mapa de coeficiente de transferencia de calor ' h ' a lo largo de la pared inferior del canal.

En la figura 4.27 se presentan los contornos de temperatura en planos transversales a lo largo del canal. Se puede notar una concentración de altas temperaturas al inferior de los planos, pero a medida que se avanza en el canal, se tiene una mejor distribución de temperaturas. Esta distribución es más notoria en los costados inferiores derecho e izquierdo, correspondientes al área detrás de los generadores ubicados a la entrada del canal.

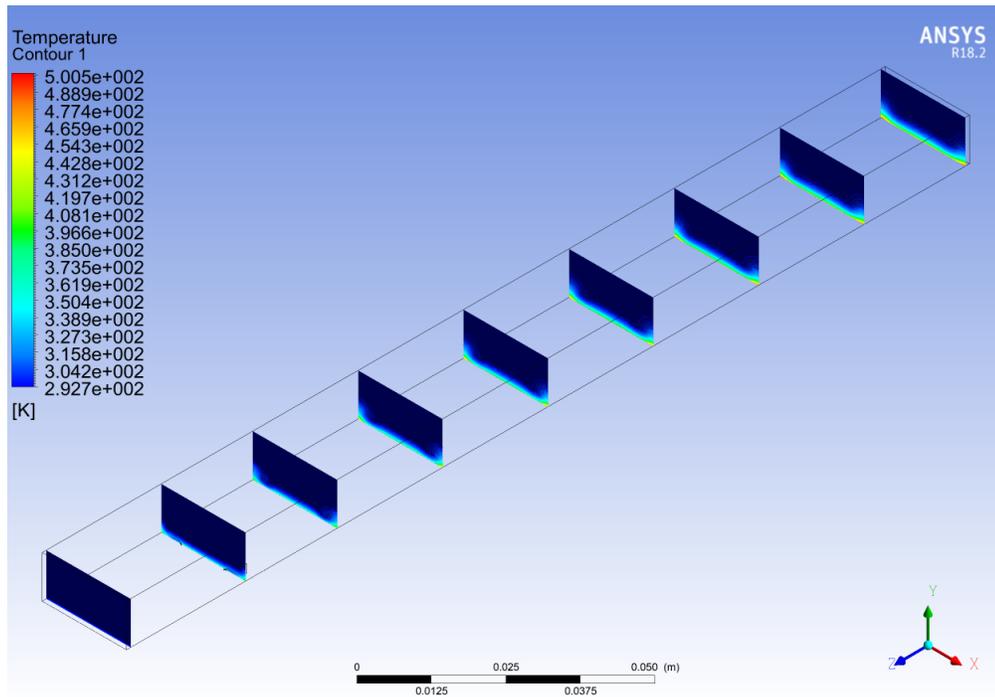


Figura 4.27: Contornos de temperatura a lo largo del canal.

En la figura 4.28 se presentan las líneas de flujo correspondientes a los planos presentados en la figura 3.23. En el plano (c) se notan claramente los dos vórtices formados por los generadores simples ubicados en la entrada del canal. En la figura (f) ya se puede ver como los vórtices desaparecen, para posteriormente tener un flujo sin presencia de vórtices, con una mayor velocidad al centro del canal.

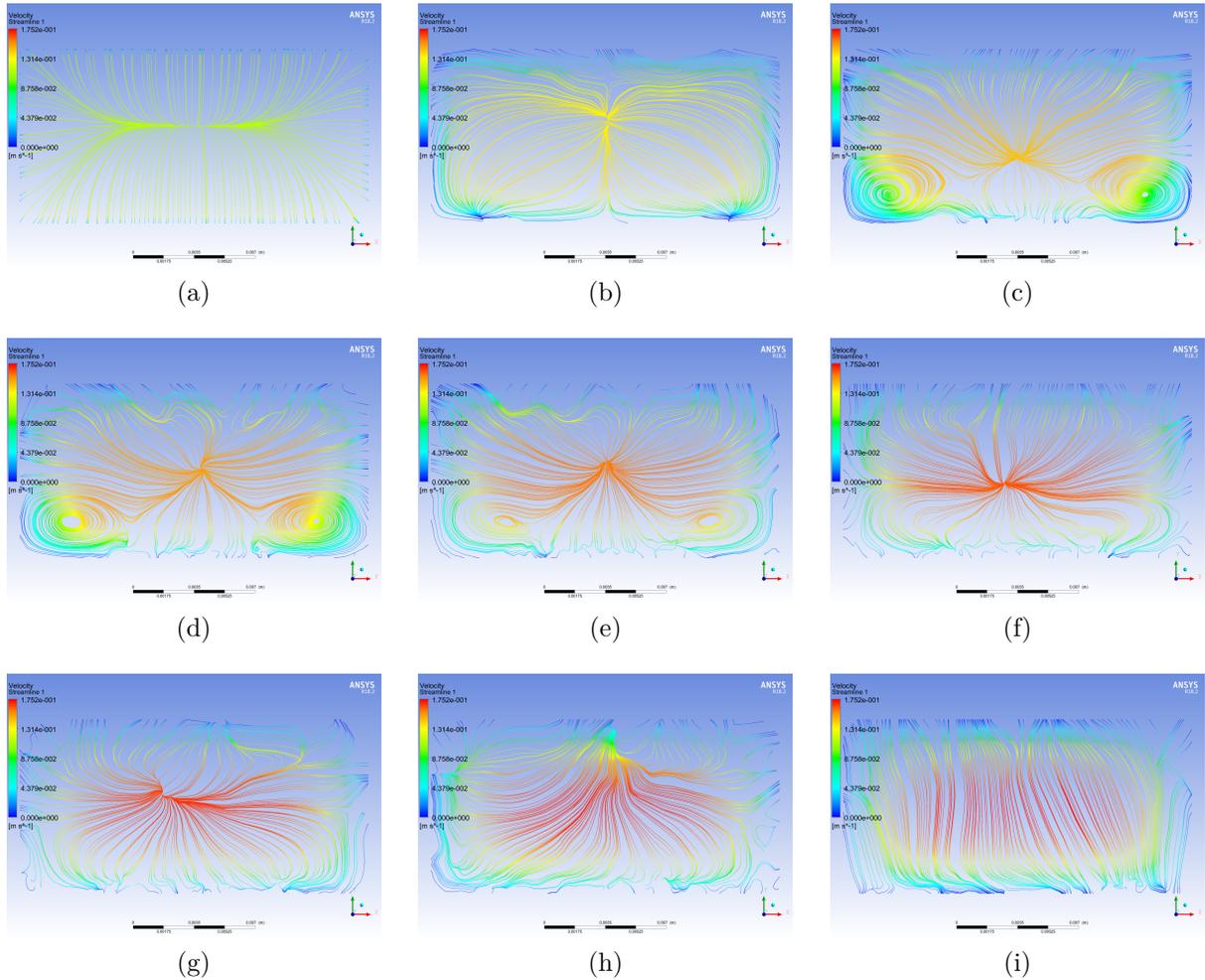
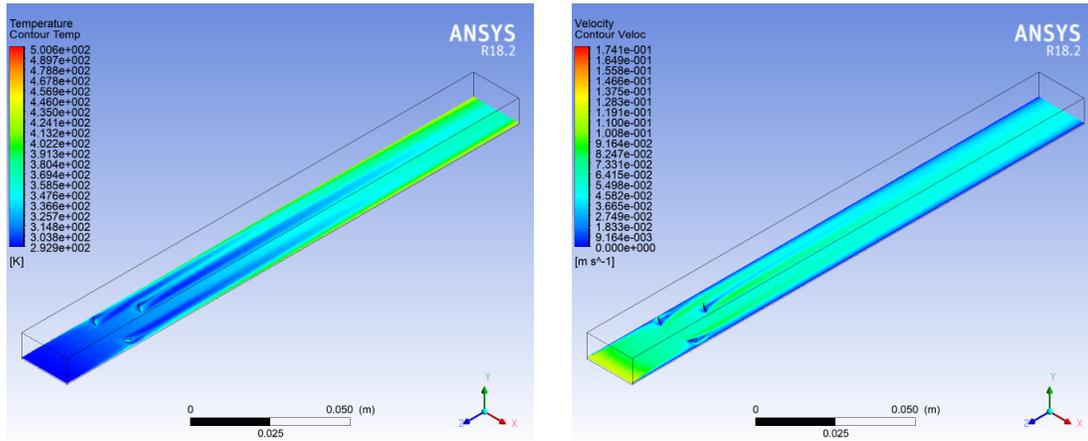


Figura 4.28: Líneas de Flujo para el caso 7.

4.8. Caso 8

El caso 8 presenta una distribución de planos análogo al caso 5, pero utilizando generadores simples en lugar de combinados. En la figura 4.29 se presentan los contornos de temperatura y velocidad. En el contorno de temperatura se puede notar un aumento de ésta en el área inmediatamente posterior al generador, seguidos por una baja de temperatura. A lo largo del canal igualmente se nota un aumento general de temperatura con los mayores valores registrados a los costados del canal. En el caso del contorno de velocidad se tiene una baja de velocidad en el área inmediatamente posterior a los generadores. En el resto del canal se nota un aumento al centro del canal, registrando los valores más bajos a los costados.



(a) Contorno Temperatura

(b) Contorno Velocidad

Figura 4.29: Contornos de temperatura y velocidad para el Caso 8.

En la figura 4.30 se puede notar un aumento del valor de h en el área posterior a los generadores. Este aumento se mantiene a lo largo del canal pero con una tendencia decreciente.



Figura 4.30: Mapa de coeficiente de transferencia de calor ' h ' a lo largo de la pared inferior del canal.

En la figura 4.33 se presentan los contornos de temperatura para planos transversales a lo largo del canal. Se nota una concentración de altas temperaturas al inferior del canal, pero a medida que se avanza a lo largo del canal se consigue una mejor repartición de temperaturas. En este caso se nota una mejor repartición al lado izquierdo del plano, correspondiente a los dos generadores posicionados hacia la izquierda.

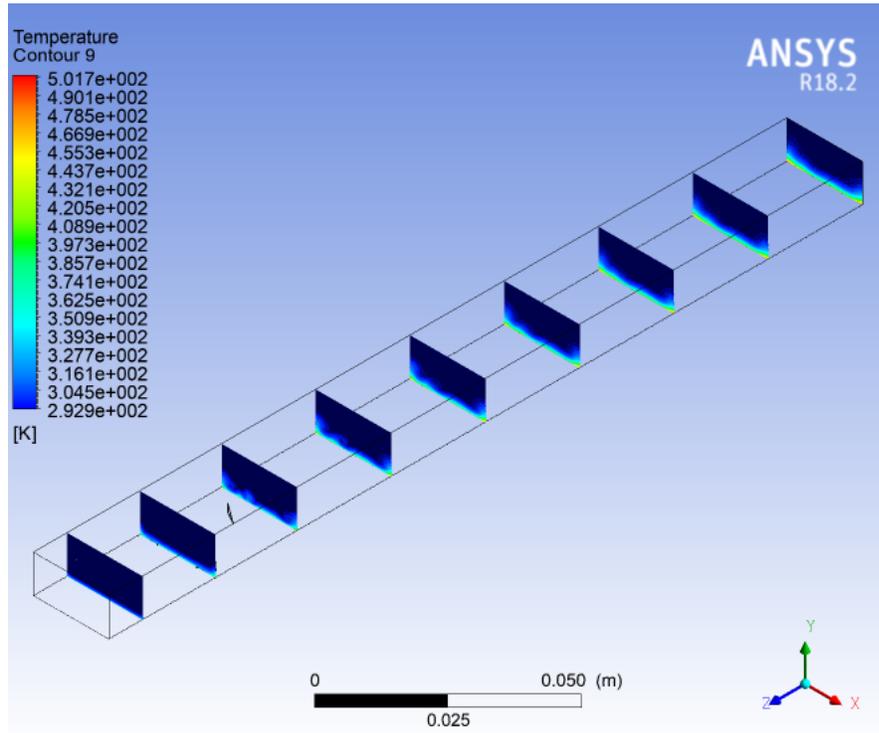


Figura 4.31: Contornos de temperatura a lo largo del canal.

En la figura 4.32 se presentan las líneas de flujo correspondientes a los planos presentados en la figura 3.25. En el plano (c) se pueden notar los dos vórtices formados por los primeros dos generadores. En el plano (d) se notan estos dos vórtices y se suma un tercero, el cual es formado por el tercer generador. Este tercer vórtice es de un menor tamaño y tiene una menor velocidad. En el plano siguiente se puede notar como se combinan ambos vórtices del lado izquierdo. En los siguientes planos se nota que se forma un sólo vórtice y la velocidad al centro del canal va aumentando a medida que se avanza en el recorrido.

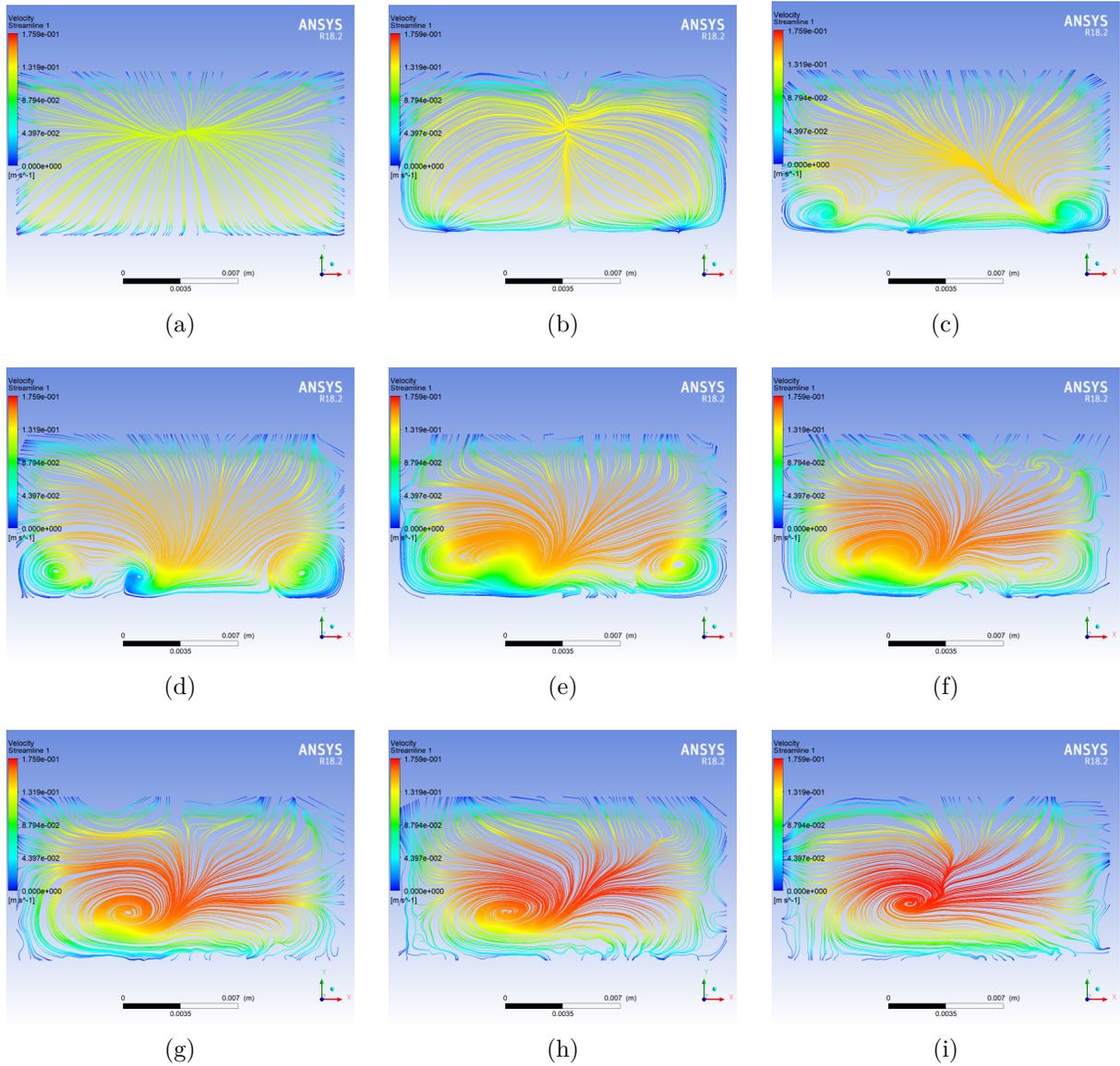
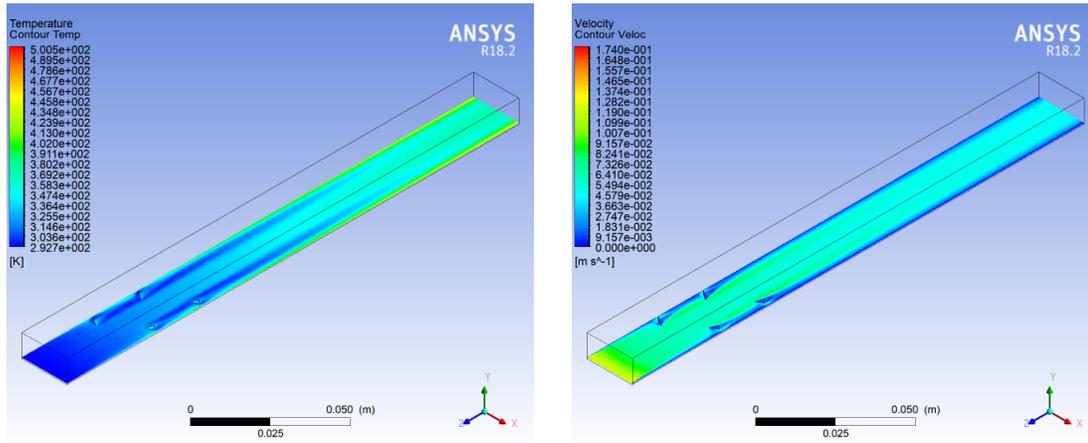


Figura 4.32: Líneas de Flujo para el caso 8.

4.9. Caso 9

El caso 9 presenta un generadores simples ubicados análogamente a lo presentado en el caso 4, es decir, de manera escalonada a la entrada del canal. En la figura 4.33 se presentan los contornos de temperatura y velocidad del canal. En el contorno de temperatura se puede notar un aumento de temperatura en el área inmediatamente posterior a los generadores de vórtices, seguidos por una baja de temperatura. En el resto del canal, se tiene un alza en la temperatura a medida que se avanza en el recorrido, con mayores temperaturas a los costados. En el caso del contorno de velocidad, se tiene una baja de velocidad en el área inmediatamente posterior a los generadores. En el resto del canal se tiene un incremento de velocidad, con mayores valores al centro del canal.



(a) Contorno Temperatura

(b) Contorno Velocidad

Figura 4.33: Contornos de temperatura y velocidad para el Caso 9.

En la figura 4.34 se presenta un alza en el valor de h en el área que sigue a los generadores. Este aumento se mantiene a lo largo del canal, pero con una tendencia decreciente a medida que se avanza en el recorrido.



Figura 4.34: Mapa de coeficiente de transferencia de calor ' h ' a lo largo de la pared inferior del canal.

En la figura 4.35 se presentan los contornos de temperatura en planos transversales al recorrido del fluido. Se puede notar una concentración de temperaturas al inferior del canal y a medida que se avanza en el recorrido se logra una mejor distribución de altas temperaturas, sobretodo en los costados, en el área que sigue a los generadores de vórtices.

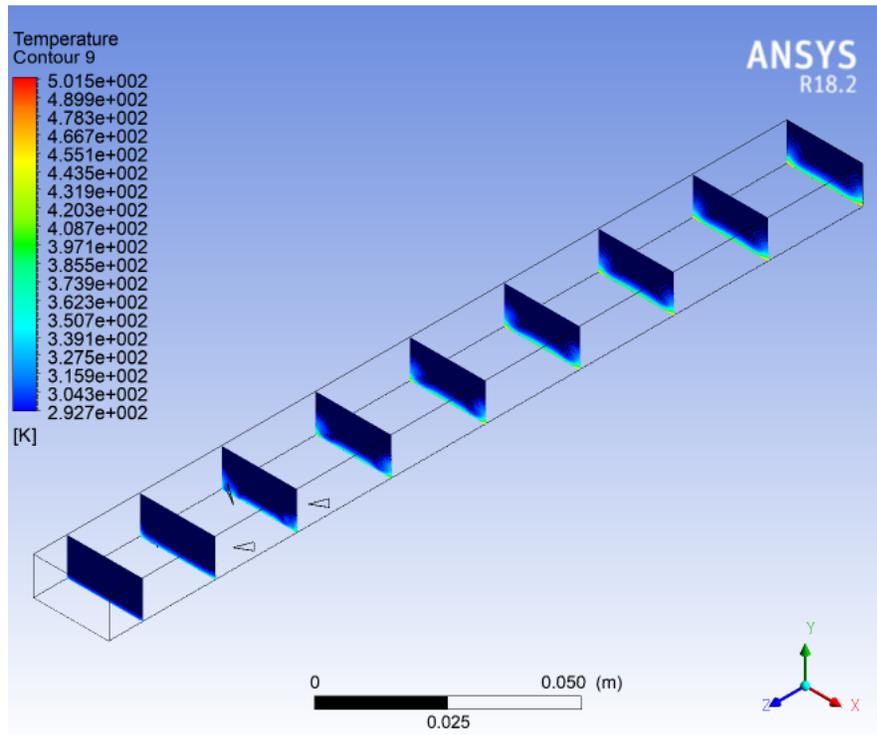


Figura 4.35: Contornos de temperatura a lo largo del canal.

En la figura 4.36 se presentan las líneas de flujo correspondientes a los planos presentados en la figura 3.27. En el plano (c) se puede notar el primer vórtice generado. En el siguiente plano (d) se suma un segundo vórtice y se nota que el vórtice anterior tiene un mayor tamaño. En el plano (e) se nota que se vuelve a generar el vórtice del lado izquierdo, mientras que en el plano siguiente (f) ocurre lo mismo con el lado derecho. De aquí en adelante, los siguientes planos muestran la evolución del flujo, llegando finalmente al plano (i) en el cual no se logran distinguir vórtices, pero si se logra notar que las mayores velocidades se presentan al centro del canal.

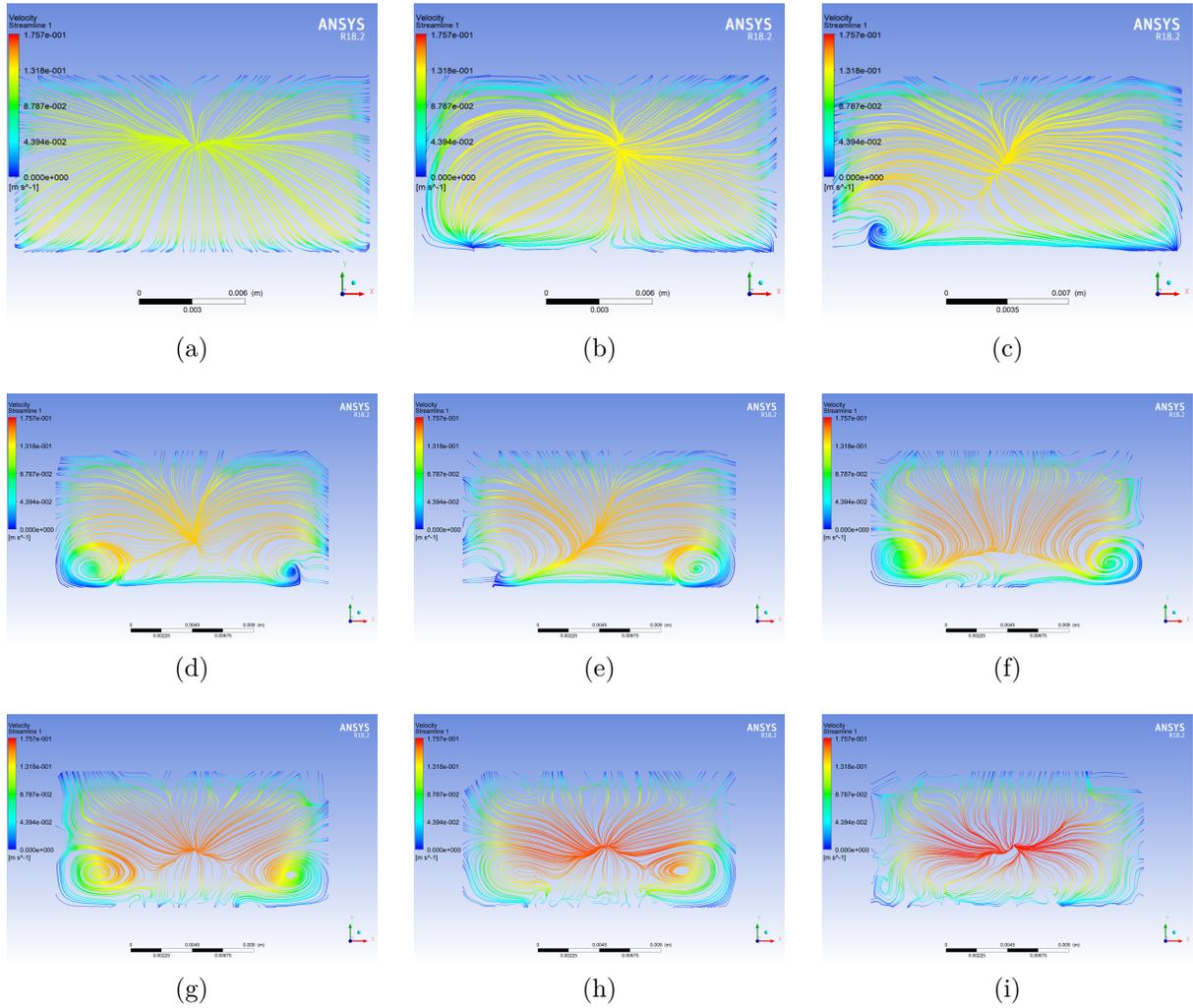


Figura 4.36: Líneas de Flujo para el caso 9.

4.10. Caso 10

En el caso 10 se presentan cinco generadores simples ubicados de manera análoga al caso 5. En la figura 4.37 se presentan los contornos de temperatura y velocidad en el canal. En el contorno de temperatura se puede notar un aumento en el área inmediatamente posterior al generador, seguido con un decrecimiento de temperatura en el área que le sigue a lo largo del canal. Al avanzar en el canal se nota un aumento de la temperatura, obteniendo los mayores valores en los costados. En el contorno de velocidad, se puede notar una baja en el área inmediatamente posterior a los generadores de vórtices. Además de esto, se puede notar que los mayores valores de velocidad se encuentran al centro del canal.

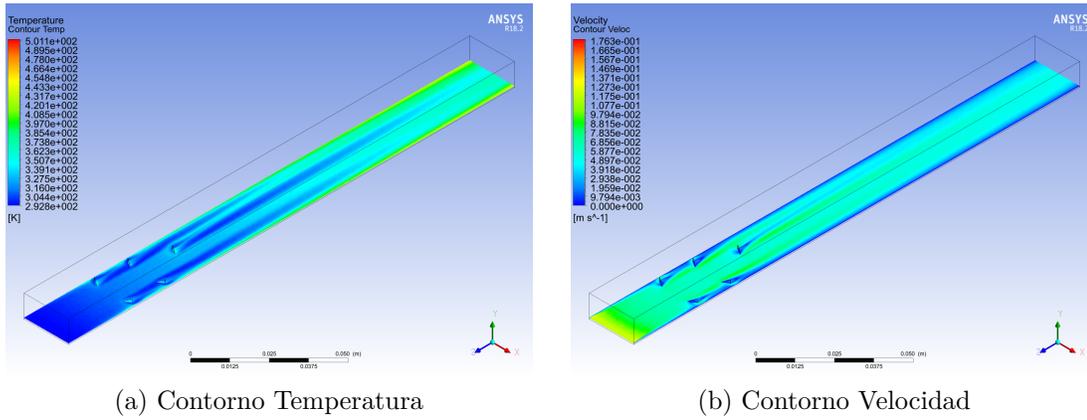


Figura 4.37: Contornos de temperatura y velocidad para el Caso 10.

En la figura 4.38 se puede notar que se tiene un aumento en el valor de h en el área posterior al generador. El segundo par de generadores extiende el efecto del primero, mientras que el quinto generador crea una nueva zona con h aumentado. Este aumento se mantiene a lo largo del canal con una tendencia decreciente.

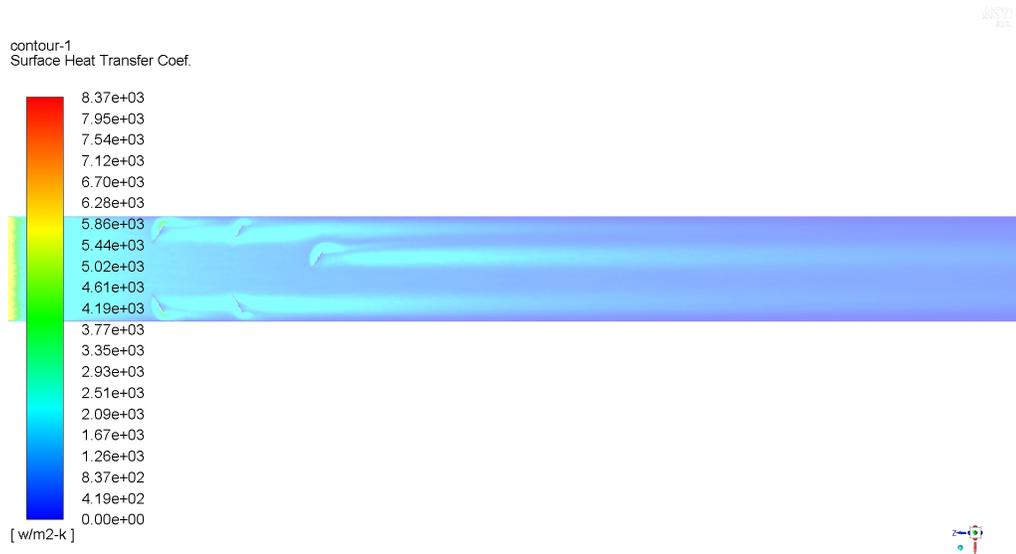


Figura 4.38: Mapa de coeficiente de transferencia de calor ' h ' a lo largo de la pared inferior del canal.

En la figura 4.39 se presentan los contornos de temperatura de planos transversales. En estos se puede notar una concentración de temperaturas altas al inferior del canal, pero al ir avanzando en su recorrido, se logra una mejor distribución de temperaturas. Se logra una mejor distribución a los costados, pero el costado izquierdo, coincidente con la orientación del quinto generador, tiene una mejor distribución que el lado opuesto.

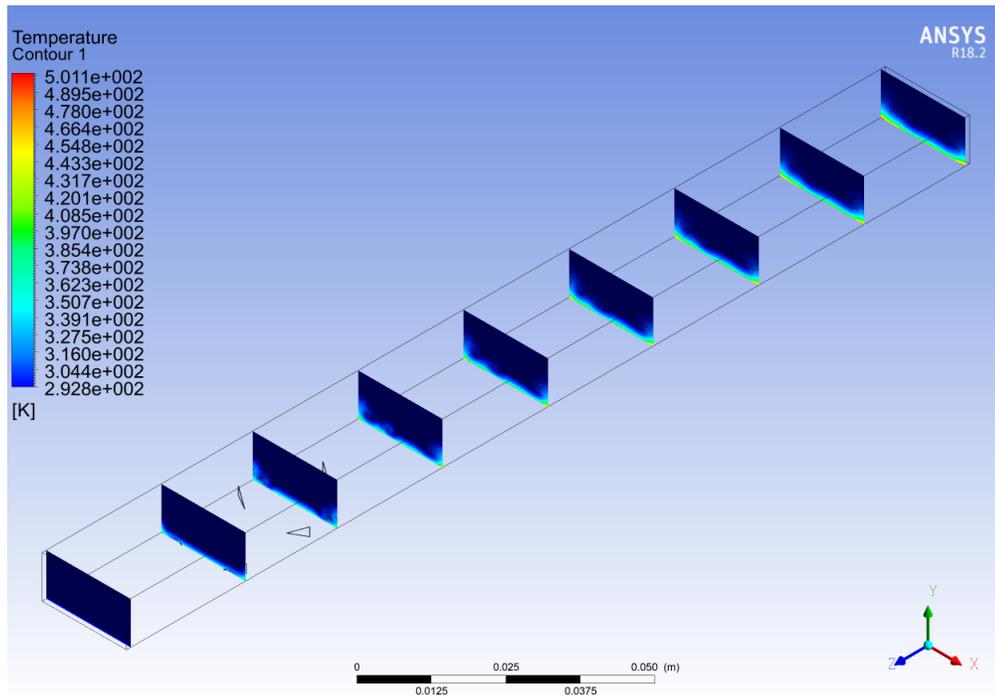


Figura 4.39: Contornos de temperatura a lo largo del canal.

En la figura 4.40 se presentan las líneas de flujo correspondientes a los planos presentados en la figura 3.29. Aquí se puede notar en el plano (c) la formación de los dos primeros vórtices. Luego en el plano siguiente (d) se nota como se vuelven a formar estos vórtices. En el plano siguiente se puede distinguir la formación de un tercer vórtice, debido al último generador. Luego, en el plano (f) se nota como se combinan los dos vórtices de la izquierda, para luego, en el plano (i) formar un solo vórtice, al combinarse con el vórtice restante. También se puede notar que los mayores valores de velocidad son al centro del canal.

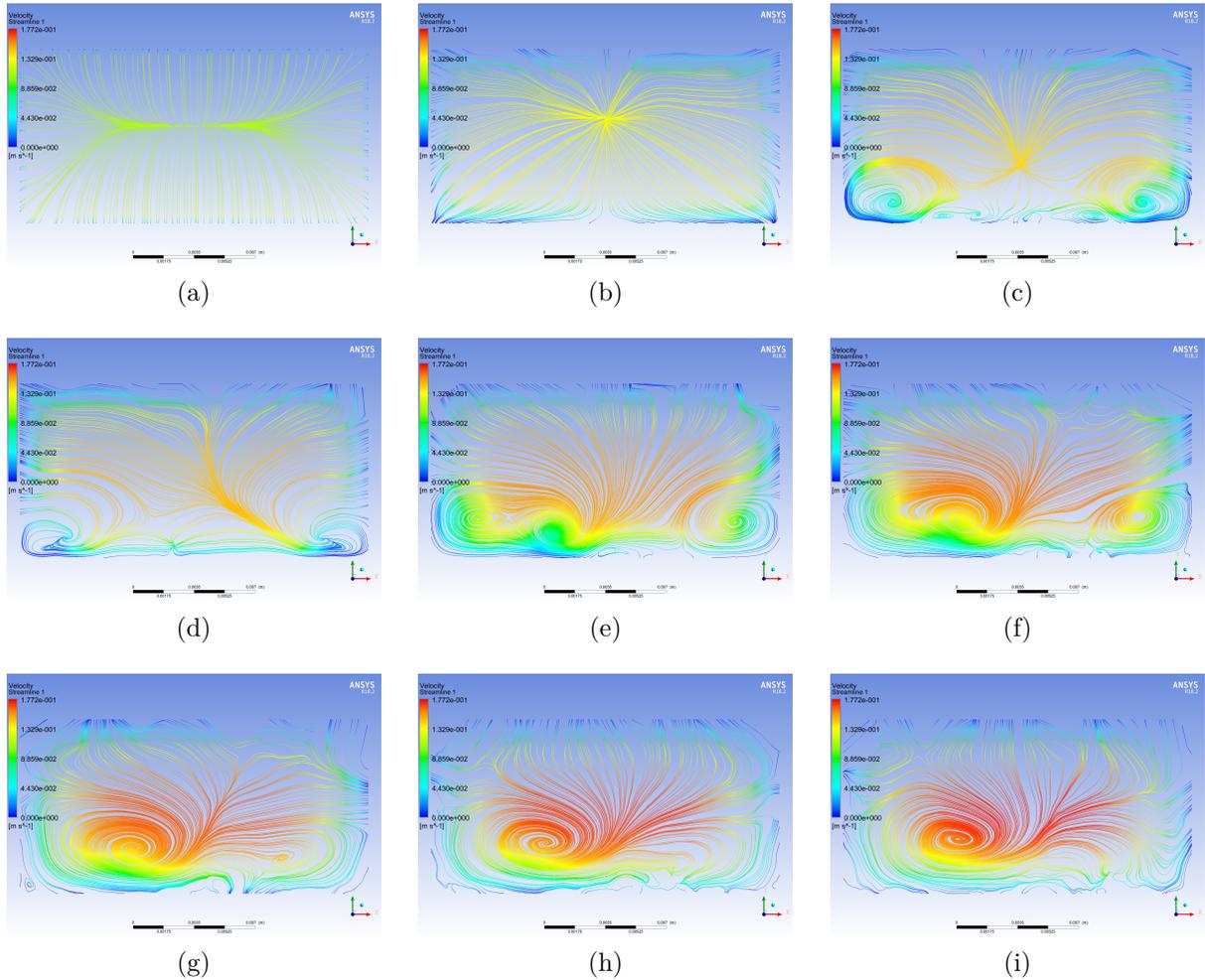
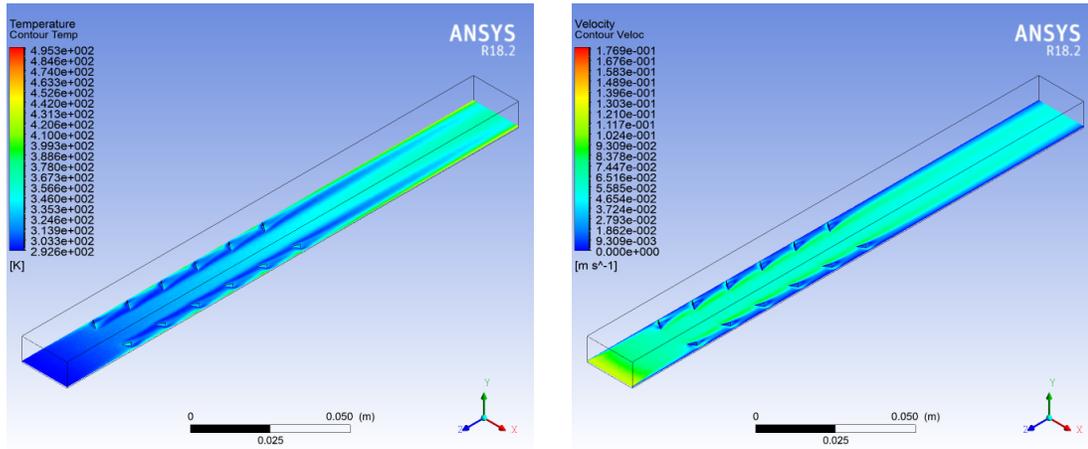


Figura 4.40: Líneas de Flujo para el caso 10.

4.11. Caso 11

En el caso 11 se presentan doce generadores simples ubicados en seis filas, con ubicaciones análogas al caso 6. En la figura 4.41 se presentan los contornos de temperatura y velocidad en el canal. En el contorno de temperatura se puede notar un aumento de temperatura en el área inmediatamente posterior a los generadores, seguido de una baja de temperatura en lo que sigue del área posterior. Por el centro del canal se mantiene una temperatura que va creciendo a medida que el fluido avanza por el recorrido. Se presentan mayores temperaturas a los costados laterales del canal. En cuanto al contorno de velocidad, se tiene una baja de velocidad en el área inmediatamente posterior a los generadores, además de esto, se tiene una mayor velocidad al centro del canal, obteniendo los valores más bajos a los costados laterales.



(a) Contorno Temperatura

(b) Contorno Velocidad

Figura 4.41: Contornos de temperatura y velocidad para el Caso 11.

En la figura 4.42 se puede notar un aumento del valor de h en el área posterior a los generadores de vórtices. Cada fila extiende este efecto, luego de la última fila, el efecto se mantiene, pero con una tendencia decreciente a medida que el fluido avanza por el canal.



Figura 4.42: Mapa de coeficiente de transferencia de calor ' h ' a lo largo de la pared inferior del canal.

En la figura 4.43 se presentan los contornos de temperatura en planos transversales a lo largo del canal. En estos se puede notar que se tiene una concentración de altas temperaturas al inferior del canal. A medida que se avanza en el recorrido se logra una mejor distribución de altas temperaturas, con énfasis en los costados del plano que están por detrás de los generadores.

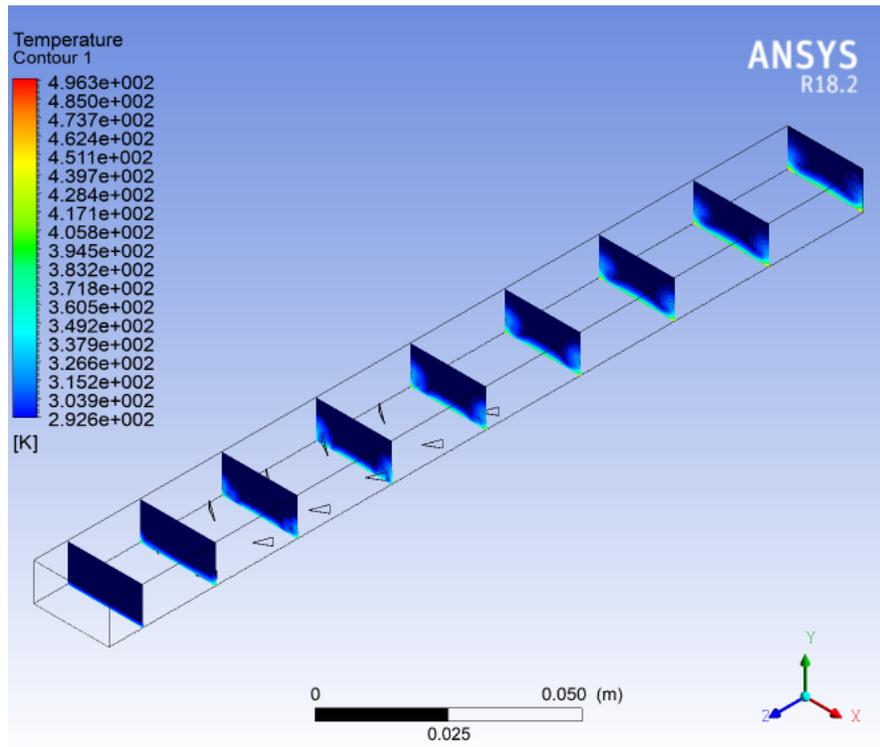


Figura 4.43: Contornos de temperatura a lo largo del canal.

En la figura 4.44 se presentan las líneas de flujo correspondientes a los planos presentados en la figura 3.31. Se pueden notar en los primeros planos que se forman dos vórtices debido a los generadores. Todos los planos siguientes muestran cómo se vuelven a formar estos vórtices a lo largo del canal. Finalmente, en el plano (h) y el plano (i) se puede notar que estos dos vórtices están presentes a lo largo de todo el recorrido y no se juntan, se mantienen separados.

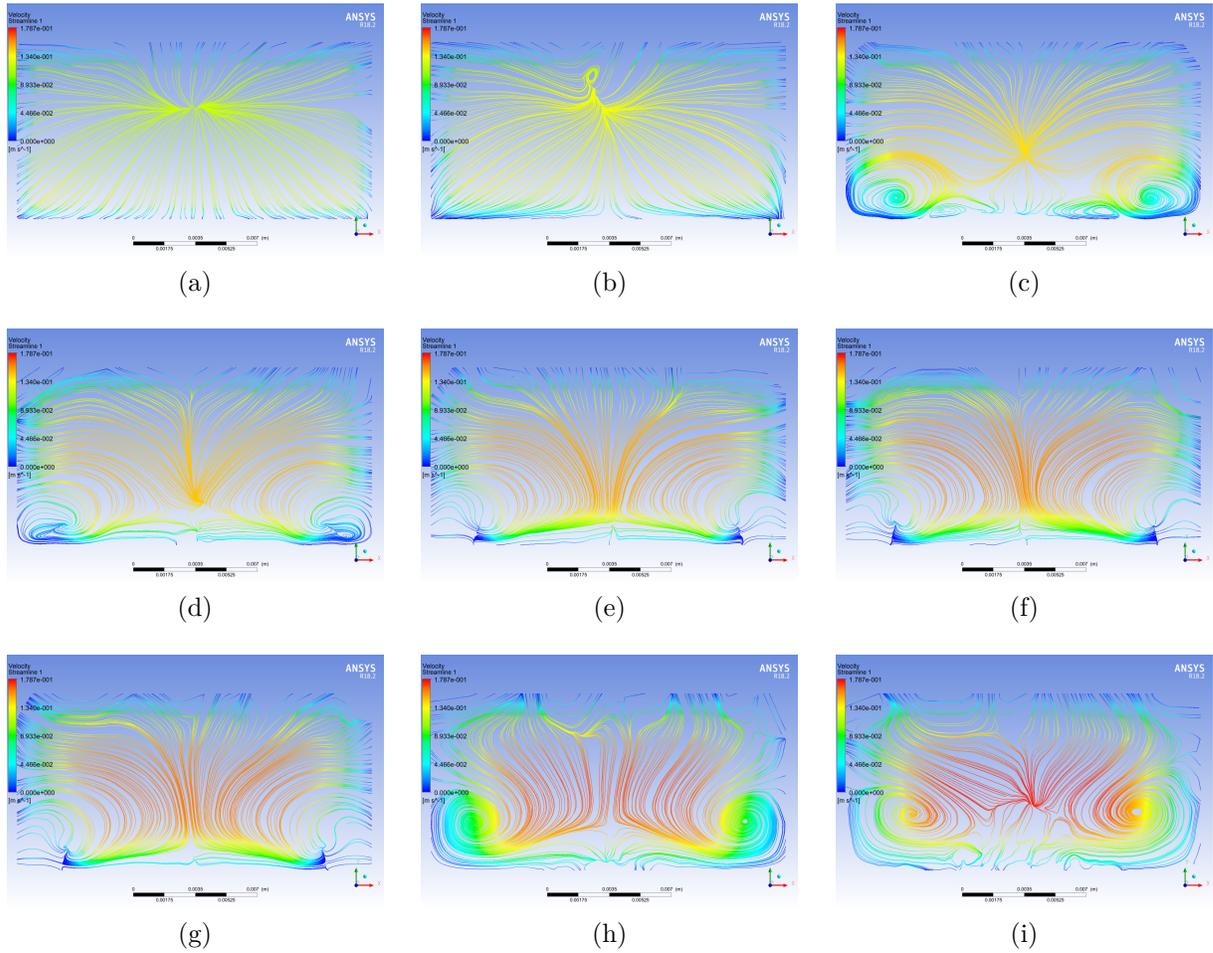


Figura 4.44: Líneas de Flujo para el caso 11.

4.12. Comparación de Geometrías

En la figura 4.45 se presentan los números de Nusselt globales obtenidos en cada uno de los casos, separando los casos con generadores combinados y los casos con generadores simples. Se puede notar en primera instancia que se tiene una relación directamente proporcional entre el número de Nusselt y el número de Reynolds. Además, En general se puede ver valores mayores para los casos con generadores combinados, con el caso número 6 obteniendo los mayores valores. Todos los casos estudiados presentan valores por sobre el caso base de canal libre.

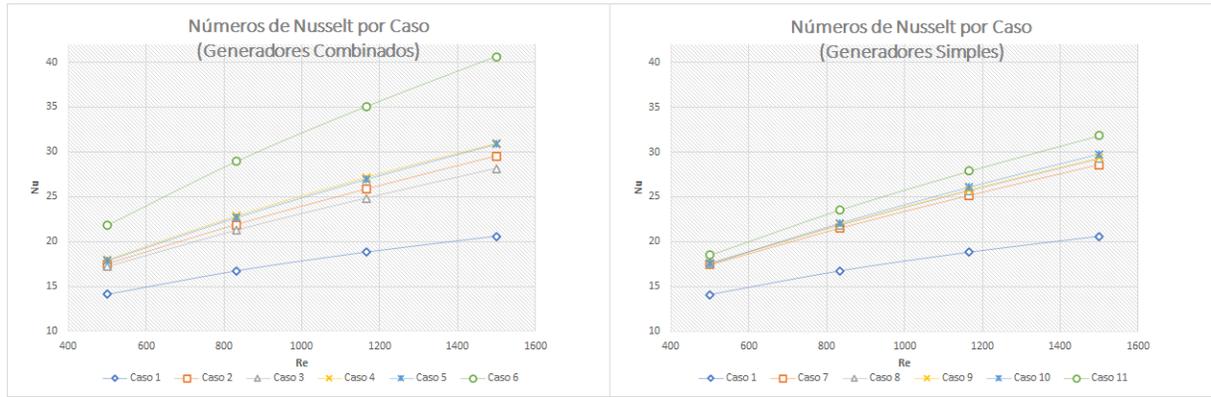


Figura 4.45: Comparación de números de Nusselt obtenidos en cada caso.

En la figura 4.46 se presenta el factor de fricción obtenido para cada caso, para cada número de Reynolds estudiado. Se puede notar que se tiene una relación inversamente proporcional entre el factor de fricción y el número de Reynolds. Además, se puede notar que todos los casos presentan un mayor valor de f cuando se compara con el caso de canal libre, particularmente, los casos con mayor número de generadores, es decir, el caso 6 y el caso 11 son los que presentan un mayor factor de fricción. Sumando a esto, se puede notar un pequeño incremento en el valor de f al utilizar generadores combinados en lugar de los simples.

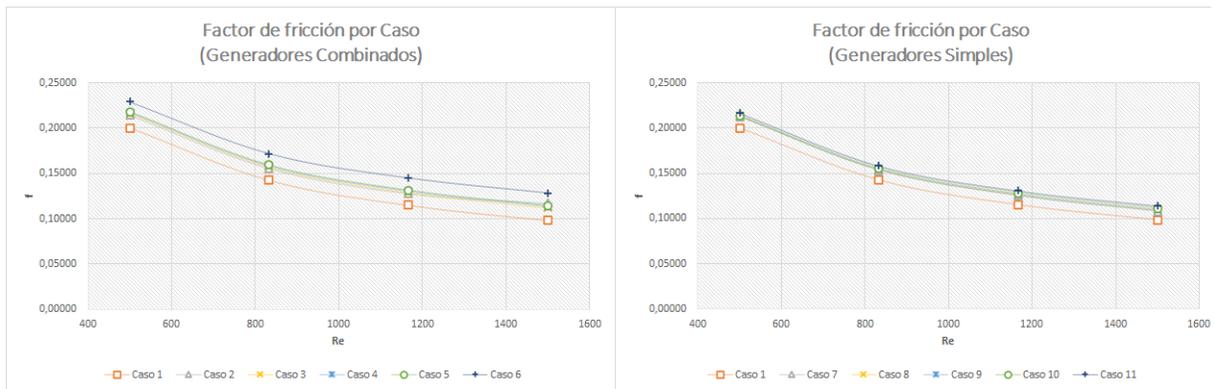


Figura 4.46: Comparación de factor de fricción obtenido en cada caso.

Para mostrar de manera mas clara los casos análogos, se presentarán a continuación gráficos comparativos para el número de Nusselt y el factor de fricción. En general, se puede notar que los casos de menor número, es decir, los casos que tienen generadores combinados presentan un mayor número de Nusselt. En cuanto al factor de fricción, presentan variaciones entre los casos con generadores combinados y generadores simples, pero estas diferencias no son significativas en todos los casos, de hecho, en algunas figuras no se es distinguible la diferencia, por ejemplo en el caso de la figura 4.47. El caso más ilustrativo viene siendo el presentado en la figura 4.51, en el cual se puede notar un incremento considerable del número de Nusselt, pero en el factor de fricción no se tiene una diferencia significativa entre ambos casos.

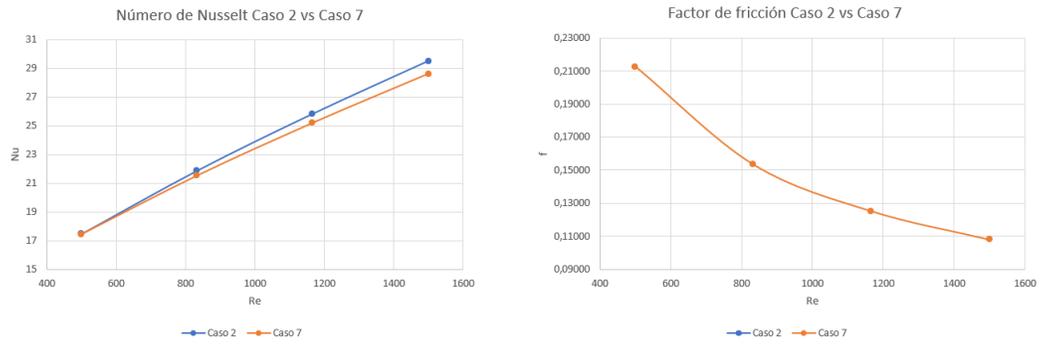


Figura 4.47: Comparación entre caso 2 y caso 7.

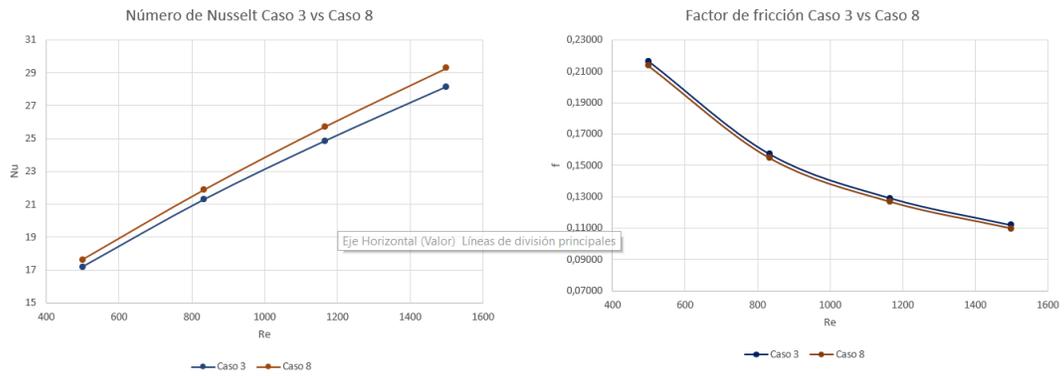


Figura 4.48: Comparación entre caso 3 y caso 8.

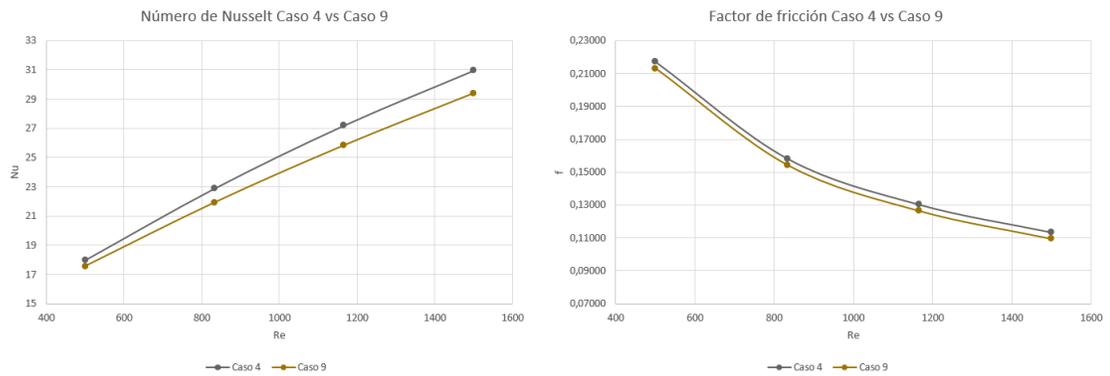


Figura 4.49: Comparación entre caso 4 y caso 9.

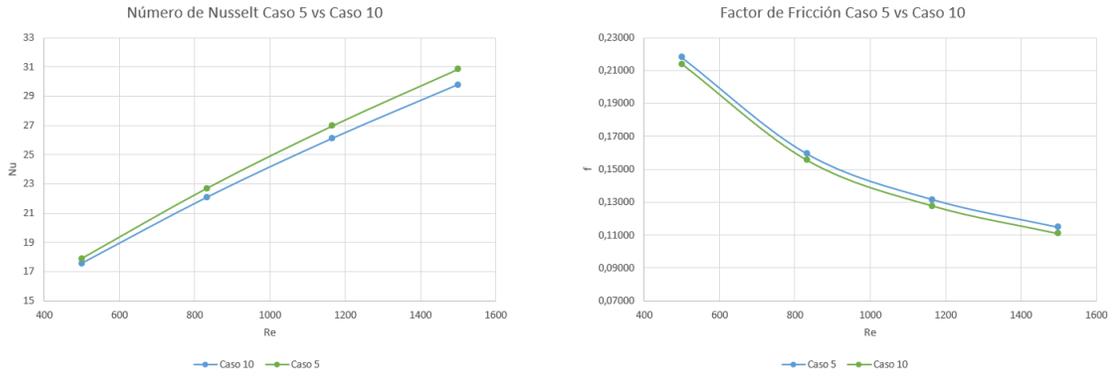


Figura 4.50: Comparación entre caso 5 y caso 10.

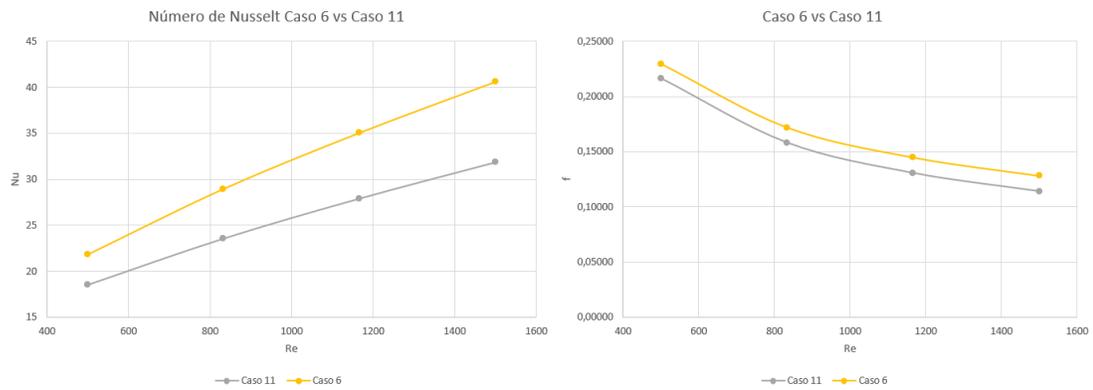


Figura 4.51: Comparación entre caso 6 y caso 11.

En la figura 4.52 se muestra una comparación entre el caso que obtuvo los mayores valores del número de Nusselt y el caso estudiado por Liu utilizando la misma orientación en el generador combinado. Se muestran los casos para el número de Nusselt y el factor de fricción. Se puede notar que el caso 6 obtiene mayores valores en cuanto al número de Nusselt para cada uno de los Reynolds estudiados. Sumado a esto, si se observa el gráfico comparativo para el factor de fricción, se puede ver que siguen la misma tendencia, pero para cada uno de los números de Reynolds estudiados es el caso 6 quien obtiene los valores menores.

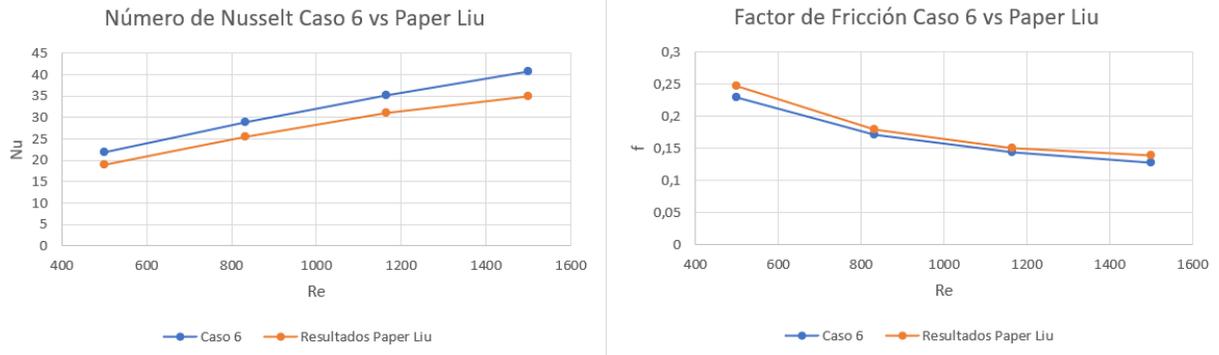


Figura 4.52: Comparación entre caso 6 y resultados obtenidos por Liu [11].

4.13. Análisis de Desempeño

En la figura 4.53 se presenta una comparación del parámetro TEF, el cual mide la eficiencia de la geometría estudiada, tomando en cuenta el número de Nusselt y el factor de fricción y comparándolos con los valores obtenidos para el canal libre. Así, se puede notar que en los casos que utilizan generadores combinados se tiene una eficiencia mayor que los casos con generadores simples. Ahora, también se puede notar, dentro de los casos con generadores combinados, que el caso con mayor número de generadores, específicamente, el número 6 presenta un aumento de eficiencia que va desde el 47,6 % hasta el 80,7 %, lo que es notablemente superior a los demás casos. También se puede notar que los casos con número de generadores pares tienen una mayor eficiencia que aquellos con casos impares y número de generadores similar, como lo son el caso 4 con respecto al caso 5 y el caso 2 con respecto al caso 3.

En el caso de los generadores simples, se nota también una eficiencia notablemente superior al resto de los casos, la cual varía desde un 27,9 % hasta un 47,2 %. En el resto de los casos presentados, se tiene un orden en cuanto a los valores de eficiencia obtenidos en relación al número de generadores que se presentan, mientras más generadores simples se colocan en el canal, mayor será el valor obtenido para el TEF.

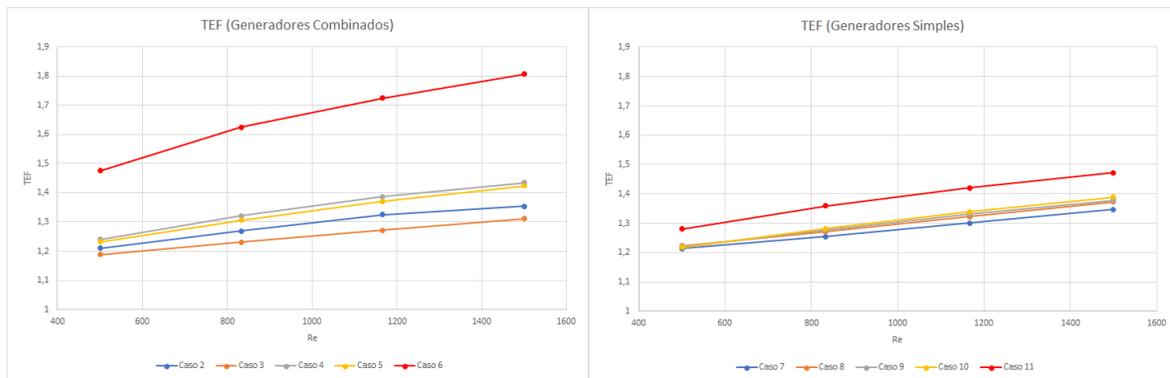


Figura 4.53: Comparación de factor de eficiencia TEF por caso.

Se realiza un balance de potencia térmico para los casos 1, 6 y 11. Este se calcula utilizando las siguientes ecuaciones.

$$Q = \dot{m}C(T_{bulksalida} - T_{mediaentrada}) \quad (4.1)$$

Esta ecuación representa el calor recibido por el fluido, el cual debe ser igual al calor que entra al sistema, definido por la siguiente ecuación:

$$Q = q \cdot A \quad (4.2)$$

Donde Q representa el calor total ingresado al sistema, q representa el calor por unidad de área y A el área de la pared inferior del canal.

Los resultados obtenidos se muestran en la tabla 4.1.

Tabla 4.1: Resultados balance de potencia térmica.

	$Q = q \cdot A$ [kW]	$Q = \dot{m} C(T_{bulksalida} - T_{mediaentrada})$ [kW]	Error porcentual [%]
Caso 1	0,4	0,3997	0,0853
Caso 6	0,4	0,3997	0,0853
Caso 11	0,4	0,4006	0,1506

Para los casos 1, 6 y 11, también se calculó la temperatura bulk en función de la posición. Los resultados se muestran en la figura 4.54. Aquí se puede notar que los tres casos comparan un comportamiento similar, obteniendo una relación proporcional entre la posición y la temperatura, obteniendo así una recta con pendiente positiva.

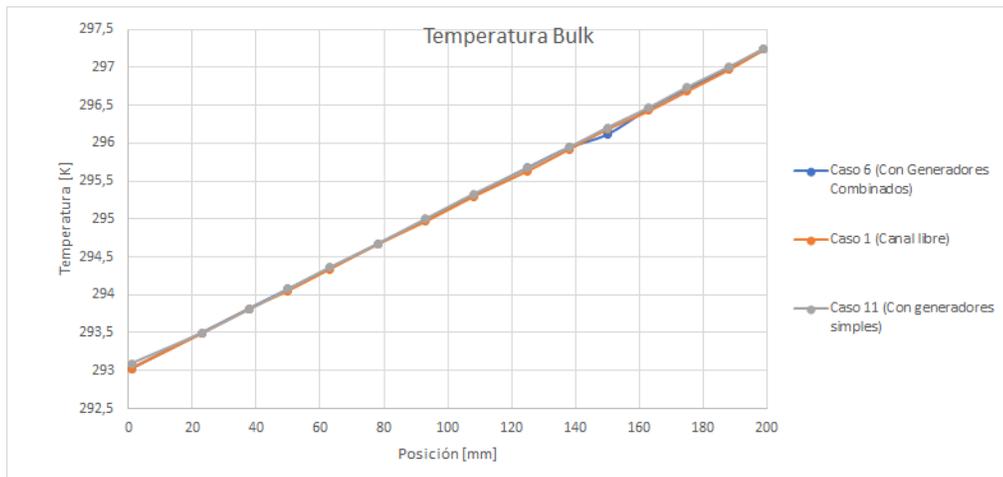


Figura 4.54: Temperatura Bulk en función de la posición.

Se calculó también el número de Nusselt en función de la posición para los mismos casos que el gráfico anterior, los resultados obtenidos se muestran en la figura 4.55. En esta figura se puede notar que el caso 6 tiene los mayores valores a lo largo del canal, seguido por el caso 11 y por último el caso 1.

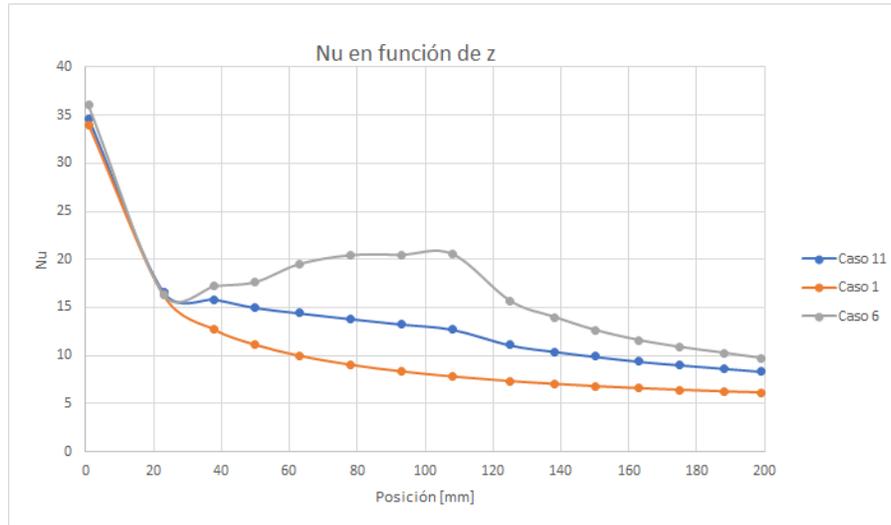


Figura 4.55: Número de Nusselt en función de la posición.

4.14. Análisis

En base a los resultados presentados en la sección anterior, se puede notar que el fluido se ve afectado por los generadores de vórtices presentes en el canal, tanto en su velocidad, dirección de flujo y también térmicamente. En los siguientes párrafos se explicará el efecto que provocan en el fluido estos generadores.

En los contornos de velocidad en el plano ZX, todos los casos presentan un comportamiento similar, luego de que el flujo pasa por un generador, se tiene una baja en la velocidad de éste. Esto se debe precisamente a que lo que mide el contorno es la velocidad a lo largo del eje Z, pero al encontrarse con el generador, se comienza a formar un vórtice, lo que significa que la velocidad con la que venía el fluido ahora está en más de una componente, debido a la formación de los vórtices, es decir, se reduce la velocidad en el eje Z debido a que parte de esta velocidad ahora está en la dirección de formación del vórtice. Además de esto, la mayor velocidad presente en el centro del canal se explica debido a la condición de no deslizamiento en las paredes, lo que implica que la velocidad en este punto debe ser cero, formando una especie de parábola con su máximo en el centro del canal y mínimos en las paredes laterales.

En cuanto a los contornos de temperatura en el plano ZX que se presentaron para cada uno de los casos, todos los casos presentan un mismo comportamiento, luego de un generador, se tiene un alza de temperatura en el área inmediatamente posterior al generador. Esto se debe a que, como se mencionó en el párrafo anterior, en estas zonas se tiene una menor velocidad. Lo mismo ocurre con los sectores laterales que presentan mayores temperaturas. Esto se podría explicar porque al tener una menor velocidad, se tiene un mayor tiempo de contacto con la superficie caliente y por ende, se tiene una mayor transferencia de calor y así sube la temperatura del fluido en estos sectores.

En cuanto a los mapas de coeficiente de transferencia de calor, se pueden notar en todas las geometrías que los generadores provocan un aumento en el coeficiente de transferencia en el área posterior a los generadores. Esto se debe principalmente a la formación de los vórtices,

ya que, éstos facilitan la transferencia de calor en el fluido, y por ende esto aumenta el coeficiente h . Ahora bien, se puede notar en los casos con números de generadores combinados pares, con más de una fila, es decir, el caso 4 y caso 6 que cada una de las filas siguientes de generadores extienden el aumento de h . Esto se debe a que las filas subsiguientes vuelven a generar los vórtices, y debido a que los generadores de las filas siguientes están orientados de igual forma que el anterior, se vuelven a formar los vórtices, en el mismo sentido que el anterior formado y por ende se extiende el vórtice, extendiendo así también, el aumento de h .

Para los casos de generadores combinados con un número impar, específicamente el caso 3 y el caso 5, se tiene un último generador ubicado al centro del canal. Este generador da la impresión que bloquea o nulifica el efecto incrementador del coeficiente provocado por los generadores anteriores. Esto se debe a que en el primer par de generadores se forman cuatro vórtices. El generador que está ubicado al centro genera dos vórtices más. Estos dos vórtices nuevos coinciden con los dos vórtices centrales formados anteriormente. El problema es que estos nuevos vórtices tienen un sentido de flujo contrario a los que venían formados previamente. Esto se debe a que los generadores coincidentes al centro del canal están orientados de forma opuesta. Por esto, se producen nuevos vórtices que tienen la misma orientación que los vórtices laterales que venían formados anteriormente. Como los vórtices laterales tenían un mayor tamaño que los recién formados, los nuevos vórtices se unen a los antiguos y se genera un vórtice lateral de mayor tamaño. Debido a esto, dejan de existir los vórtices centrales y por ende el aumento de h al centro del canal se ve disminuido, pero se mantiene el aumento en los laterales del canal.

Si se analiza el caso de los generadores simples, para los casos con número de generadores pares y más de una fila de generadores, es decir, los casos 9 y 11, se sigue el mismo comportamiento que los casos 4 y 6.

En cuanto a los casos con número de generadores simples impares, como son el caso 8 y 10, se tiene un comportamiento diferente al que ocurre en los casos combinados. En estos casos el último generador no estorba el aumento de h provocado por la fila anterior, sino que provoca un nuevo sector con un valor de h aumentado. Esto se debe a que, en primer lugar, al tratarse de generadores simples, solamente se generan vórtices a los costados del canal y por ende, estos no coinciden con la posición del vórtice que formará el último generador ubicado al centro del canal. Además, el generador ubicado al centro del canal está orientado de igual manera que el generador más cercano de la fila anterior y por lo tanto ambos vórtices tendrán la misma orientación de rotación, lo que facilita la unión de estos vórtices al ir avanzando en el canal, y por ende, a extender el efecto incrementador de h .

En cuanto a los contornos de temperatura en planos transversales a lo largo del canal, se nota que todos los casos estudiados comparten una característica: tienen una concentración de altas temperaturas al inferior del canal. Esto se debe a que como condición de borde, se tiene un calor constante en la pared inferior, el cual es de 100 kW/m^2 , por lo que genera temperaturas mucho más altas que la temperatura de entrada del fluido. Como el canal tiene un largo de solamente 200 mm , el resto del fluido no alcanza a elevar su temperatura a valores cercanos a los cerca de 500 K que se presentan en el inferior del canal. Cabe destacar, que la presencia de los generadores de vórtices sí ayuda a que se logre una mejor distribución de

altas temperaturas en el plano. Se puede notar que en los sectores que están por detrás de los generadores, es decir, los sectores que coinciden con los vórtices generados, son los que presentan mayores temperaturas a lo largo que se avanza por el canal. Ya que, si se compara, por ejemplo, la figura 4.11 con la figura 4.3 se puede notar que en el caso 1 se tienen contornos con distribuciones bastante uniformes, con las mayores temperaturas en el inferior del plano y a medida que se va subiendo en el plano se tienen temperaturas menores. En cambio, para el caso 3 se tiene una distribución de altas temperaturas que se concentran más a los costados y al centro del canal, lo que coincide con la posición de los generadores en la entrada del canal, es decir, estos cambios en la distribución de temperatura en el canal se deben precisamente a los vórtices presentes en el flujo.

En cuanto al análisis de las líneas de flujo, se puede notar que dependiendo del caso se tienen distintos fenómenos. El primer fenómeno es el que se da para los casos con generadores combinados, específicamente para los que no tienen generadores en el centro del canal, es decir, el caso 2, 4 y 6. Al no tener generadores al centro del canal, como se mencionó anteriormente, no existe el fenómeno en que se alinean dos generadores con orientaciones distintas, sino que solamente existe alineamiento de generadores con una misma orientación. Esto tiene una segunda implicancia; al no tener un cambio de orientación en una misma línea de flujo, dos vórtices adyacentes siempre tendrán orientaciones distintas de giro. Esto quiere decir que los vórtices adyacentes no se combinarán para formar un vórtice de mayor tamaño, sino que, avanzará el fluido con la presencia de los cuatro vórtices a lo largo del canal de manera paralela.

El mismo fenómeno mencionado anteriormente ocurre para los casos con generadores simples. En el caso que no se tienen generadores al centro del canal, es decir, caso 7, 9 y 11, ocurre igual que lo explicado anteriormente, se tienen dos vórtices que tienen velocidades en sentidos contrarios, que avanzan a lo largo del canal y no se combinan en todo el recorrido debido a lo mismo, por lo que se obtienen dos vórtices que existen de manera paralela a lo largo del flujo.

El segundo fenómeno en las líneas de flujo ocurre cuando se tienen los casos con generadores combinados en los que existe uno en el centro del canal, es decir, el caso 3 y el caso 5. Como se explicó anteriormente, el tener un generador de vórtices ubicado en el centro implica que se cambiará el sentido de los dos vórtices que pasan por el centro del canal. Esto tiene como consecuencia que luego de que se cambia el sentido de giro de los vórtices centrales, éstos se combinan con los vórtices laterales, lo que implica que el fluido que avanza por el canal presentará solamente dos vórtices que existen de manera paralela.

En el caso que se tenga generadores simples al centro, es decir, los casos 8 y 10, ocurre un fenómeno similar. Esto se debe a lo que se explicó anteriormente, en estos casos, el generador que está ubicado al centro provoca un vórtice de la misma orientación que el vórtice preexistente en el costado del canal, lo que implica que estos dos se combinan en un solo vórtice de mayor tamaño. Esto provoca que a lo largo de la mayor parte del recorrido se presenten solamente dos vórtices en el fluido.

Las consecuencias que pueden tener este tipo de fenómenos son que para los casos de generadores combinados, los generadores de vórtice ubicados en el centro del canal provocan una

disminución en la cantidad de vórtices que existen en el fluido, por lo que se tiene una baja en la transferencia de calor en comparación a los casos que no cuentan con este generador combinado central y que cuentan con cuatro vórtices en el fluido.

En el caso de los generadores simples, se tiene el caso contrario, ya que, no se disminuye la cantidad de generadores, sino que se amplía el tamaño de uno de los vórtices, lo que ayuda a la transferencia de calor en el canal.

Si se analiza la figura 4.45 se puede evidenciar lo que se dice en los párrafos anteriores. Para los casos con generadores combinados, se puede notar en primer lugar que el primer factor relevante es la cantidad de generadores, cuando se está hablando de cantidades como las que se presentan en el caso 6. Ahora bien, cuando la diferencia en cantidad de generadores no es significativa, como es en el caso del caso 2 comparado con el caso 3 o el caso 4 comparado con el caso 5, aquí prevalece el posicionamiento del generador combinado. Esto se explica debido a que a pesar de que tanto el caso 5 como el caso 3 tienen una mayor cantidad de generadores que su contra parte, son el caso 2 y el caso 4 los que presentan mayores valores en cuanto al número de Nusselt.

Lo contrario se evidencia para los casos con generadores simples. En este estudio, se observa que cuando se trata de generadores simples, la cantidad prevalece por sobre el posicionamiento, debido a que los casos que tienen un mayor número de generadores obtienen mayores valores de Nusselt.

En cuanto a los gráficos de factor de fricción presentados en la figura 4.46, los resultados que se presentan son los esperados. A medida que se tiene una mayor cantidad de generadores, se obtiene un mayor factor de fricción. Igualmente se nota que el caso con generadores combinados tiene un mayor factor de fricción que el caso con generadores simples, lo cual es esperable, debido a que se tiene una mayor cantidad de generadores delta winglets en el canal. De igual manera, se observa que al aumentar la velocidad de entrada del canal, se reduce el factor de fricción, lo cual es esperable, debido a la definición del factor de fricción.

En cuanto a los resultados presentados en los gráficos comparativos para casos análogos, se puede notar que los generadores combinados si presentan una mejor solución que los generadores simples. Esto debido a que presentan un aumento significativo en cuanto al aumento del número de Nusselt, sin provocar un aumento importante en el factor de fricción. Esto claramente se debe a que con un generador combinado se duplican los vórtices generados por un generador simple. Además de esto, se nota que este efecto es más importante en los casos con un mayor número de generadores. Esto en parte se debe también a que esto permite que los vórtices se mantengan durante una mayor distancia, beneficiando el aumento de la transferencia de calor a lo largo de todo el canal. En cambio, si se tienen un menor número de generadores, los vórtices no estarán presentes a lo largo de todo el recorrido y por lo tanto no se tendrá el mismo nivel de eficiencia que los casos con un mayor número de generadores.

Si se analiza la figura 4.52 se puede notar que es el caso 6 quien obtiene los mejores resultados. Esto da a entender que el utilizar una mayor cantidad de generadores de vórtices combinados de menor tamaño a lo largo del canal obtiene mejores resultados que la utilización de un generador combinado de mayor tamaño al comienzo del canal. Esto se puede

deber a que si bien un generador de mayor tamaño provoca vórtices de un mayor tamaño, la utilización de múltiples generadores pequeños tiene dos aspectos a favor. En primer lugar, se generan cuatro vórtices en lugar de solo dos de mayor tamaño y además, al tener más generadores a lo largo del canal, se logran mantener los vórtices durante una mayor distancia en el recorrido, lo que genera un aumento positivo en la transferencia de calor a lo largo del canal. En cuanto al factor de fricción, se puede notar que la utilización de un generador de mayor tamaño provoca una mayor pérdida de carga, por lo que si es recomendable también la utilización de múltiples generadores más pequeños si se analiza desde el punto de vista del factor de fricción.

Analizando la tabla 4.1 se puede notar que no se tienen diferencias significativas en cuanto al calor que entra al sistema y el calor que recibe el fluido. Las mínimas diferencias presentadas se pueden deber a las aproximaciones realizadas al calcular la temperatura del fluido o en los coeficientes utilizados, como por ejemplo, el calor específico del agua. En resumen, se tiene un correcto balance de potencia térmica en este trabajo.

En la figura 4.54 se puede notar que se tiene una temperatura bulk que aumenta constantemente conforme a la posición en el canal. Esto tiene sentido debido a que se está trabajando con un calor constante. Para comprender esto se debe volver a lo presentado en las figuras 4.1, 4.21 y 4.41. En las cuales se muestra el contorno de temperatura de la pared inferior en cada uno de los casos. Aquí se nota que en el caso de canal libre, la temperatura de pared aumenta conforme se avanza por el canal, mientras que en los casos 6 y 11 se tiene el mismo comportamiento, pero en el área inmediatamente posterior a los generadores de vórtices se tiene una disminución de la temperatura. Debido a que se tiene la ecuación $h = q/(T_p - T_b)$ y como en este caso se trabaja con un flujo de calor q constante, se debe cumplir que T_b también aumente a lo largo del canal para así mantener el flujo de calor constante, lo que se cumple según el gráfico presentado en el figura 4.54.

Al analizar la figura 4.55 se puede notar que el caso 6 presenta los mayores valores de Nu . Se debe notar que el valor tomado con un valor de x igual a 110 mm es el cual representa el final de los generadores de vórtices, mientras que el valor de x igual a 23 mm representa el punto inmediatamente antes de los generadores de vórtices.

Esto implica que el período entre $x = 23mm$ y $x = 110mm$ es el rango que cuenta con la presencia de generadores y es justamente el rango en el cual el caso 6 presenta un aumento considerable del número de Nusselt. En cuanto al caso 11, éste también presenta un aumento de Nu , pero no tan elevado en comparación al caso 6. El caso 1 fue evaluado para efectos de comparación, demostrando que en el caso de canal libre se tiene un descenso constante del número de Nusselt a lo largo del canal. Se puede notar también que una vez que se acaba la zona de generadores de vórtices, se continúa con el comportamiento presentado en el canal libre, con un descenso en el valor de Nu .

Esto valida lo que se presento en las figuras 4.22 y 4.42, en las cuales se mostraba un aumento del coeficiente de transferencia de calor en el área posterior a los generadores. Se mostraba también, que el caso 6 tenía una mayor área afectada por este aumento de h , lo que se valida numéricamente con la figura 4.55.

Capítulo 5

Conclusiones

Luego de simular los once casos presentados en este trabajo, se llega a la conclusión de que la mejor geometría de las presentadas es la correspondiente al caso número 6 (figura 3.20). Esto debido a que logra un mejoramiento de la eficiencia de transferencia de calor del canal desde un 47,6 % para Reynolds bajos hasta un 80,7 % para Reynolds altos. Esto cumple con el objetivo presentado al comienzo del trabajo, el cual buscaba encontrar la geometría con mejores resultados en cuanto a la transferencia de calor.

Además, se logró llegar a la conclusión que la ubicación de los generadores de vórtices es importante, ya que, si se ubican dos generadores en una misma fila, no es conveniente colocar un tercero en una posición central en la fila siguiente, ya que, esto disminuirá el efecto del generador al invertir el sentido de giro de los vórtices previamente formados. Será siempre preferible ubicar dos generadores continuos con la misma orientación cuando éstos están en una misma línea del recorrido.

Se desprende también que una mayor cantidad de generadores a lo largo del canal es beneficioso para la transferencia de calor, más aún si éstos están ubicados ordenadamente en filas y con la misma orientación. Esto se debe a que se logrará mantener los vórtices durante un mayor tiempo de recorrido y por ende se tendrá un mejoramiento en la transferencia de calor en el canal.

Finalmente, mediante los resultados obtenidos en las simulaciones, se logra concluir definitivamente la superioridad de los generadores combinados por sobre los generadores simples. Esto principalmente se debe a que un generador combinado genera el doble de vórtices que un generador simple, por lo que tiene un mayor impacto el aumento de la transferencia de calor dentro del canal.

Trabajo Propuesto

Luego del análisis realizado en este trabajo, surgen los siguientes temas o aspectos a profundizar en un siguiente trabajo:

- En este estudio solamente se ubicaron los generadores de vórtices a la entrada del canal, por lo que se debe estudiar como se comporta la transferencia de calor ubicando los generadores más espaciados entre sí, con la finalidad de que con un menor número de generadores se logren mantener los vórtices durante todo el recorrido.
- Con la finalidad de comparar con el estudio de Liu [11], se mantuvieron los tres generadores delta winglet para el generador combinado, pero uno de estos delta winglet no tiene influencia en la formación de vórtices, por lo que se deben estudiar estos casos sin la presencia de este tercer delta winglet y comparar en términos de pérdida de carga específicamente.
- Debido a que este estudio contempla solamente rangos de Reynolds laminares, se debe ampliar el estudio tomando en cuenta régimen turbulento.
- Este estudio se realizó en un canal sin la presencia de tubos, por lo que se debe estudiar como se comportan estas geometrías con la presencia de tubos a lo largo del canal.
- En este estudio se mostraron distintas geometrías novedosas de generadores de vórtices, por lo que se debe ampliar el estudio, tomando en cuenta estos mismos casos, con el mismo posicionamiento de generadores, pero utilizando estos diseños novedosos planteados, como por ejemplo el diseño presentado por Oneissi [10].

Bibliografía

- [1] Y. A. Çengel, *Transferencia de Calor y Masa 4ta Edición*. México, D.F.: Mc Graw Hill, 2011.
- [2] D. S. Ramesh Shah, *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. New Jersey: John Wiley Sons, Inc., 2003.
- [3] K. Thulukkanam, *Heat Exchanger Design Handbook Second Edition*. Taylor Francis Group, 2013.
- [4] M. Fiebig, “Vortices, generators and heat transfer,” *Trans IChemE (Institution of Chemical Engineers)*, vol. 76, no. Part A, pp. 108 – 123, 1998.
- [5] K. Song, “Interaction of longitudinal vortices and the effect on fluid flow and heat transfer,” *Heat Transfer Studies and Applications*, pp. 33–51, 2015.
- [6] A. J., “Comparative study of heat transfer enhancement and pressure drop or fin and circular tube compact heat exchangers with sinusoidal wavy and elliptical curved rectangular winglet vortex generator,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, no. 141, pp. 310–326, 2019.
- [7] H. Han, “Numerical study of thermal and flow characteristics for a fin-and-tube heat exchanger with arc winglet type vortex generators,” *International Journal of Refrigeration*, no. 98, pp. 61–69, 2018.
- [8] Z. Han, “Numerical simulation on heat transfer characteristics of rectangular vortex generators with a hole,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, no. 126, pp. 993–1001, 2018.
- [9] H. L. Liu, “Heat transfer and flow characteristics in a circular tube fitted with rectangular winglet vortex generators,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, no. 126, pp. 989–1006, 2018.
- [10] M. Oneissi, “Novel design of delta winglet pair vortex generator for heat transfer enhancement,” *International Journal of Thermal Sciences*, no. 109, pp. 1–9, 2016.
- [11] H. ling Liu, “Heat transfer and flow characteristics in a rectangular channel with combined delta winglet inserts,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 134, pp. 149–165, 2019.
- [12] C. Zhai, “Heat transfer augmentation in a circular tube with delta winglet vortex generator pairs,” *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 140, pp. 480–490, 2019.