



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

**AUMENTO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN AGUA Y FLUIDOS  
NO-NEWTONIANOS CON GENERADOR DE VÓRTICES  
LONGITUDINALES EN CANAL RECTANGULAR**

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

**FELIPE IGNACIO MAHU OÑATE**

PROFESOR GUÍA:  
ALVARO VALENCIA MUSALEM

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:  
RAMÓN FREDERICK GONZÁLEZ  
WILLIAMS CALDERÓN MUÑOZ

SANTIAGO, CHILE  
2020

RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR  
AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO  
POR: **FELIPE IGNACIO MAHU OÑATE**  
FECHA: 2020  
PROF. GUÍA: ÁLVARO VALENCIA MUSALEM

## **AUMENTO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN AGUA Y FLUIDOS NO-NEWTONIANOS CON GENERADOR DE VÓRTICES LONGITUDINALES EN CANAL RECTANGULAR**

En este trabajo se estudia el efecto del aumento de la transferencia de calor por medio del uso de generadores de vórtices longitudinales al utilizar como fluido de trabajo fluidos no-newtonianos, representados por ley de potencia, y comparar sus resultados al aumento de la transferencia de calor al utilizar un fluido newtoniano. Los fluidos de trabajo considerados son el agua como fluido newtoniano y solución de agua con carmelosa (CMC) a distintas concentraciones que actúan como el fluido no-newtoniano. Para esto se realizan varias simulaciones computacionales utilizando el software Ansys Fluent.

Se separa el trabajo en etapas consecutivas. Primero, se realiza un análisis bibliográfico para decidir el canal a utilizar. A continuación, se crea el modelo computacional para su posterior validación e independencia del mallado. Para cada canal considerado se simulan 4 fluidos con Reynolds de 100, 200, 400, 700 y 1000. Posteriormente se analizan los resultados y se realiza la comparación entre los casos para obtener conclusiones en base a los resultados. El modelo utilizado consiste en un canal rectangular considerando 3 casos: Caso base, caso con un par de generadores y caso con cuatro pares de generadores. Se valida el modelo computacional comparándolo con el estudio de donde se seleccionó, siendo sus mayores diferencias 4.28 % y 4.39 % para el  $Nu/Nu_0$  y  $f$  respectivamente. El mallado seleccionado obtiene diferencias porcentuales de 0.12 % y 1.29 % con respecto a una malla asumida como muy fina.

Como resultado se obtiene que a mayor concentración de CMC aumenta el Nusselt obtenido en la simulación, pero este conlleva también una gran caída de presión, resultando en altas potencias de bombeo necesarias. Mientras que para el aumento de calor todos los fluidos de CMC presentan un mayor aumento en el calor transferido exceptuando el flujo de CMC500 en el caso de un par de generadores. Al momento de trasladar los resultados y compararlos en base a su velocidad y su potencia, los flujos de CMC apenas comparten un rango con el agua, donde mayoritariamente es esta la que presenta mejores resultados exceptuando el caso de  $Re=100$  para el agua y al comparar entre los resultados de la solución de CMC estos no presentan una tendencia según el aumento de concentración en estos.

En conclusión el uso de fluidos no-newtonianos como la solución de CMC aumenta considerablemente la transferencia de calor con un rendimiento general bajo, obteniendo resultados mixtos entre estos. Además, comparar en términos de Reynolds no basta para establecer una tendencia entre los fluidos, pero sí existen mejoras en la transferencia de calor para ciertos rangos, por lo que es de interés generar más estudios en otras condiciones para contrastar sus resultados y obtener una respuesta clara a si utilizar fluidos no newtonianos es mejor que utilizar un fluido newtoniano.

*A mi familia, en especial a mi madre que ha dado todo por nosotros.*

# Agradecimientos

Le agradezco a todo aquel que me he encontrado en el camino, ha sido mucha gente la que me ha ayudado a llegar a donde estoy ahora, sin ustedes no lo podría haber logrado.

Aunque debo especialmente agradecer a mis amigos más cercanos: Fernanda, Diego y Maria, ustedes me apoyaron desde el día uno que nos conocí, y aún ahora siguen estando a mi lado, de corazón no podría haber pedido unos amigos mejores que ustedes.

A mi familia, que a pesar de todos los contratiempos, seguimos unidos ante todo lo que se nos venga. A mi madre, que a pesar de sus enfermedades hace lo inhumano para seguir ayudandonos, a mis hermanos: Paulina, Mauricio, Cristian y Fernanda. A mi gata Alice que siempre esta ahí quejandose por cariño y comida.

A los profesores de mi comisión, gracias por tenerme la paciencia para realizar este trabajo y por los consejos y recomendaciones que me dieron en las ocasiones pertinentes.

# Tabla de Contenido

<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
1.1. Antecedentes generales . . . . .	1
1.2. Motivación . . . . .	2
1.3. Objetivos . . . . .	2
1.3.1. Objetivo general . . . . .	2
1.3.2. Objetivos específicos . . . . .	3
1.4. Alcances . . . . .	3
<b>2. Antecedentes específicos</b>	<b>4</b>
2.1. Clasificación del comportamiento de los fluidos . . . . .	4
2.1.1. Ecuaciones gobernantes . . . . .	4
2.1.2. Fluidos Newtonianos . . . . .	5
2.1.3. Fluidos No-Newtonianos . . . . .	6
2.1.4. Fluidos considerados . . . . .	8
2.2. Vórtices y generadores de vórtices longitudinales . . . . .	8
<b>3. Descripción del modelo</b>	<b>10</b>
3.1. Modelo físico . . . . .	10
3.2. Modelo computacional . . . . .	11
3.3. Condiciones de borde . . . . .	11
3.4. Parámetros . . . . .	12
3.4.1. Parámetros de entrada . . . . .	12
3.4.2. Parámetros de salida . . . . .	12
<b>4. Metodología</b>	<b>14</b>
<b>5. Resultados</b>	<b>16</b>
5.1. Validación del Modelo . . . . .	16
5.2. Independencia de malla . . . . .	18
5.3. Resultados simulaciones . . . . .	20
5.3.1. Agua . . . . .	20
5.3.1.1. Características de flujo . . . . .	20
5.3.1.2. Características térmicas . . . . .	20
5.3.1.3. Características de presión . . . . .	23
5.3.2. CMC100 . . . . .	25
5.3.2.1. Características de flujo . . . . .	25
5.3.2.2. Características térmicas . . . . .	26

5.3.2.3.	Características de presión . . . . .	29
5.3.3.	CMC500 . . . . .	30
5.3.3.1.	Características de flujo . . . . .	30
5.3.3.2.	Características térmicas . . . . .	30
5.3.3.3.	Características de presión . . . . .	33
5.3.4.	CMC2000 . . . . .	34
5.3.4.1.	Características de flujo . . . . .	34
5.3.4.2.	Características térmicas . . . . .	36
5.3.4.3.	Características de presión . . . . .	37
5.4.	Comparación entre casos . . . . .	38
5.4.1.	Nusselt . . . . .	38
5.4.2.	Factor de fricción . . . . .	42
5.4.3.	Potencia de bomba . . . . .	44
5.4.4.	Rendimientos . . . . .	45
5.4.5.	Razón de Transferencia de Calor . . . . .	47
5.4.6.	Razón entre calor y potencia . . . . .	49
<b>6.</b>	<b>Conclusiones</b>	<b>51</b>
<b>7.</b>	<b>Bibliografía</b>	<b>53</b>
<b>Anexo A.</b>	<b>Resultados numéricos simulaciones</b>	<b>54</b>

# Índice de Tablas

2.1.	Propiedades de fluidos. . . . .	8
3.1.	Parámetros del canal, todas las medidas en mm. . . . .	11
5.1.	Parámetros del software. . . . .	16
5.2.	Resultados validación . . . . .	17
5.3.	Resultados independencia de mallado . . . . .	19
5.4.	Número de nodos y elementos de malla. . . . .	19
5.5.	Resultados independencia de mallado . . . . .	20
A.1.	Agua - 1 GVL . . . . .	55
A.2.	Agua - 4 GVL . . . . .	55
A.3.	Agua - Caso base . . . . .	55
A.4.	CMC100 - 1 GVL . . . . .	56
A.5.	CMC100 - 4 GVL . . . . .	56
A.6.	CMC100 - Caso Base . . . . .	56
A.7.	CMC500 - 1 GVL . . . . .	57
A.8.	CMC500 - 4 GVL . . . . .	57
A.9.	CMC500 - Caso Base . . . . .	57
A.10.	CMC2000 - 1 GVL . . . . .	58
A.11.	CMC2000 - 4 GVL . . . . .	58
A.12.	CMC2000 - Caso Base . . . . .	58

# Índice de Ilustraciones

1.1.	(a) Distintos tipos de GVL en una aleta (Chu & He [2]) y (b) intercambiador de calor de aletas onduladas y con GVL insertos (Lofti et al. [1]). . . . .	2
2.1.	Tipos de fluidos no newtonianos según su comportamiento. . . . .	6
2.2.	Relación entre el número de Nusselt y el índice $n$ (Mishra et al. 2019 . . . . .	7
2.3.	Ejemplos de vórtices transversales, izq: Vórtice de Karman oscilatorio, der: Vórtices creados por una placa . . . . .	8
2.4.	Flujo de calor en las paredes de una canal (Ke et al. 2019 [3]) . . . . .	9
2.5.	Esquemática de un vórtice longitudinal . . . . .	9
3.1.	Canal rectangular y configuraciones estudiadas por Ke et al. . . . .	10
3.2.	a) Caso base b) Caso 1 GVL c) Caso 4 GVL . . . . .	11
4.1.	Diagrama de flujo de la metodología . . . . .	14
5.1.	Razón de aumento de Nusselt según Reynolds . . . . .	17
5.2.	Razón de factor de fricción según Reynolds . . . . .	17
5.3.	Comparación de canales. a) Canal Ke et al. b) Canal simulado . . . . .	18
5.4.	Contornos de velocidad. . . . .	18
5.5.	Malla inicial. . . . .	19
5.6.	Diagramas de velocidades tangenciales en el plano Y-Z para agua con un $Re = 400$ . a) $x/L=0.075$ , b) $x/L=0.16$ , c) $x/L=0.3$ , d) $x/L=0.385$ , e) $x/L=0.525$ , f) $x/L=0.61$ , g) $x/L=75$ , h) $x/L=0.835$ . . . . .	21
5.7.	Diagramas de flujo de velocidades superficiales en el plano Y-Z para agua con un $Re = 400$ . a) $x/L=0.075$ , b) $x/L=0.16$ , c) $x/L=0.3$ , d) $x/L=0.385$ , e) $x/L=0.525$ , f) $x/L=0.61$ , g) $x/L=75$ , h) $x/L=0.835$ . . . . .	21
5.8.	Contornos de temperatura en el plano Y-Z para agua con un $Re = 400$ . a) $x/L=0.075$ , b) $x/L=0.16$ , c) $x/L=0.3$ , d) $x/L=0.385$ , e) $x/L=0.525$ , f) $x/L=0.61$ , g) $x/L=75$ , h) $x/L=0.835$ , i) $x/L=1$ . . . . .	22
5.9.	Contorno de temperatura a una altura $y/H=0.5$ para agua con un $Re = 400$ .	22
5.10.	Número de Nusselt en función del Reynolds para agua. . . . .	23
5.11.	Calor transferido según velocidad para agua. . . . .	24
5.12.	Calor transferido según potencia requerida para agua. . . . .	24
5.13.	Diferencia de presión en los canales segun Reynolds para agua . . . . .	25
5.14.	Factor de fricción según Reynolds para agua . . . . .	25
5.15.	Diagramas de velocidades tangenciales en el plano Y-Z para CMC100 con un $Re = 400$ . a) $x/L=0.075$ , b) $x/L=0.16$ , c) $x/L=0.3$ , d) $x/L=0.385$ , e) $x/L=0.525$ , f) $x/L=0.61$ , g) $x/L=75$ , h) $x/L=0.835$ . . . . .	26
5.16.	Diagramas de flujo de velocidades superficiales en el plano Y-Z para CMC100 con un $Re = 400$ . a) $x/L=0.075$ , b) $x/L=0.16$ , c) $x/L=0.3$ , d) $x/L=0.385$ , e) $x/L=0.525$ , f) $x/L=0.61$ , g) $x/L=75$ , h) $x/L=0.835$ . . . . .	27

5.17.	Contornos de temperatura en el plano Y-Z para CMC100 con un $Re = 400$ . a) $x/L=0.075$ , b) $x/L=0.16$ , c) $x/L=0.3$ , d) $x/L=0.385$ , e) $x/L=0.525$ , f) $x/L=0.61$ , g) $x/L=75$ , h) $x/L=0.835$ , i) $x/L=1$ . . . . .	27
5.18.	Contorno de temperatura a una altura $y/H=0.5$ para CMC100 con un $Re = 400$	28
5.19.	Número de Nusselt en función del Reynolds para CMC100 . . . . .	28
5.20.	Calor transferido según velocidad para CMC100. . . . .	28
5.21.	Calor transferido según potencia para CMC100. . . . .	29
5.22.	Diferencia de presión en los canales segun Reynolds para CMC100 . . . . .	29
5.23.	Factor de fricción según Reynolds para CMC100 . . . . .	30
5.24.	Diagramas de velocidades tangenciales en el plano Y-Z para CMC500 con un $Re = 400$ . a) $x/L=0.075$ , b) $x/L=0.16$ , c) $x/L=0.3$ , d) $x/L=0.385$ , e) $x/L=0.525$ , f) $x/L=0.61$ , g) $x/L=75$ , h) $x/L=0.835$ . . . . .	31
5.25.	Diagramas de flujo de velocidades superficiales en el plano Y-Z para CMC500 con un $Re = 400$ . a) $x/L=0.075$ , b) $x/L=0.16$ , c) $x/L=0.3$ , d) $x/L=0.385$ , e) $x/L=0.525$ , f) $x/L=0.61$ , g) $x/L=75$ , h) $x/L=0.835$ . . . . .	31
5.26.	Contornos de temperatura en el plano Y-Z para CMC500 con un $Re = 400$ . a) $x/L=0.075$ , b) $x/L=0.16$ , c) $x/L=0.3$ , d) $x/L=0.385$ , e) $x/L=0.525$ , f) $x/L=0.61$ , g) $x/L=75$ , h) $x/L=0.835$ , i) $x/L=1$ . . . . .	32
5.27.	Contorno de temperatura a una altura $y/H=0.5$ para CMC500 con un $Re = 400$	32
5.28.	Número de Nusselt en función del Reynolds para CMC500 . . . . .	33
5.29.	Calor transferido según velocidad para CMC500. . . . .	33
5.30.	Calor transferido según potencia para CMC500. . . . .	34
5.31.	Diferencia de presión en los canales segun Reynolds para CMC500 . . . . .	34
5.32.	Factor de fricción según Reynolds para CMC500 . . . . .	35
5.33.	Diagramas de velocidades tangenciales en el plano Y-Z para CMC2000 con un $Re = 400$ . a) $x/L=0.075$ , b) $x/L=0.16$ , c) $x/L=0.3$ , d) $x/L=0.385$ , e) $x/L=0.525$ , f) $x/L=0.61$ , g) $x/L=75$ , h) $x/L=0.835$ . . . . .	35
5.34.	Diagramas de flujo de velocidades superficiales en el plano Y-Z para CMC2000 con un $Re = 400$ . a) $x/L=0.075$ , b) $x/L=0.16$ , c) $x/L=0.3$ , d) $x/L=0.385$ , e) $x/L=0.525$ , f) $x/L=0.61$ , g) $x/L=75$ , h) $x/L=0.835$ . . . . .	36
5.35.	Contornos de temperatura en el plano Y-Z para CMC2000 con un $Re = 400$ . a) $x/L=0.075$ , b) $x/L=0.16$ , c) $x/L=0.3$ , d) $x/L=0.385$ , e) $x/L=0.525$ , f) $x/L=0.61$ , g) $x/L=75$ , h) $x/L=0.835$ , i) $x/L=1$ . . . . .	37
5.36.	Contorno de temperatura a una altura $y/H=0.5$ para CMC2000 con un $Re = 400$	37
5.37.	Número de Nusselt en función del Reynolds para CMC2000 . . . . .	38
5.38.	Calor transferido según velocidad para CMC2000. . . . .	38
5.39.	Calor transferido según potencia para CMC2000. . . . .	39
5.40.	Diferencia de presión en los canales segun Reynolds para CMC2000 . . . . .	39
5.41.	Factor de fricción según Reynolds para CMC2000 . . . . .	40
5.42.	Comparación de Nusselt . . . . .	40
5.43.	Comparación de aumento de $Nu$ respecto caso base ( $Nu_0 =$ Caso base) . . . .	41
5.44.	Comparación de Nusselt según velocidad del fluido para el caso de un par de generadores . . . . .	42
5.45.	Comparación de Nusselt según velocidad del fluido para el caso de cuatro pares de generadores . . . . .	42
5.46.	Comparación de factor de fricción . . . . .	43
5.47.	Comparación de aumento de $f$ respecto caso base según Reynolds ( $f_0 =$ Caso base)	44

5.48.	Comparación de potencia de bomba . . . . .	45
5.49.	Comparación de potencia según velocidad . . . . .	45
5.50.	Comparación de rendimientos según Re . . . . .	46
5.51.	Comparación de rendimientos según potencia . . . . .	46
5.52.	Aumento de calor transferido según Reynolds para el caso de un par de generadores de vórtices . . . . .	47
5.53.	Aumento de calor transferido según Reynolds para el caso de cuatro pares de generadores de vórtices . . . . .	47
5.54.	Aumento de calor transferido según velocidad para el caso de un par de generadores de vórtices . . . . .	48
5.55.	Aumento de calor transferido según velocidad para el caso de cuatro pares de generadores de vórtices . . . . .	48
5.56.	Calor transferido según potencia . . . . .	49
5.57.	Razón entre calor y potencia según velocidad . . . . .	50
5.58.	Razón entre calor y potencia en escala logarítmica según velocidad . . . . .	50

# Capítulo 1

## Introducción

El aumento de la transferencia de calor por medio de los generadores de vórtices longitudinales (GVL) es muy conocido dentro de la búsqueda constante de mejorar rendimiento y economizar equipos de intercambiadores de calor. Dentro del desarrollo de este mecanismo se presenta este trabajo que incluye el uso de fluidos no newtonianos de manera de encontrar si las propiedades de éstos puedan mejorar aún más el aumento de transferencia de calor otorgado por los GVL.

### 1.1. Antecedentes generales

Los ICA son ampliamente usados en diversas aplicaciones como refrigeración, ventilación, acondicionamiento de aire, generación de energía, etc. Los esfuerzos por mejorar sus desempeños van enfocados a producir intercambiadores más compactos y/o con menores consumos energéticos, lo cual significarían menores volúmenes y costos. Dentro de estos esfuerzos se encuentra aumentar el coeficiente convectivo en la zona de intercambio entre aire y aletas, el cual es generalmente bajo (siendo la mayor resistencia térmica) por las propiedades termo físicas del aire. Estas mejoras normalmente se basan en cambiar los patrones o formas de las aletas, lo cual sin embargo, puede implicar una alta caída de presión del aire y por lo tanto requerir una mayor potencia de ventiladores. El aumento de transferencia de calor suele balancearse con la caída de presión del fluido involucrado en el intercambiador de calor, pues este último define el consumo energético.

Los GVL en los ICA son otro mecanismo para aumentar la transferencia de calor. Los GVL son protrusiones de la superficie de una aleta del intercambiador que manipulan el flujo mediante la generación de vórtices longitudinales, los cuales aumentan la mezcla del fluido y modifican la capa límite traduciéndose en un aumento de la transferencia. Este mecanismo tiene el atractivo de provocar modestas pérdidas de presión además de un alto aumento en la transferencia, el cual puede traducirse en una reducción del área de las aletas en más de un 50 % (Lofti et al. [1]). En la Figura 1.1 (a) se pueden ver distintas geometrías de GVL que se estudian en un ICA (Chu & He [2]) y en (b) un ejemplo de la disposición de los GVL en un ICA (Lofti et al. [1]). Los GVL son troquelados de la aleta o insertados.

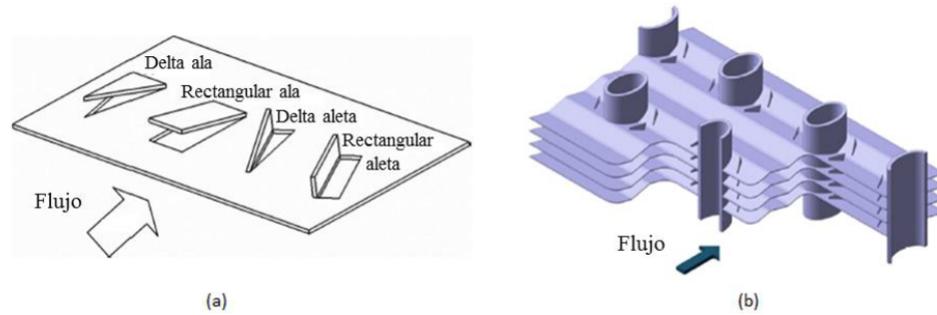


Figura 1.1: (a) Distintos tipos de GVL en una aleta (Chu & He [2]) y (b) intercambiador de calor de aletas onduladas y con GVL insertos (Lofti et al. [1]).

Por otro lado, los fluidos no newtonianos son fluidos que no siguen la ley de Newton-Navier, es decir, no mantienen la linealidad entre el esfuerzo cortante y la tasa de deformación del fluido. La viscosidad aparente, que es el esfuerzo cortante dividido por la tasa de deformación, no es constante según temperatura y presión dada si no que depende de las condiciones del flujo tal como la geometría, la tasa de deformación aplicada, etc., e incluso en el historial cinemático del fluido en consideración.

Existen varios modelos para describir el comportamiento de los fluidos no newtonianos, el modelo a considerar en el presente trabajo es el modelo de ley de potencia u modelo de Ostwald de Waele que se limita a un cierto rango de tasa de deformación. Aún con sus limitaciones este modelo ha sido usado en una gran variedad de estudios para describir el flujo de fluidos no newtonianos. El modelo depende de dos parámetros empíricos  $m$  y  $n$  que son conocidos como coeficiente de consistencia del fluido e índice de comportamiento del fluido respectivamente.

## 1.2. Motivación

La motivación de este trabajo es poder aportar con la investigación y desarrollo de la mejora de rendimiento en la transferencia de calor, esto con el fin de seguir produciendo conocimiento. Existe una extensa bibliografía sobre los GVL y últimamente se han realizado varios estudios sobre intercambio de calor para fluidos no newtonianos, indicando que tienen mejores rendimientos en la transferencia, pero, al momento de realizar este trabajo, existe solo una mención sobre el uso de fluidos no newtonianos en canales con GVL, por lo tanto es de gran interés poder generar un estudio sobre una combinación que no ha tenido profundización anterior.

## 1.3. Objetivos

### 1.3.1. Objetivo general

Evaluar y comparar térmicamente un flujo de agua y fluidos no newtonianos en un canal con GVL mediante un modelo computacional utilizando ANSYS Fluent.

### 1.3.2. Objetivos específicos

- Modelar un canal que tenga GVL de manera que corresponda con la literatura.
- Simular el flujo de los fluidos considerados y obtener sus parámetros.
- Comparar en términos de rendimiento la transferencia de calor de cada fluido.

### 1.4. Alcances

- El trabajo solo contempla la realización de una simulación, no hay pruebas experimentales.
- El estudio no contempla innovar en la geometría de los GVL, si no utilizar una dada por la literatura a modo de validación del modelo.
- Se trabajará con fluidos modelados bajo la ley de potencia.

# Capítulo 2

## Antecedentes específicos

Para modelar y analizar la transferencia de calor para los fluidos newtonianos y no newtonianos se debe tener en consideración el comportamiento de los fluidos y como se caracterizan estos dentro de un modelo específico, además se debe también mostrar los GVL a utilizar y sus respectivo trasfondo.

### 2.1. Clasificación del comportamiento de los fluidos

Para explicar el comportamiento de los fluidos se presenta a continuación las ecuaciones gobernantes sobre estos.

#### 2.1.1. Ecuaciones gobernantes

Las ecuaciones de Navier-Stokes describen como la velocidad, presión, temperatura y densidad de un fluido en movimiento están relacionados. Estas dependen de una ecuación dependiente del tiempo para la conservación de la masa (ecuación (2.1)) y la conservación de momento (ecuación (2.2)) en el fluido enunciadas a continuación:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial \rho \vec{v}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}^T - \vec{\tau}) = \vec{f}_{ext} \quad (2.2)$$

donde  $\rho$  es la densidad del fluido,  $t$  es el tiempo,  $\vec{v}$  es el vector velocidad,  $\vec{\tau}$  el tensor de esfuerzos y  $\vec{f}_{ext}$  son las fuerzas actuando sobre el fluido. El tensor de esfuerzos se define por la siguiente ecuación:

$$\vec{\tau} = (-p + \lambda \nabla \vec{v}) I + 2\mu e \quad (2.3)$$

donde  $p$  es la presión,  $\mu$  es la viscosidad dinámica,  $\lambda$  es un segundo coeficiente de viscosidad,  $I$  la matriz identidad y  $e$  es la energía específica interna definida por:

$$e = \frac{1}{2} (\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) \quad (2.4)$$

Si asumimos que los fluidos trabajados son incompresibles tenemos que las ecuaciones (2.1), (2.2) y (2.3) se reducen a la siguiente forma:

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0 \quad (2.5)$$

$$\rho \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}^T - \vec{\tau}) = \vec{f}_{ext} \quad (2.6)$$

$$\vec{\tau} = -pI + 2\mu e \quad (2.7)$$

Además, se presenta la ecuación de energía, asumiendo despreciable la disipación viscosa:

$$C_p \rho \left( \frac{\partial uT}{\partial x} + \frac{\partial vT}{\partial y} + \frac{\partial wT}{\partial z} \right) = k \nabla^2 T \quad (2.8)$$

donde  $C_p$  es el calor específico del fluido,  $T$  la temperatura del fluido y  $k$  la conductividad térmica del fluido.

### 2.1.2. Fluidos Newtonianos

Un fluido newtoniano se define como aquel que cumple con las ecuaciones de Navier-Stokes y presenta una proporcionalidad lineal entre el tensor de esfuerzos y la tasa de deformación cuyo coeficiente de proporcionalidad se denomina coeficiente de viscosidad dinámica  $\mu$  (Ec. (2.9))

$$\underline{\underline{\tau}} = \mu \underline{\underline{\dot{\gamma}}} \quad (2.9)$$

En la ecuación (2.9) la tasa de deformación  $\underline{\underline{\dot{\gamma}}}$  tiene la siguiente forma:

$$\underline{\underline{\dot{\gamma}}} = \begin{bmatrix} \frac{2\partial u}{\partial x} & \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) & \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \\ \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) & \frac{2\partial v}{\partial y} & \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \\ \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) & \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) & \frac{2\partial w}{\partial z} \end{bmatrix} \quad (2.10)$$

Donde  $u$ ,  $v$  y  $w$  son las velocidades en las direcciones  $x$ ,  $y$ ,  $z$  respectivamente.

Para el caso de un flujo uniforme unidireccional en  $x$ , el esfuerzo de corte vertical se expresa como:

$$\tau_{yx} = \mu \frac{du}{dy} \quad (2.11)$$

### 2.1.3. Fluidos No-Newtonianos

Un fluido no newtoniano es caracterizado por la no linealidad entre el tensor de esfuerzos y la tasa de deformación, es decir, la viscosidad aparente no es constante (a presión y temperatura dada) y depende de condiciones sobre el flujo como geometría, tasa de deformación e incluso existen fluidos no newtonianos que dependen de la historia cinemática del flujo. [2]

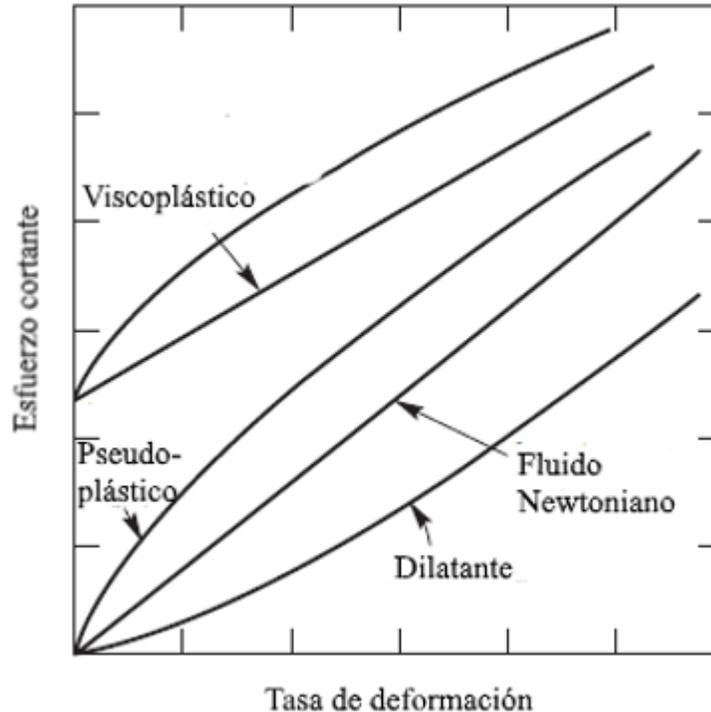


Figura 2.1: Tipos de fluidos no newtonianos según su comportamiento.

Existen distintos tipos de estos fluidos, algunos de los cuales pueden ser vistos en la figura 2.1. En general, para fluidos cuyo comportamiento no depende del tiempo se pueden subclasificar en tres tipos: pseudoplástico, visco plásticos y dilatantes. Para el caso actual no se explicarán los fluidos visco plásticos.

El fluido no newtoniano independiente del tiempo más común es el pseudoplástico, caracterizado por una viscosidad aparente que disminuye al aumentar la tasa de deformación mientras que los fluidos dilatantes muestran el efecto contrario, al aumentar la tasa de deformación la viscosidad aparente aumenta.

El modelo reológico que más comúnmente se usa para modelar estos fluidos es el de ley de potencias o modelo de Ostwald de Waele. Este modelo relaciona el tensor de esfuerzos y la tasa de deformación sobre un rango limitado de la tasa de deformación como se ve en la ecuación (2.12).

$$\mu = \frac{\tau_{yx}}{\dot{\gamma}_{yx}} = K(\dot{\gamma}_{yx})^n \quad (2.12)$$

donde  $K$  y  $n$  son dos parámetros empíricos y son conocidos como el coeficiente de consistencia del fluido y el índice de comportamiento del fluido respectivamente. Según el valor

del índice de comportamiento obtenemos:

- $n < 1$ : El fluido es pseudoplástico.
- $n = 1$ : El fluido es newtoniano.
- $n > 1$ : El fluido es dilatante.

Como fue mencionado anteriormente, este modelo solo funciona para rangos limitados de la tasa de deformación, por lo que los valores de  $K$  y  $n$  dependen del rango considerado al momento de definirlos empíricamente y que las dimensiones del coeficiente  $m$  depende del valor numérico del índice  $n$ , por lo que no se deben comparar  $K$  para  $n$  distintos. A pesar de estos contratiempos es el modelo más utilizado en la literatura para aplicaciones ingenieriles.

Uno de los puntos importantes de los fluidos no newtonianos es su transferencia de calor comparadas con los fluidos newtonianos, en la figura 2.2 se puede ver que el número de Nusselt promedio va disminuyendo conforme aumenta el coeficiente  $n$ , la figura corresponde para un flujo desarrollado encontrado con un disco caliente.

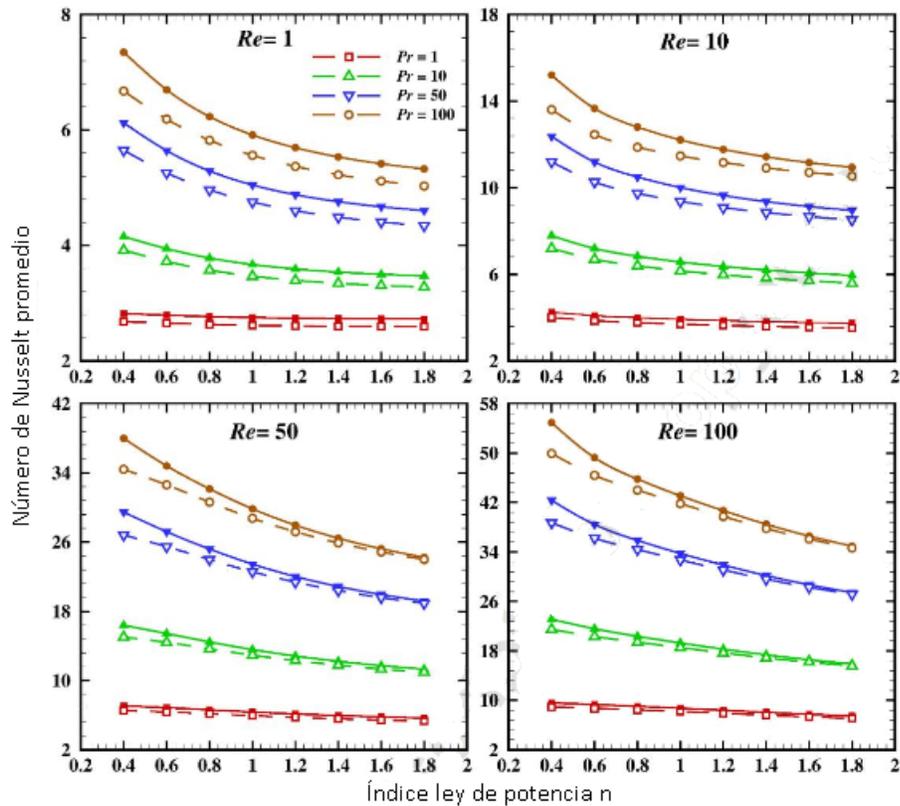


Figura 2.2: Relación entre el número de Nusselt y el índice  $n$  (Mishra et al. 2019)

## 2.1.4. Fluidos considerados

En el presente estudio se considera un tipo de fluido newtoniano utilizado comunmente en los intercambiadores de calor, el agua, y se utiliza una solución de carboximetilcelulosa o carmelosa con agua con tres distintas concentraciones del soluto, dado que al mezclarse en distintas concentraciones su índice  $K$  y  $n$  varía, los datos termofísicos de los fluidos se muestran en la tabla 2.1.

Tabla 2.1: Propiedades de fluidos.

Fluido	Agua	CMC100	CMC500	CMC2000
Densidad $\rho$	998.2	1000	1000	1000
Calor específico $c_p$	4182	4100	4100	4100
Conductividad térmica $k$	0.6	0.7	0.7	0.7
Coef. de consistencia $K$	0.001003	0.00383	0.00849	0.02792
Índice de comportamiento $n$	1	0.9512	0.8229	0.7051

## 2.2. Vórtices y generadores de vórtices longitudinales

De acuerdo con Fiebig [5] una definición matemática de los vórtices no existe, sin embargo, hay un consenso sobre que un vórtice es el movimiento espiral en torno a un eje y estos se clasifican según la disposición de su eje. Los vórtices transversales (Figura 2.3) son aquellos que su eje es transversal o perpendicular al flujo y son consistentes con el modelamiento bidimensional del flujo, mientras que los vórtices longitudinales tienen su eje en sentido del flujo.

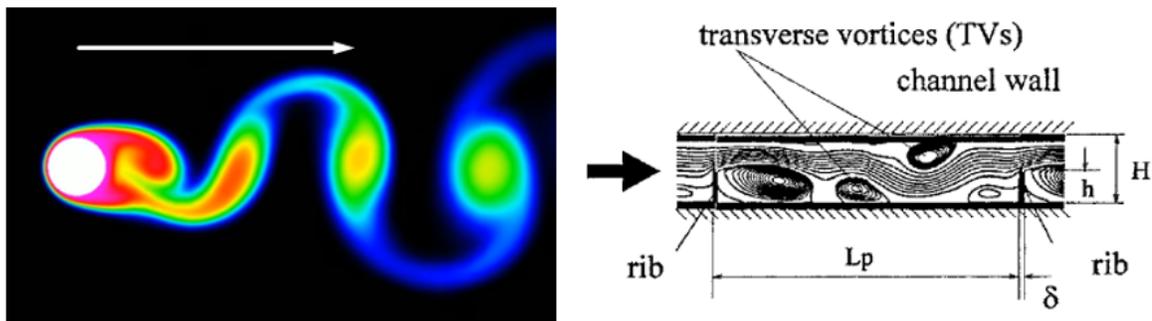


Figura 2.3: Ejemplos de vórtices transversales, izq: Vórtice de Karman oscilatorio, der: Vórtices creados por una placa

Los vórtices transversales pueden ser estacionarios u oscilatorios, en términos de la transferencia de calor, los vórtices estacionarios generan un aumento en la transferencia local de calor, no así en la transferencia global. Para los vórtices oscilatorios su influencia en el flujo es mayor.

Los vórtices longitudinales al tener su eje con sentido a la dirección del flujo inducen cambios en las tres dimensiones. Inicialmente fueron investigados como forma de controlar la capa límite con el propósito de introducir flujo con momentum alto al interior de la capa límite para demorar el fenómeno de separación de flujo. Los vórtices generados pueden persistir por varias veces la longitud del generador del vórtice como se puede ver en la Figura 2.4, el generador se encuentra ubicado a la izquierda y los efectos del vórtice en el flujo de calor se pueden apreciar para una longitud considerable.

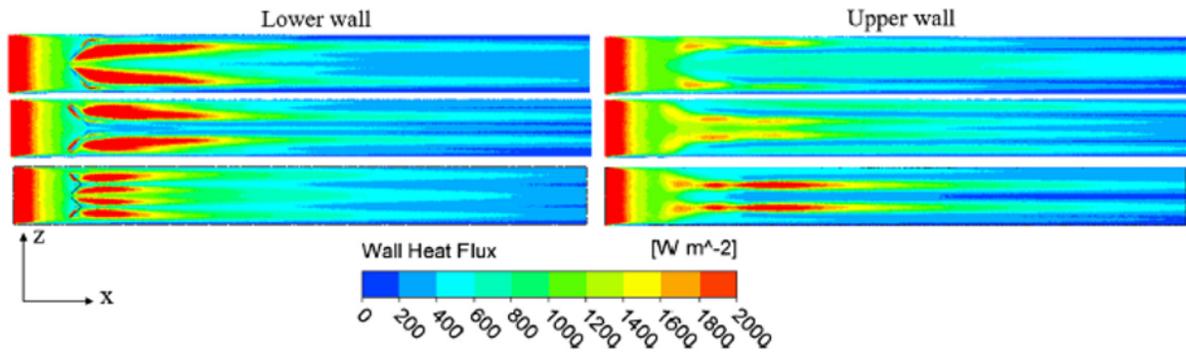


Figura 2.4: Flujo de calor en las paredes de una canal (Ke et al. 2019 [3])

Para poder generar los vórtices longitudinales se utilizan los llamados generadores de vórtices longitudinales (GVL) los cuales son protrusiones en la pared sobre la cual actúa el flujo, en la figura 2.5 se puede apreciar la estructura de los vórtices para un generador del tipo aleta delta que consiste en el vórtice principal creado al borde superior del generador, vórtices laterales creados por el desplazamiento del fluido al costado del generador y en algunos casos se pueden encontrar pequeños vórtices inducidos por los anteriores. (Biswas et al. [7])

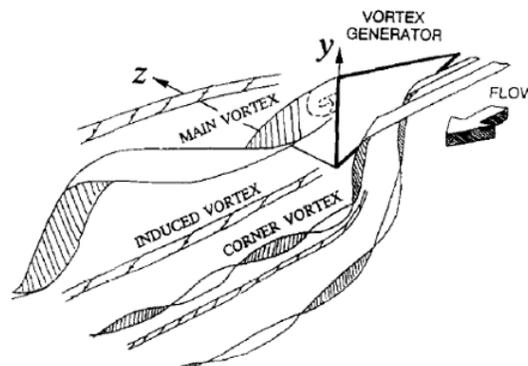


Figura 2.5: Esquemática de un vórtice longitudinal

# Capítulo 3

## Descripción del modelo

### 3.1. Modelo físico

Para el trabajo actual se consideraron varios estudios de canales con GVL que ofrecieran una geometría que maximizara el rendimiento del fluido newtoniano, al no ser la geometría del GVL el interés principal del estudio. En el estudio de Ke et al. se presenta un canal rectangular con 3 alturas distintas para un GVL del tipo aleta delta en distintas configuraciones [6], el canal respectivo se muestra en la Fig. 3.1. De este estudio se concluye que la altura del canal y la razón de aspecto del GVL son los factores más críticos al momento de evaluar la efectividad de cada configuración.

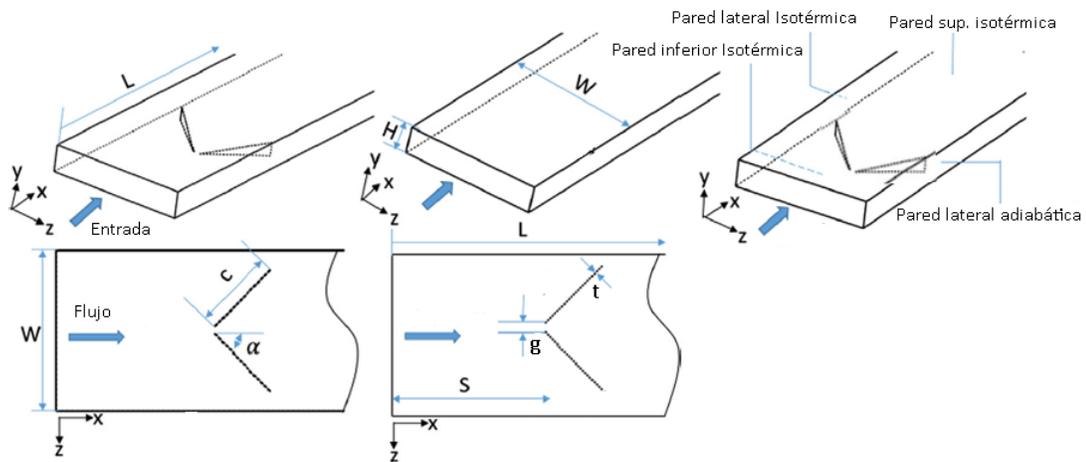


Figura 3.1: Canal rectangular y configuraciones estudiadas por Ke et al.

La tabla 3.1 muestra los parámetros físicos del canal, cabe destacar que el parámetro P corresponde a la medida entre el comienzo de un generador de vórtices al siguiente en el caso de cuatro generadores de vórtices.

Tabla 3.1: Parámetros del canal, todas las medidas en mm.

H	W	L	S	t	g	c	a(°)	AR (h/c)	P
6.6	20	200	20	0.1	1	10	45	0.4	45

## 3.2. Modelo computacional

El modelo computacional contiene todo el canal físico detallado en la sección anterior considerando, según los ejes cartesianos, el eje x para la dirección del flujo, el eje y para el alto del canal y el eje z para el ancho del canal, como se puede ver en la figura 3.2

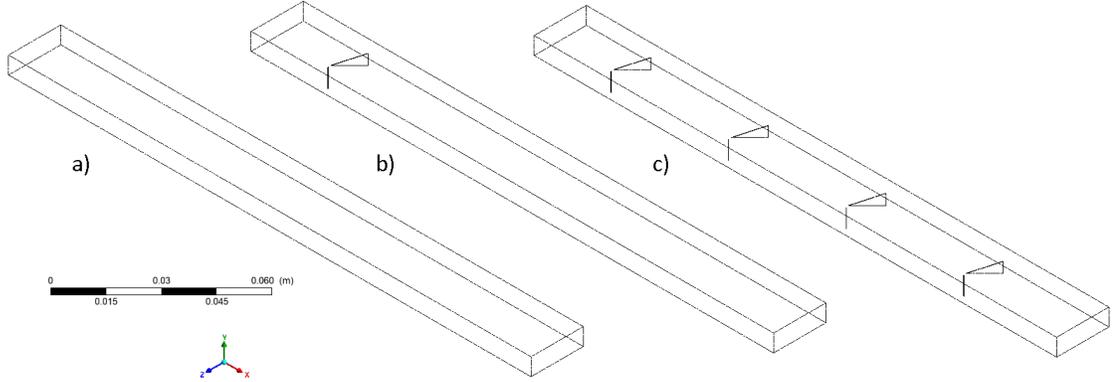


Figura 3.2: a) Caso base b) Caso 1 GVL c) Caso 4 GVL

## 3.3. Condiciones de borde

Las condiciones de borde consideradas para la simulación se detallan a continuación.

Para la entrada del canal se impuso un flujo de velocidad  $u_{in}$  [m/s] y temperatura  $T_{in}$  [K] constante:

$$u = u_{in} = \text{constante}, \quad v = w = 0, \quad T = T_{in} = 293K$$

Las velocidades de entrada  $u_{in}$  dependen del valor del  $Re_{dh}$  (definido en la ecuación 3.1) del caso y fluido correspondiente. Los valores estudiados en este trabajo de  $Re_{dh}$  son: 100, 200, 400, 700 y 1000.

Para la zona superior e inferior del canal se asume una temperatura constante  $T_w$ , al igual que la zona lateral izquierda del canal, considerando una condición de no deslizamiento.

$$u = v = w = 0, \quad T = T_w = 308[K]$$

La zona lateral derecha se considera adiabática y también considera una condición de no deslizamiento.

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

## 3.4. Parámetros

Esta sección muestra los parámetros utilizados para estudiar los resultados de las simulaciones tanto para la validación como para el análisis posterior.

### 3.4.1. Parámetros de entrada

#### Número de Reynolds

El número de Reynolds se utiliza para definir la velocidad de entrada del fluido. El número de Reynolds se define por la ecuación 3.1.

$$Re_{dh} = \frac{\rho V_{in}^{2-n} D_h^n}{K} \quad (3.1)$$

En la cual  $n$  es el coeficiente de comportamiento del fluido y  $K$  el coeficiente de consistencia, lo que permite obtener un Reynolds para fluidos newtonianos como no newtonianos.  $D_h$  es el diámetro hidráulico del canal.

#### Número de Prandtl

$$Pr = \frac{c_p K (V_{in}/D_h)^{n-1}}{k} \quad (3.2)$$

### 3.4.2. Parámetros de salida

#### Diferencia de temperatura logarítmica

$$\Delta T = \frac{(T_{wall} - T_{in}) - (T_{wall} - T_{out})}{\ln[(T_{wall} - T_{in})/(T_{wall} - T_{out})]} \quad (3.3)$$

Donde  $T_{wall}[K]$  corresponde a la temperatura de la pared,  $T_{in}[K]$  corresponde a la temperatura de entrada del canal y  $T_{out}[K]$  corresponde a la temperatura de salida del canal.

#### Coficiente de transferencia de calor

$$h = \frac{\dot{m} c_p (T_{out} - T_{in})}{A_h \Delta T} \quad (3.4)$$

Donde  $\dot{m}$  corresponde al flujo másico del fluido por el canal y  $A_h$  el área transversal de éste.

#### Número de Nusselt promedio

$$Nu = \frac{h D_h}{k} \quad (3.5)$$

#### Caída de presión

$$\Delta p = (\bar{p}_{out} - \bar{p}_{in}) \quad (3.6)$$

Donde  $\bar{p}_{out}$  corresponde a la presión promedio a la salida y  $\bar{p}_{in}$  corresponde a la presión promedio a la entrada.

### Factor de fricción

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

### Potencia de bombeo

$$P = Q\Delta p \quad (3.8)$$

Donde Q corresponde al flujo volumétrico.

### Rendimiento

$$\eta = \frac{Nu}{Nu_{base}} \left( \frac{f_{base}}{f} \right)^{1/3} \quad (3.9)$$

# Capítulo 4

## Metodología

La metodología de trabajo consiste en determinar el modelo a simular, al no haber una comparación experimental, se debe decidir sobre la literatura un modelo el cual tomar como base para comparar y validar el modelo computacional. Posteriormente se procede a verificar la independencia del estudio con el mallado elegido con el propósito de no inducir errores posteriores.

Una vez conforme con los pasos anteriores, se procede a simular mediante ANSYS Fluent las distintas configuraciones deseadas (con los distintos fluidos). Una vez obtenidos los resultados de las simulaciones se procede a analizar éstos y concluir sobre las diferencias de aumento de temperatura. Se puede apreciar en la Fig. 4.1 el diagrama secuencial de la metodología expuesta.

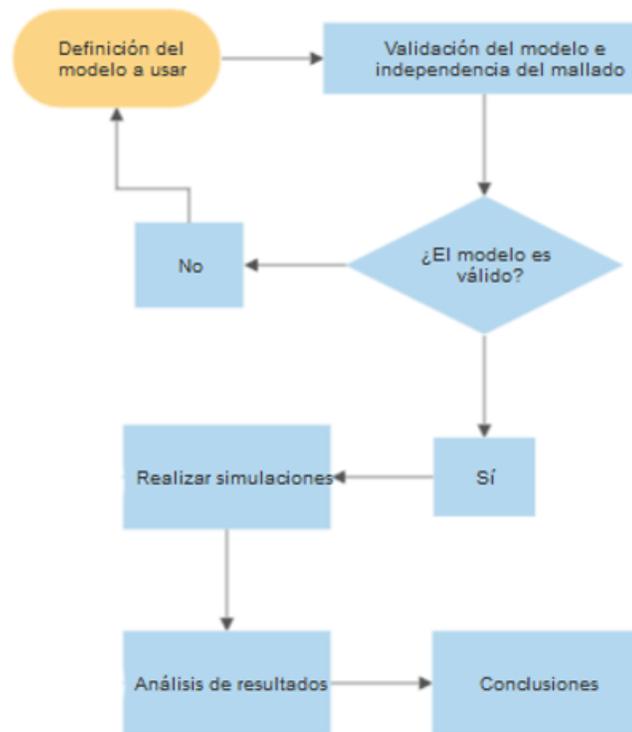


Figura 4.1: Diagrama de flujo de la metodología

El mayor trabajo es la simulación del canal con los fluidos seleccionados. Para la independencia del mallado se proponen cuatro mallados distintos para ser comparados, de ser necesario, se refinará la malla hasta que el error relativo sea menor al 5%. En el caso de la validación del modelo, bastará una simulación para que los resultados queden acordes.

De tener el modelo verificado y listo para la continuación del trabajo, cada fluido se simulará una vez para cada configuración del canal (1 y 4 pares de GVL más caso base) lo que dará un total de 12 simulaciones para cada Reynolds considerado. Con esto considerado serían 60 las simulaciones a realizar.

# Capítulo 5

## Resultados

### 5.1. Validación del Modelo

El modelo utilizado corresponde al caso common Flow-down,  $h=6.6\text{mm}$  y  $AR=0.4$ , por lo que se utilizan los resultados de aquel caso en comparación a los resultados provistos por el método numérico establecido a continuación. Se utiliza un régimen de estado de flujo transiente dado que al ejecutar una simulación en régimen estacionario los residuos divergen, en la tabla 5.1 se detalla la configuración en Fluent para las simulaciones.

Tabla 5.1: Parámetros del software.

<b>Configuración</b>	
<b>Flujo</b>	Transiente
<b>Algoritmo</b>	SIMPLEC
<b>Modelo Turbulento</b>	Standard k-omega
<b>Presión</b>	Segundo Orden
<b>Momentum</b>	Segundo Orden
<b>Energía</b>	Segundo Orden
<b>Método de Gradientes</b>	Mínimos cuadrados basado en celdas

Para el paso de tiempo se consideraron dos estados, uno sin transferencia de calor y otro con transferencia de calor, de esta manera el campo de velocidades del fluido ya está resuelto cuando la pared comienza a transmitir el calor, inicialmente se toma un paso de  $0.005\text{ s}$  con un máximo de 20 iteraciones por paso de tiempo hasta que la velocidad media medida en distintos puntos del canal ( $x/L= 0.25; 0.5; 0.75$  y  $1$ ) converja, lo que sucede aproximadamente al segundo de iteración, posteriormente se activa la transferencia de calor y se toma un paso de tiempo de  $0.01\text{ s}$  hasta que la temperatura media tomada en los mismos puntos converja, lo que sucede aproximadamente a los 10 segundos de iniciada la transferencia, de todas maneras para asegurar la convergencia se deja la simulación hasta el segundo 30.

En la tabla 5.2 y las figuras 5.1 y 5.2 podemos ver la comparación numérica y gráfica respectivamente de la validación con los datos encontrados en Ke et al. (REF), se encuentra que los valores tanto del aumento del número de Nusselt como el aumento del factor de fricción no presentan diferencias mayores al 5% por lo que se consideran aceptables.

Tabla 5.2: Resultados validación

Caso	$Nu/Nu_0$	$Nu/Nu_0^{actual}$	%	f	f actual	%
600	1.70	1.62	4.25	2.06	2.08	1.08
1000	2.05	1.96	4.28	2.49	2.38	4.39
1400	2.37	2.43	2.66	2.86	2.93	2.67
1800	2.60	2.50	3.67	3.27	3.18	2.74

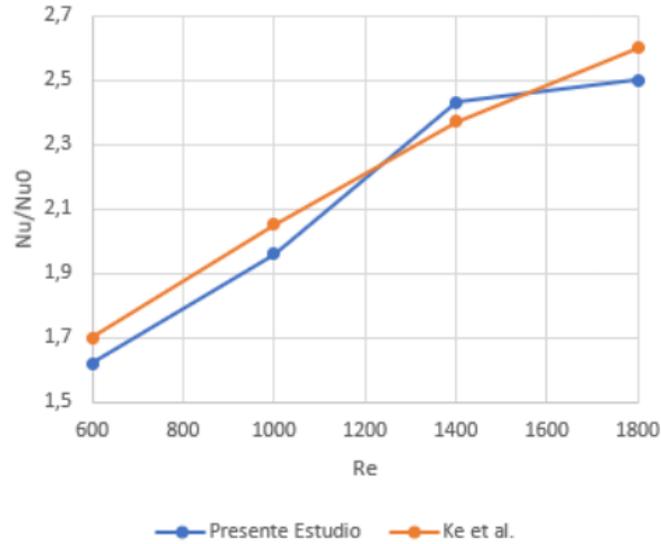


Figura 5.1: Razón de aumento de Nusselt según Reynolds

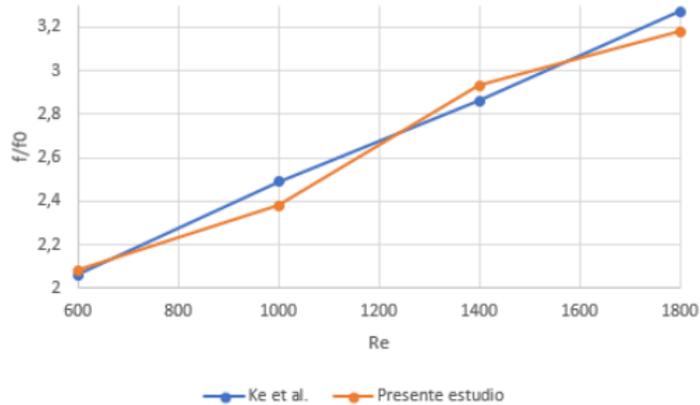


Figura 5.2: Razón de factor de fricción según Reynolds

Además, en la figura 5.3 se puede observar el desarrollo del vortice para una velocidad de entrada correspondiente a un Reynolds de 1400, mediante planos que contienen contornos de velocidad se compara el vórtice generado por Ke et al. Además en la figura 5.4 se muestra el plano de velocidades a 10 mm después de cada GVL, donde se aprecian los vórtices y los efectos de vórtices anteriores.

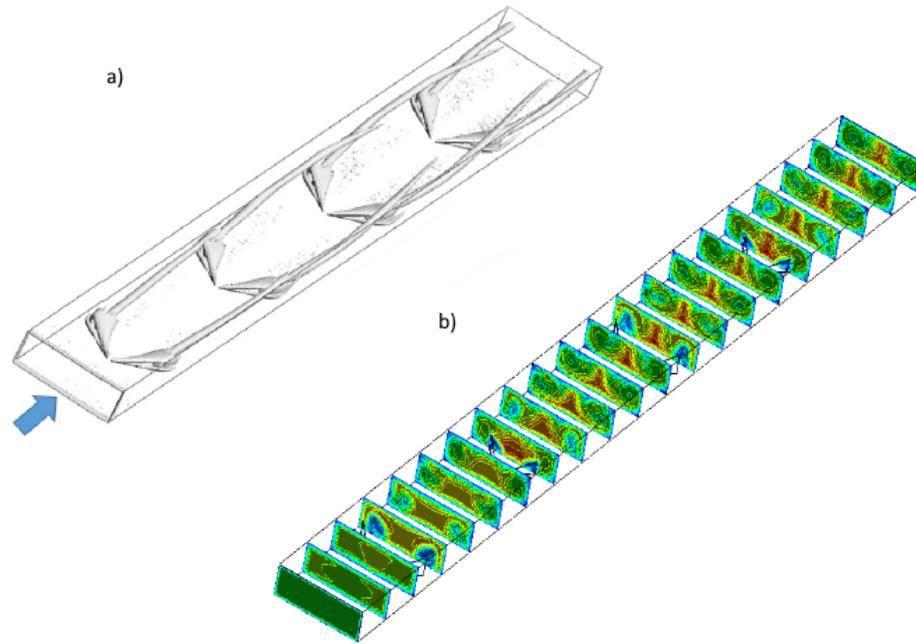


Figura 5.3: Comparación de canales. a) Canal Ke et al. b) Canal simulado

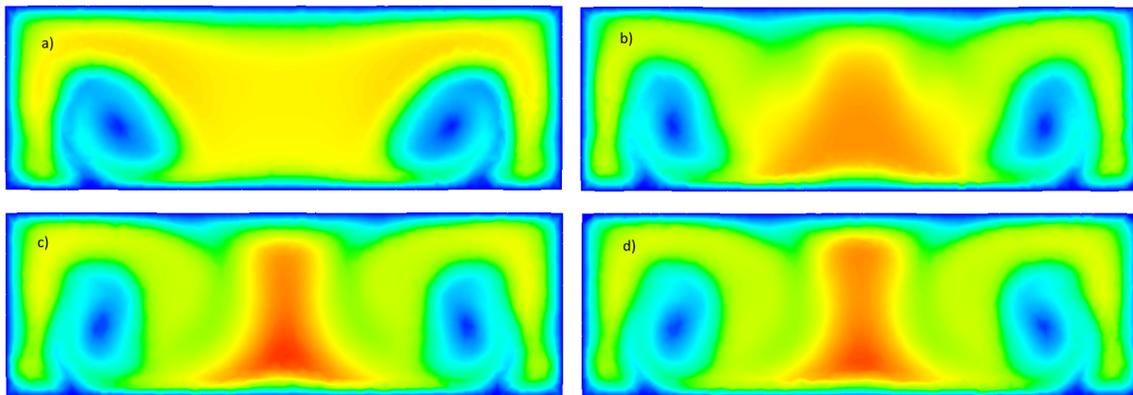


Figura 5.4: Contornos de velocidad.

## 5.2. Independencia de malla

El mallado para el canal se considera uniforme en su extensión, para lo cual inicialmente se considera un mallado muy fino con las siguientes características: Mediante la opción Patch Conforming Method se establecen elementos de forma tetrahédrica, se añade la opción Inflation a las paredes del canal incluyendo las superficies de los generadores de vórtices, con un máximo de 10 capas y mediante Sizing se definen tres tamaños: 0.45 mm, 0.4 mm y 0.35 mm. Se efectúa una simulación considerando agua como fluido a 300 K a la entrada y 310 K a la salida con una velocidad de 2 m/s. En la tabla 5.3 se muestran los resultados del número de nusselt y la comparación porcentual con el caso más fino, la figura 5.5 muestran como se ve el mallado.

Tabla 5.3: Resultados independencia de mado

Elementos	Nu	%	f	%
3.645.845	48.2179	0.0038	0.13805	0.79
4.852286	48.2185	0.0026	0.13834	0.58
6.747.704	48.2197	-	0.13915	-

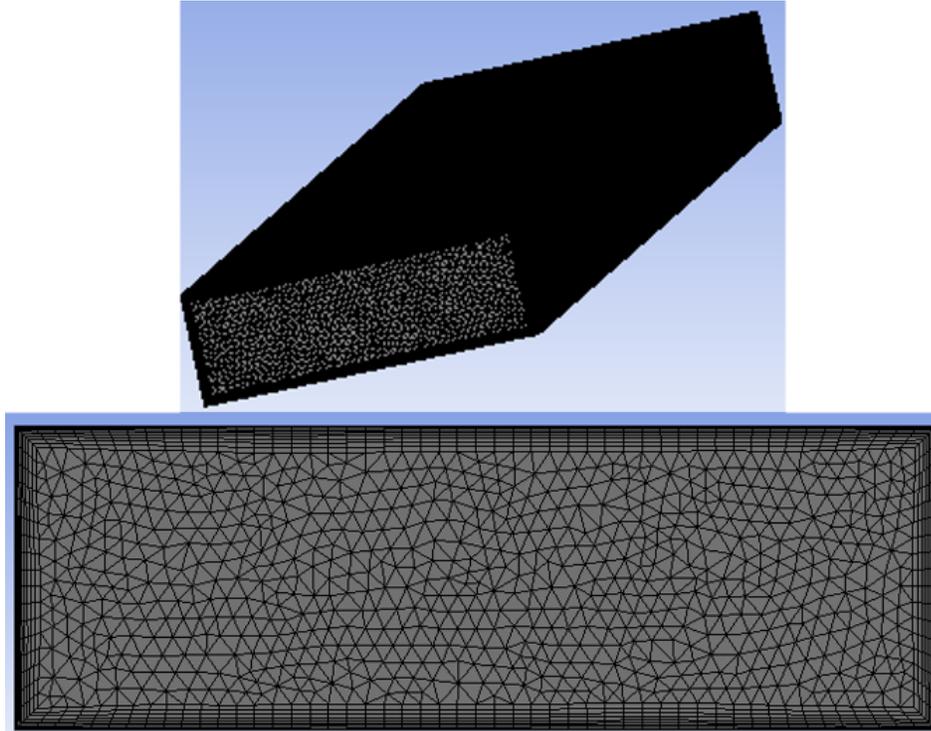


Figura 5.5: Malla inicial.

Inicialmente se consideró el mado medio para realizar el trabajo, sin embargo, debido a alcances temporales y el relativo error bajo en estos mados se realizan 3 nuevos mados manteniendo las características excepto Inflation y se reducen las propiedades desde “Fine” a “Coarse”, en la tabla 5.4 se anotan el número de elementos y nodos con los que quedaron los 3 mados comparados con el caso medio del primer análisis.

Tabla 5.4: Número de nodos y elementos de malla.

	Grueso	Medio	Fino	Original
Nodos	455427	632847	937637	1202022
Elementos	2532213	3567330	5322646	4852286

La tabla 5.5 muestra los resultados para el caso de una temperatura de entrada de 293 K y 308 K, se puede evidenciar que el error, al menos en el caso medio y fino comparado con la malla mucho más fina el error porcentual no es más de 1,3 % (en el caso del f) lo cual

se considera aceptable. Considerando estos resultados se escoge el mallado medio del nuevo análisis dado que sus resultados son aceptables con el menor tiempo de simulación.

Tabla 5.5: Resultados independencia de mallado

	Nu	%	f	%
Grueso	9.2157	1.44	0.9638	18.13
Medio	9.3387	0.12	0.8053	1.29
Fino	9.3506	0.67	0.8067	1.13
Original	9.3506	-	0.8159	-

## 5.3. Resultados simulaciones

Se presentarán a continuación los resultados de las simulaciones realizadas, detallando diferencias de presión, perfiles de velocidad, temperatura, Nusselt y factor de fricción.

### 5.3.1. Agua

#### 5.3.1.1. Características de flujo

En la figura 5.6 se muestran los vectores tangenciales en el plano Y-Z de manera comparativa de los tres casos para un Re de 400, en el canal superior que corresponde al caso del canal sin generador de vórtices apenas existe movimiento en el flujo desarrollado donde, en el caso central que presenta un solo par de generadores el efecto de los vórtices va desapareciendo a medida va avanzando por el canal mientras que el canal inferior mantiene activos los vectores tangenciales por la inducción de nuevos vórtices.

La figura 5.7 muestra las líneas de flujo superficiales en distintos cortes del plano Y-Z, el canal con un solo par de generadores de vórtices crea los vórtices cuyo centro de giro se mantiene a lo largo del canal, a la vez que van apareciendo sub-vórtices en el centro del canal en la parte superior e inferior, mientras que el canal con cuatro pares de generadores de vórtices el flujo al encontrarse con el siguiente par vuelve a mezclarse de forma más uniforme por el canal.

#### 5.3.1.2. Características térmicas

En la figura 5.8 vemos los contornos de temperatura en el plano Y-Z de los tres casos respectivos para un Re de 400, en el canal sin generadores se encuentra un comportamiento esperado de que a medida que el flujo avanza este va aumentando su temperatura desde las paredes al interior de manera uniforme, mientras que en los canales con presencia de generadores el vórtice inducido mezcla el fluido frío del centro del vórtice con el fluido de mayor temperatura que se encuentra cercano a las paredes del canal. Debido a los vórtices inducidos la capa límite térmica se ve reducida. Este último efecto se ve cancelado con la inducción de nuevos vórtices que resulta en un aumento más homogéneo de la temperatura al interior del canal.

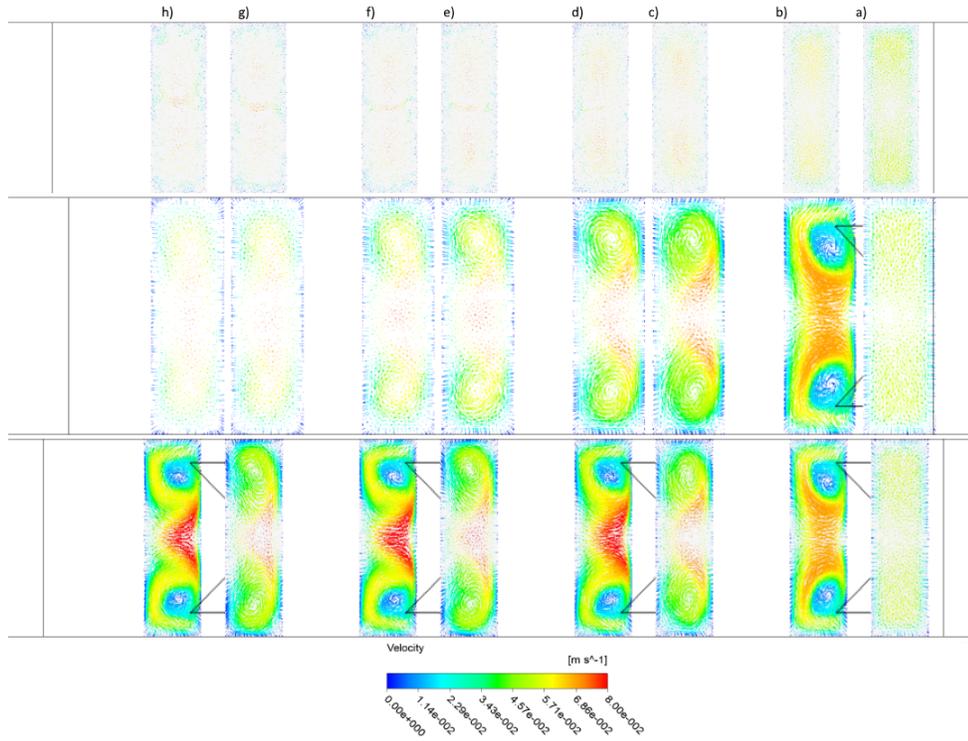


Figura 5.6: Diagramas de velocidades tangenciales en el plano Y-Z para agua con un  $Re = 400$ . a)  $x/L=0.075$  , b)  $x/L=0.16$ , c)  $x/L=0.3$ , d)  $x/L=0.385$ , e)  $x/L=0.525$ , f)  $x/L=0.61$ , g)  $x/L=75$ , h)  $x/L=0.835$

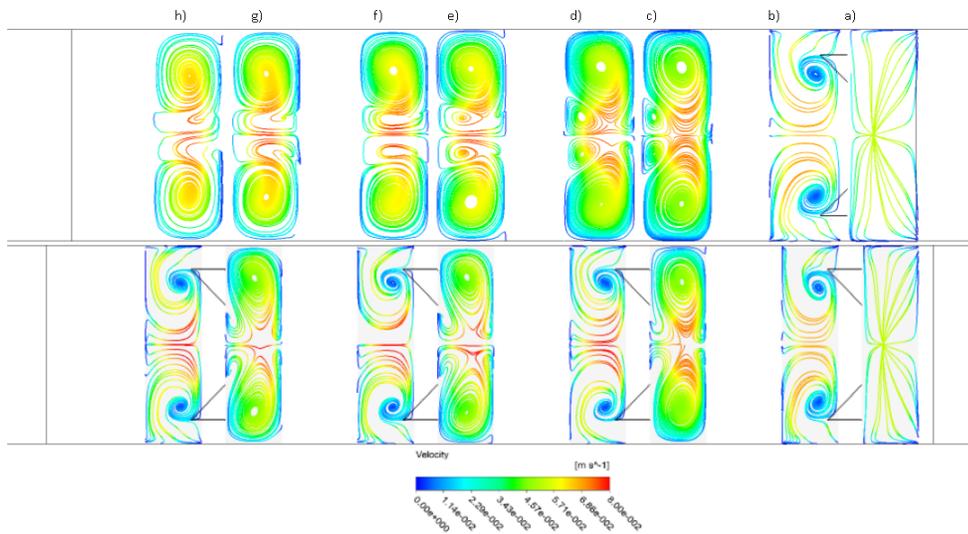


Figura 5.7: Diagramas de flujo de velocidades superficiales en el plano Y-Z para agua con un  $Re = 400$ . a)  $x/L=0.075$  , b)  $x/L=0.16$ , c)  $x/L=0.3$ , d)  $x/L=0.385$ , e)  $x/L=0.525$ , f)  $x/L=0.61$ , g)  $x/L=75$ , h)  $x/L=0.835$

La figura 5.9 muestra el contorno de temperatura en el plano X-Z para una altura  $H/2=3.3$  mm, se aprecia como el contorno apenas se ve afectado en el caso sin generadores teniendo un aumento de temperatura progresivo, mientras que en el caso de un par de generadores

se aprecia claramente el efecto de los vórtices generados en la temperatura del plano, sin embargo, aproximadamente a la mitad del canal el efecto del vórtice se estabiliza y su aumento de temperatura para a ser gradual como en el caso sin vórtices. Por otro lado, con la generación de mayor cantidad de vórtices en el canal no permiten al flujo estabilizarse, aumentando considerablemente la temperatura media a lo largo del canal. Se puede ver el efecto sobre la capa límite térmica de un inicial ensanchamiento producto del vórtice y un adelgazamiento posterior de esta capa, aumentando la razón de transferencia de calor.

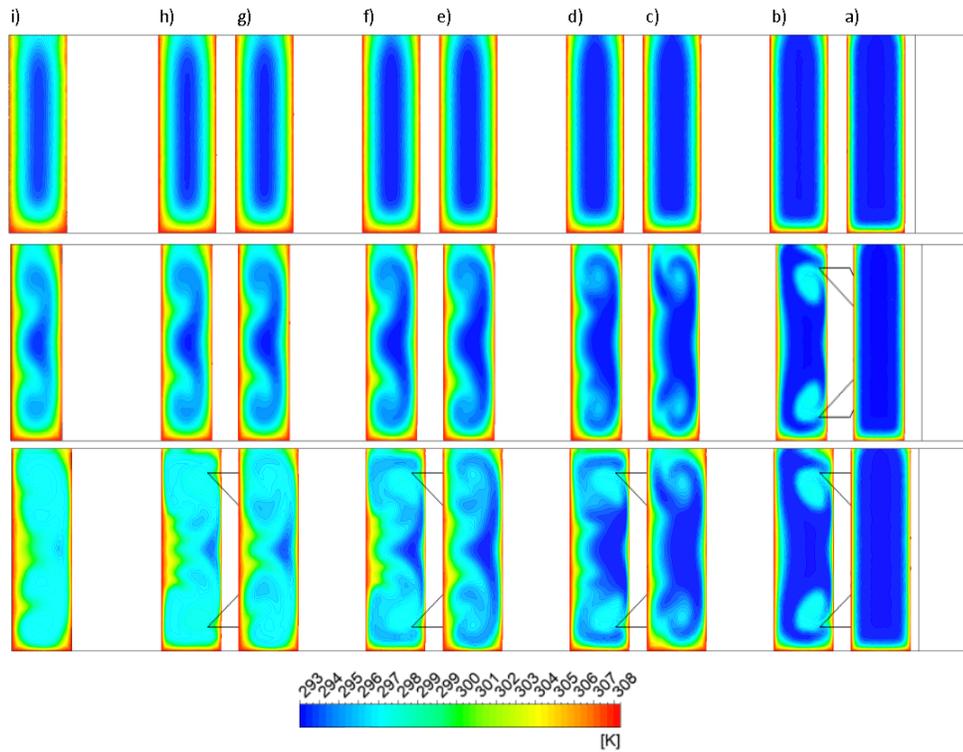


Figura 5.8: Contornos de temperatura en el plano Y-Z para agua con un  $Re = 400$ . a)  $x/L=0.075$ , b)  $x/L=0.16$ , c)  $x/L=0.3$ , d)  $x/L=0.385$ , e)  $x/L=0.525$ , f)  $x/L=0.61$ , g)  $x/L=0.75$ , h)  $x/L=0.835$ , i)  $x/L=1$

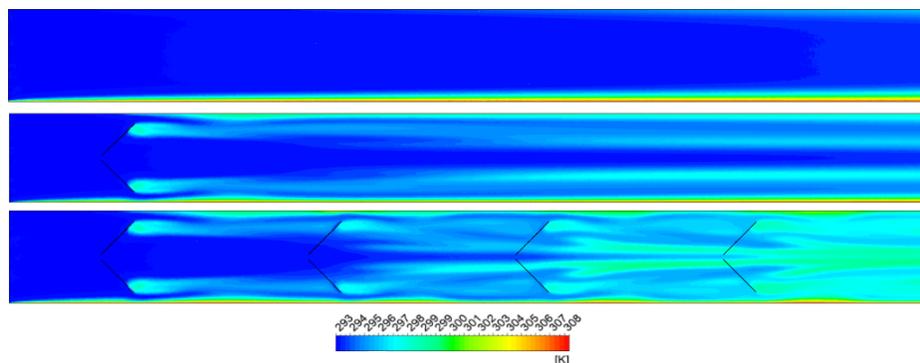


Figura 5.9: Contorno de temperatura a una altura  $y/H=0.5$  para agua con un  $Re = 400$

El gráfico de la figura 5.10 muestra la comparación y el desarrollo del Nusselt promedio

de cada canal para cada caso, la tendencia es aumentar el Nusselt si aumenta el Reynolds, además, muestra también que entre más GVL contenga el canal, su Nusselt es mayor que un canal con menos GVL. Esto es un efecto esperado debido al efecto de los vórtices que potencian la transferencia de calor en el canal. También se puede observar que entre mayor sea la velocidad del flujo mayor es la diferencia del Nusselt, teniendo diferencias de 0.3085 y 1.6554 con el caso base para el canal con un par y cuatro pares de generadores respectivamente para  $Re=100$ , mientras que para el caso  $Re=1000$  esta diferencia es de 1.9694 y 5.0699 respectivamente. Porcentualmente la diferencia del Nusselt tiende a la baja, con una diferencia porcentual de 3.41 % y 18.31 % para  $Re=100$ , pero para el caso de  $Re=1000$  la diferencia porcentual es de 6.45 % y 16.61 % respectivamente.

Por otro lado en las figuras 5.11 y 5.12 podemos observar el calor transferido según velocidad y potencia respectivamente, en los gráficos se muestra como el calor transferido aumenta según aumenta la velocidad, al igual que con el número de Nusselt los mayores valores corresponden al caso de cuatro pares. En el gráfico de potencia se ve que independiente del nivel de potencia del fluido entre más pares de generadores mayor es el calor transferido, el cual aumenta con más potencia aplicada sobre el fluido.

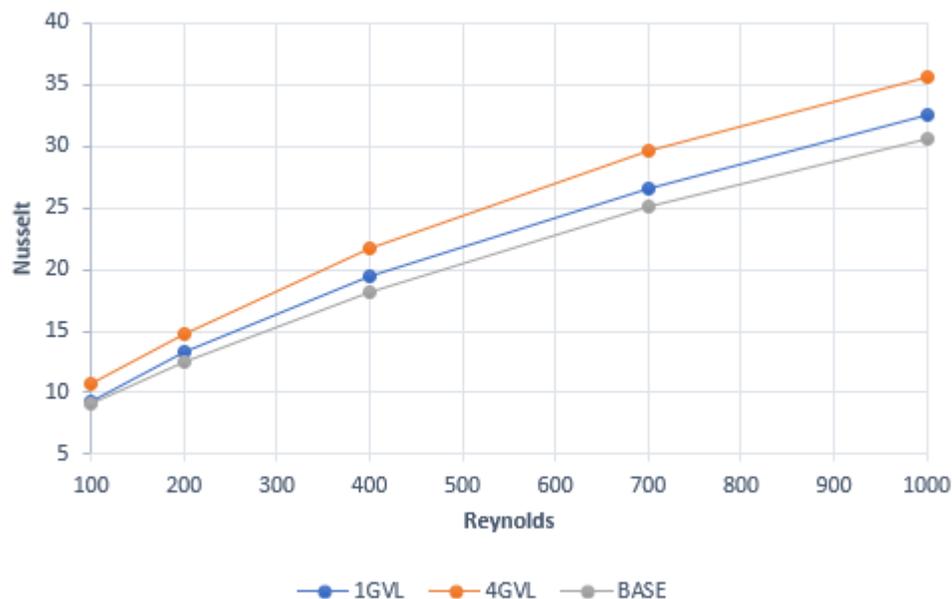


Figura 5.10: Número de Nusselt en función del Reynolds para agua.

### 5.3.1.3. Características de presión

La figura 5.13 muestra la caída de presión en el canal según el Reynolds del fluido, para Reynolds bajos la diferencia de caída es menor, sin embargo a medida que aumenta la velocidad en el canal la caída de presión en los canales con generadores aumenta considerablemente. El canal con un par de generadores alcanza un aumento en la caída de presión de 5.69 % para un  $Re$  de 100 y 33.02 % para un  $Re$  de 1000, mientras tanto el aumento en el canal con cuatro pares de generadores es de 22.17 % y 115.96 % respectivamente.

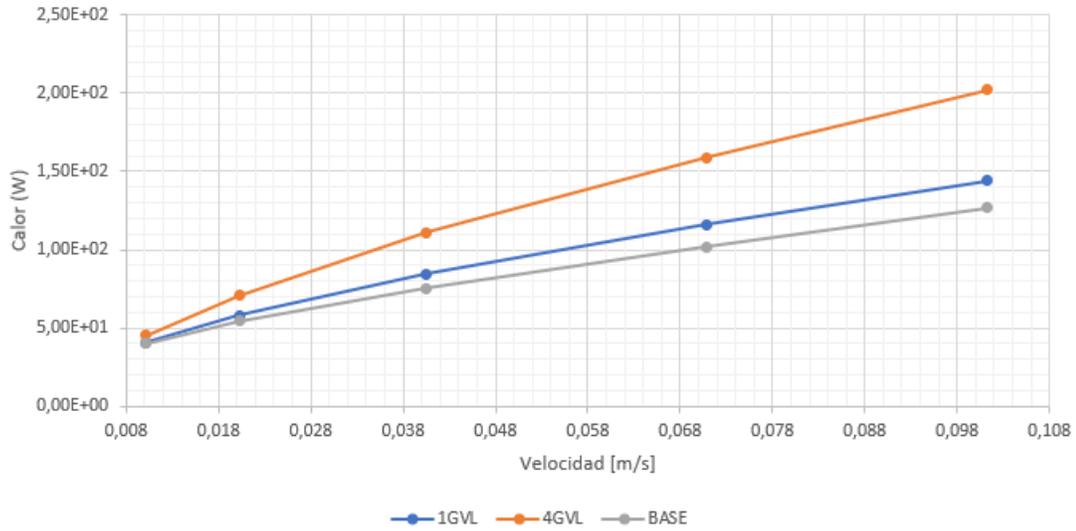


Figura 5.11: Calor transferido según velocidad para agua.

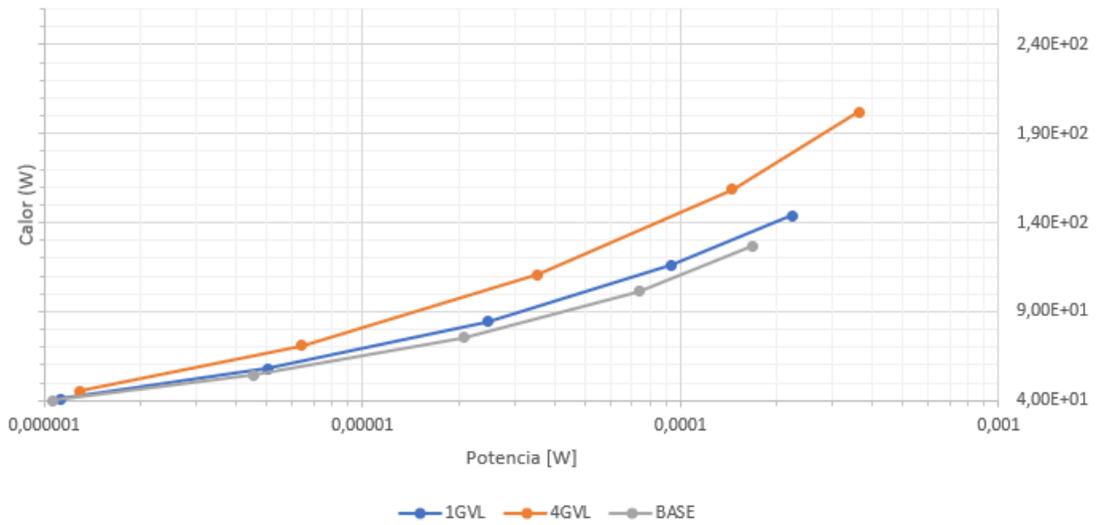


Figura 5.12: Calor transferido según potencia requerida para agua.

La figura 5.14 muestra el comportamiento del factor de fricción según el Reynolds, donde se observa que el factor es similar con un par de generadores al caso base, mientras que el factor es mayor para el canal con cuatro pares, debido a la mayor caída de presión otorgada por los generadores consecutivos.

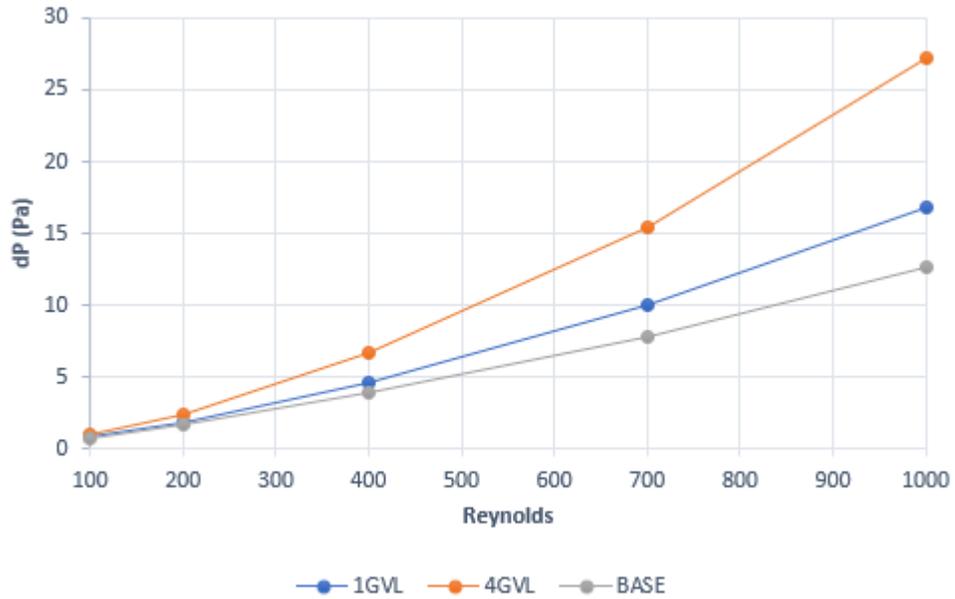


Figura 5.13: Diferencia de presión en los canales según Reynolds para agua

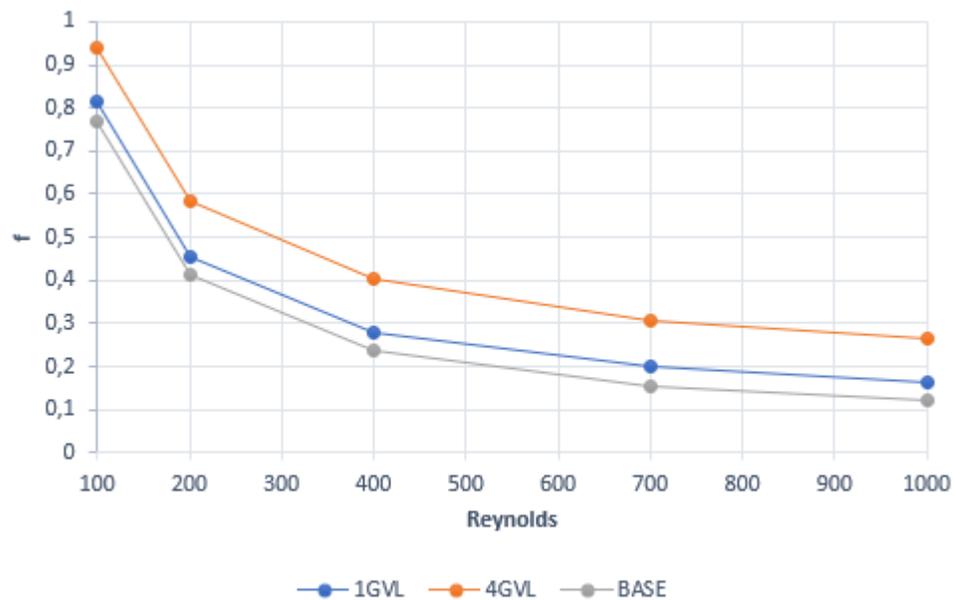


Figura 5.14: Factor de fricción según Reynolds para agua

## 5.3.2. CMC100

### 5.3.2.1. Características de flujo

La figura 5.15 muestra cortes en el plano Y-Z de las velocidades tangenciales del flujo, se aprecia en el canal superior correspondiente al caso base que aumentan las velocidades tangenciales en el borde de las paredes y al centro, posiblemente por efecto de la viscosidad variable del fluido no newtoniano, en los otros casos se aprecia el mismo efecto comentado en la sección anterior para el agua, el vórtice va perdiendo intensidad si no existen otros

generadores que potencien el movimiento interno del flujo.

En la figura 5.16 que muestra el flujo superficial en planos Y-Z presenta el mismo comportamiento que el caso anterior, con sub-vórtices siendo generados al centro del canal.

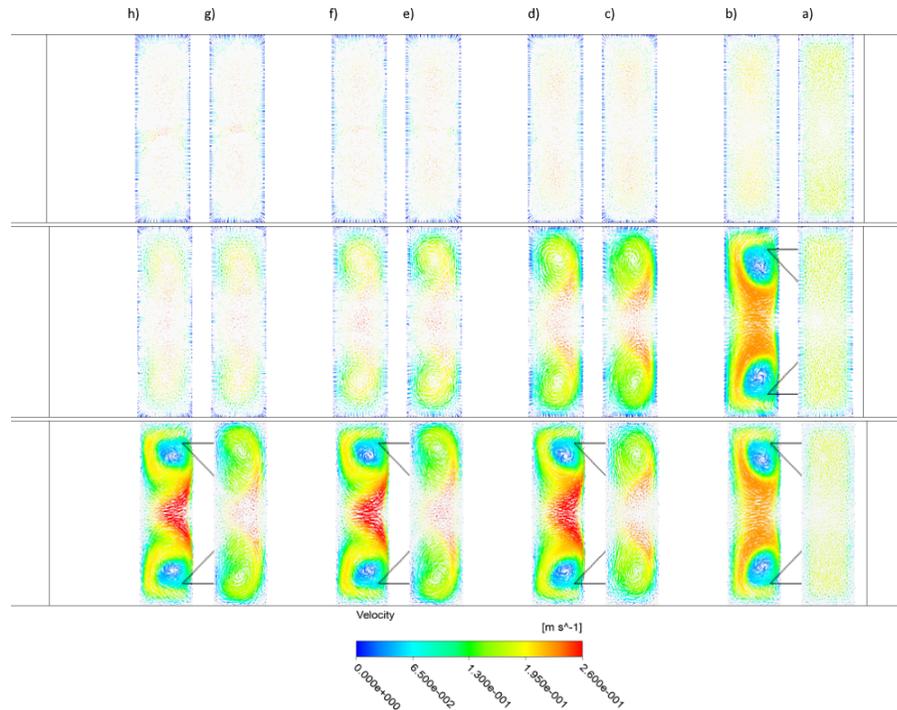


Figura 5.15: Diagramas de velocidades tangenciales en el plano Y-Z para CMC100 con un  $Re = 400$ . a)  $x/L=0.075$  , b)  $x/L=0.16$ , c)  $x/L=0.3$ , d)  $x/L=0.385$ , e)  $x/L=0.525$ , f)  $x/L=0.61$ , g)  $x/L=75$ , h)  $x/L=0.835$

### 5.3.2.2. Características térmicas

La figura 5.17 nos muestra distintos contornos de temperatura en el plano Y-Z para el caso de  $Re = 400$ , se puede observar en los contornos el efecto de los generadores de vórtices en la temperatura de los planos, adelgazando la capa límite en la pared inferior del canal y modificando su estructura en la pared superior. En la figura 5.18 se observa el contorno de temperaturas en el plano X-Z para una altura  $y/H=0.5$ , donde se observa el efecto sobre el canal de los generadores, generando un ensanchamiento de la capa límite.

La figura 5.19 muestra la evolución del Nusselt según el Reynolds del canal, al igual que el caso del agua, la diferencia de Nusselt es relativamente pequeña al inicio del canal, pero se ve aumentada a medida aumenta el Reynolds. Para el canal con un par de generadores de vórtices en  $Re=100$  la diferencia absoluta y porcentual del Nu es 0.7032 y 4.5857 % respectivamente, mientras que para  $Re=1000$  estas diferencias aumentan a 4.6514 y 9.0405 %. Para el canal con los cuatro pares esta diferencia es mucho mayor, siendo 1.7285 y 11.27 % la diferencia para  $Re=100$  y llegando a 17.1186 y 33.2717 %.

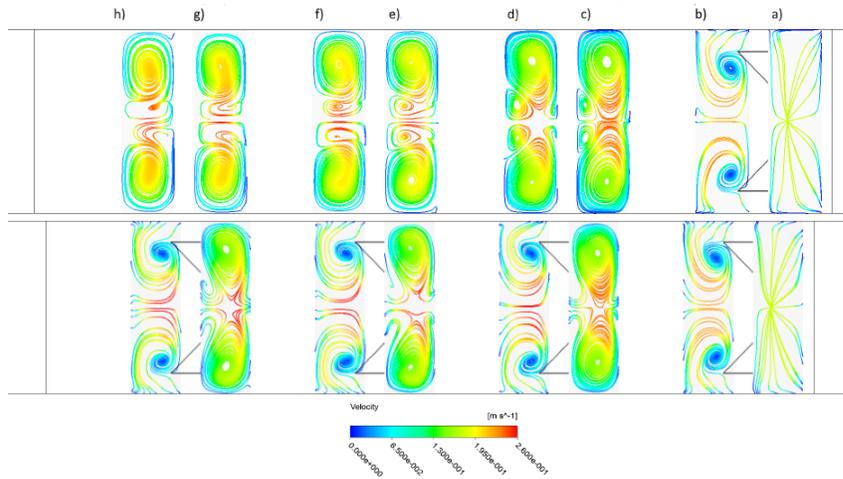


Figura 5.16: Diagramas de flujo de velocidades superficiales en el plano Y-Z para CMC100 con un  $Re = 400$ . a)  $x/L=0.075$  , b)  $x/L=0.16$ , c)  $x/L=0.3$ , d)  $x/L=0.385$ , e)  $x/L=0.525$ , f)  $x/L=0.61$ , g)  $x/L=75$ , h)  $x/L=0.835$

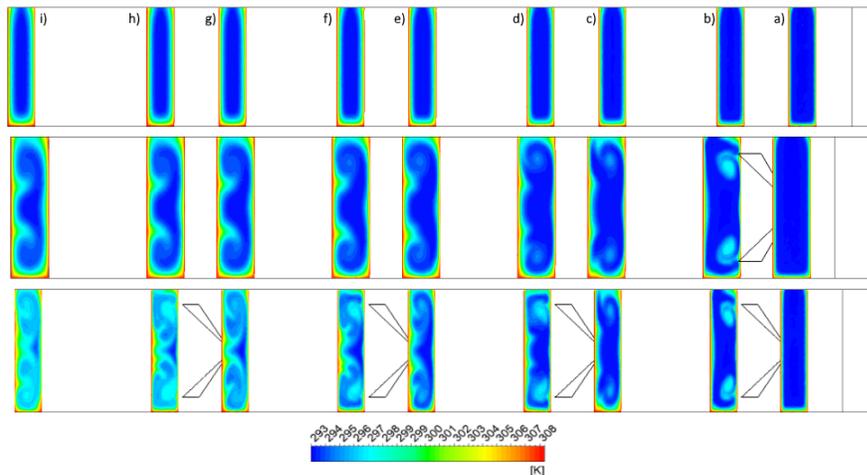


Figura 5.17: Contornos de temperatura en el plano Y-Z para CMC100 con un  $Re = 400$ . a)  $x/L=0.075$  , b)  $x/L=0.16$ , c)  $x/L=0.3$ , d)  $x/L=0.385$ , e)  $x/L=0.525$ , f)  $x/L=0.61$ , g)  $x/L=75$ , h)  $x/L=0.835$ , i)  $x/L=1$

La figura 5.20 muestra el calor transferido por caso según la velocidad del fluido, el gráfico muestra que para la velocidad más lenta considerada el calor transferido por el canal con un par de generadores es similar al caso de cuatro pares, sin embargo, al aumentar la velocidad estas se diferencian, aumentando considerablemente la de cuatro pares. En la figura 5.21 se ve el calor transferido por caso según la potencia aplicada en el fluido, al igual que con el agua, independiente de la potencia entre más pares de generadores mayor es el calor transferido.

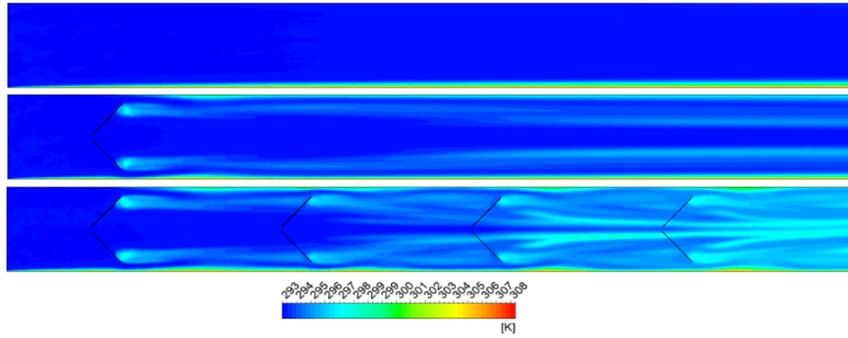


Figura 5.18: Contorno de temperatura a una altura  $y/H=0.5$  para CMC100 con un  $Re = 400$

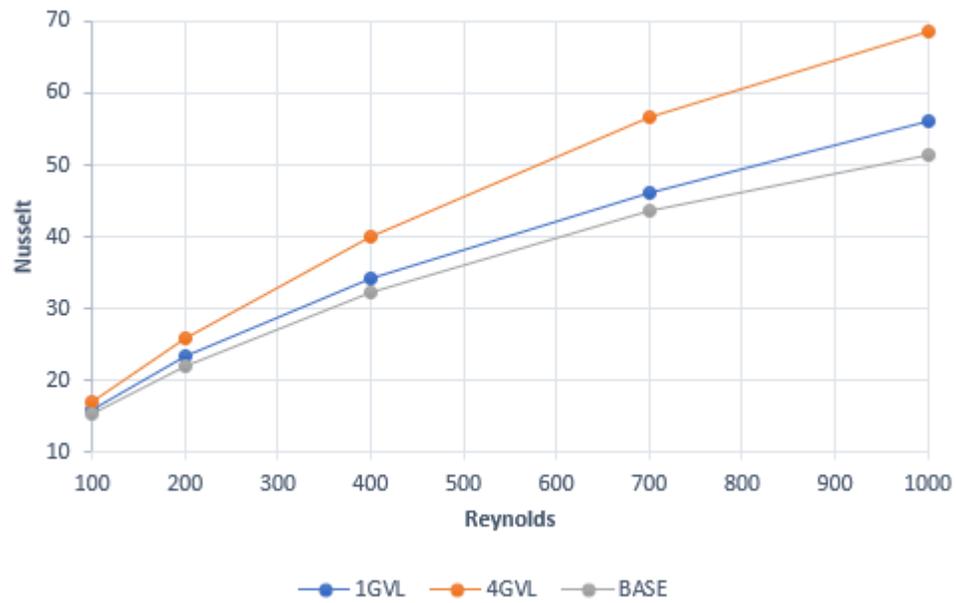


Figura 5.19: Número de Nusselt en función del Reynolds para CMC100

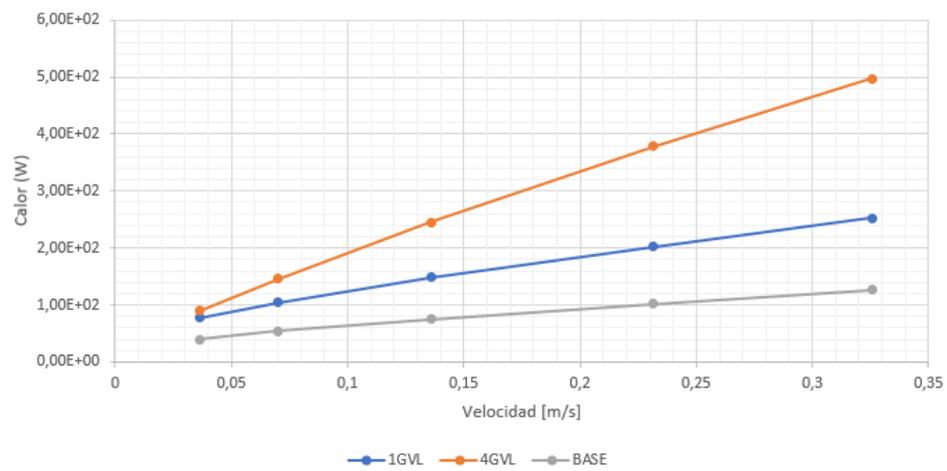


Figura 5.20: Calor transferido según velocidad para CMC100.

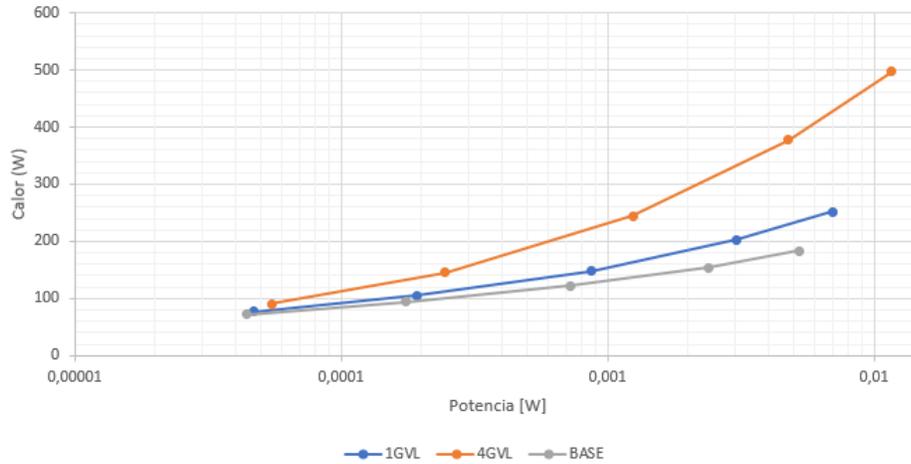


Figura 5.21: Calor transferido según potencia para CMC100.

### 5.3.2.3. Características de presión

La figura 5.22 muestra que la diferencia de presión en el canal a velocidades bajas son menores, sin embargo, al aumentar la velocidad la caída de presión en el canal con cuatro generadores aumenta mucho más rápidamente que los otros dos casos, mientras que el canal con un par de generadores tiene una evolución similar al caso base aunque su diferencia se va acrecentando en Re mayores. El canal con un par de generadores alcanza un aumento en la caída de presión de 5.7% para un Re de 100 y 33.27% para un Re de 1000, mientras tanto el aumento en el canal con cuatro pares de generadores es de 22.88% y 122.27% respectivamente.

La figura 5.23 muestra la evolución del factor de fricción según el Reynolds del canal, siendo mayor según la cantidad de generadores de vortices presentes en el canal.

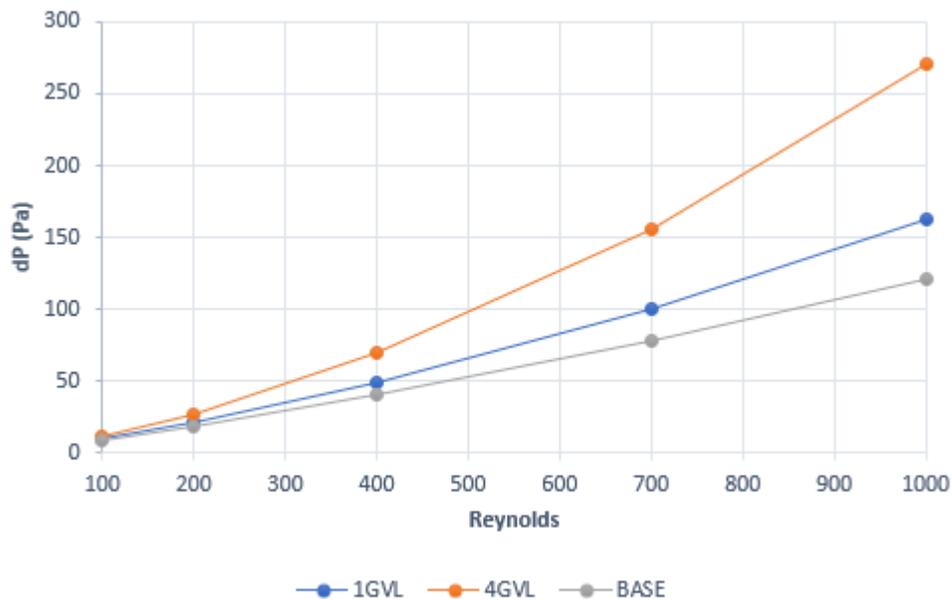


Figura 5.22: Diferencia de presión en los canales según Reynolds para CMC100

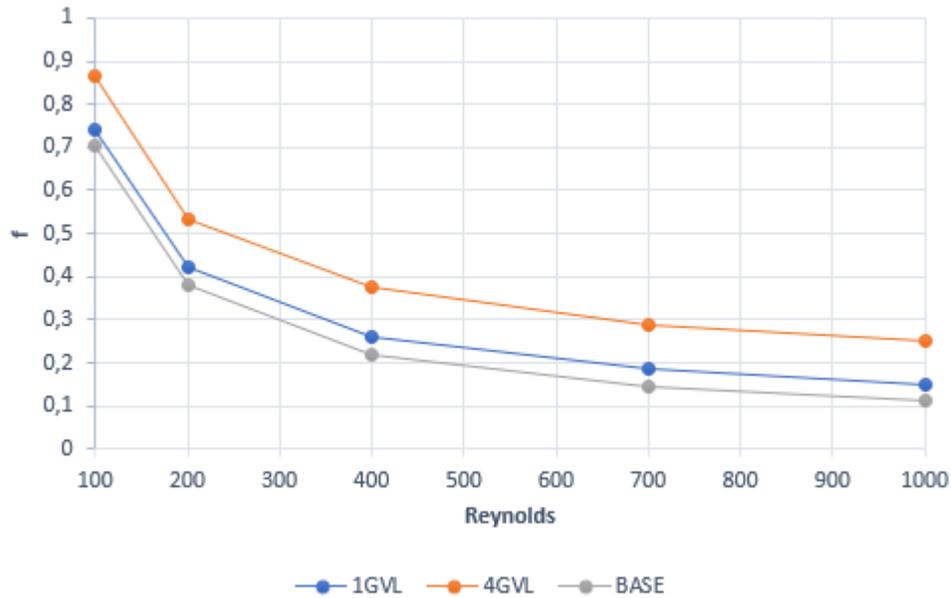


Figura 5.23: Factor de fricción según Reynolds para CMC100

### 5.3.3. CMC500

#### 5.3.3.1. Características de flujo

Al igual que el caso con CMC100, la figura 5.24 que muestra planos Y-Z de las velocidades tangenciales del flujo, existe una actividad tangencial en los bordes y en el centro del canal aunque menos definidos, en los siguientes canales con presencia de generadores la tendencia es la misma, generando un par de vórtices centrales que van perdiendo intensidad, aunque en menor grado, en el largo del canal, a menos que se encuentre con otro par de generadores. La figura 5.25 con los planos Y-Z del flujo superficial muestra la generación de sub-vórtices de menor intensidad en el centro del canal.

#### 5.3.3.2. Características térmicas

La figura 5.26 muestra el contorno de temperaturas para distintos planos Y-Z para un  $Re=400$ , tal como los casos anteriores se ven los efectos de los generadores comparados con el caso base, manteniendo la tendencia de adelgazar la capa límite y su modificación en la pared superior. Para el caso con cuatro generadores se mantiene el efecto de homogeneizar el perfil de temperaturas en el canal. La figura 5.27 muestra el contorno de temperaturas en el plano X-Z para una altura  $y/H=0.5$ , mostrando un largo de ensanchamiento más corto pero pronunciado una vez pasado el flujo por los generadores.

En la figura 5.28 se muestra el desarrollo del número de Nusselt con respecto al Reynolds del canal, se observa que el para el caso de un solo par de generadores el Nusselt obtenido no tiene mucha diferencia con el caso base, mientras que el resultado para el canal con cuatro pares tiende a aumentar su diferencia. Esta diferencia es de 2.1903 (10.6141 %) para un  $Re=100$  mientras que para  $Re=1000$  la diferencia de Nu es 17.8085 (27.4 %).

La figura 5.29 muestra el calor transferido según la velocidad del fluido, similar a lo que sucede con el número de nusselt, el calor transferido entre el caso base y el caso con un par

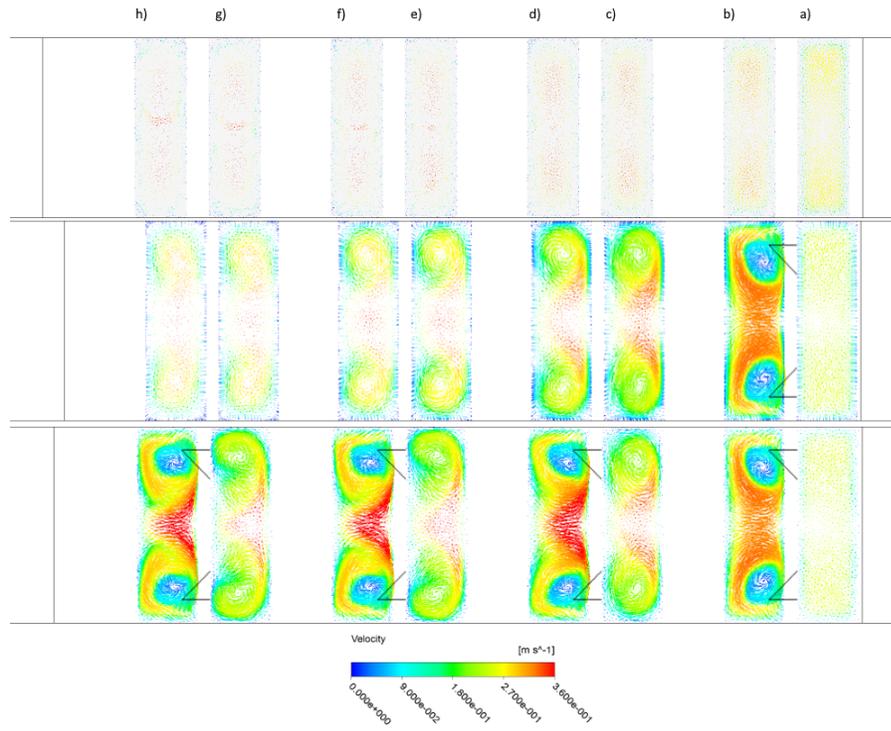


Figura 5.24: Diagramas de velocidades tangenciales en el plano Y-Z para CMC500 con un  $Re = 400$ . a)  $x/L=0.075$  , b)  $x/L=0.16$ , c)  $x/L=0.3$ , d)  $x/L=0.385$ , e)  $x/L=0.525$ , f)  $x/L=0.61$ , g)  $x/L=0.75$ , h)  $x/L=0.835$

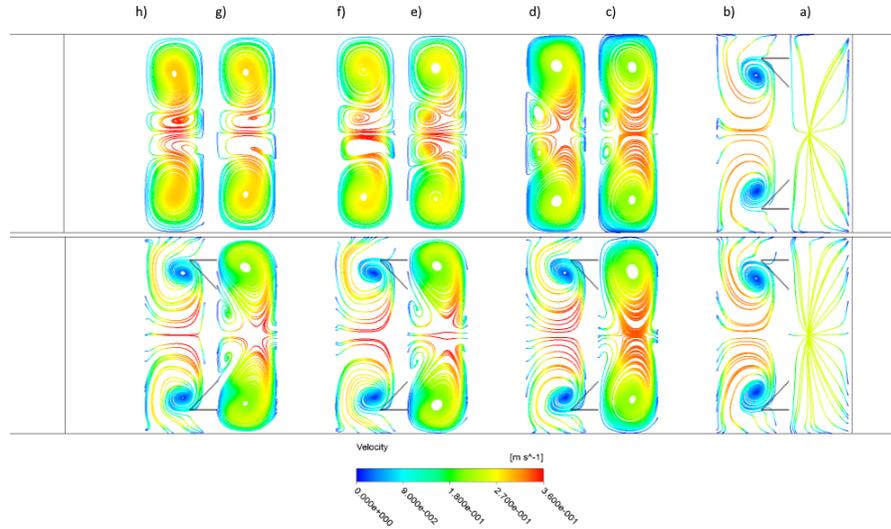


Figura 5.25: Diagramas de flujo de velocidades superficiales en el plano Y-Z para CMC500 con un  $Re = 400$ . a)  $x/L=0.075$  , b)  $x/L=0.16$ , c)  $x/L=0.3$ , d)  $x/L=0.385$ , e)  $x/L=0.525$ , f)  $x/L=0.61$ , g)  $x/L=0.75$ , h)  $x/L=0.835$

de generadores es similar, mientras que el calor es mayor para el canal con cuatro pares. La figura 5.30 muestra el calor según la potencia del fluido, al igual que los casos anteriores,

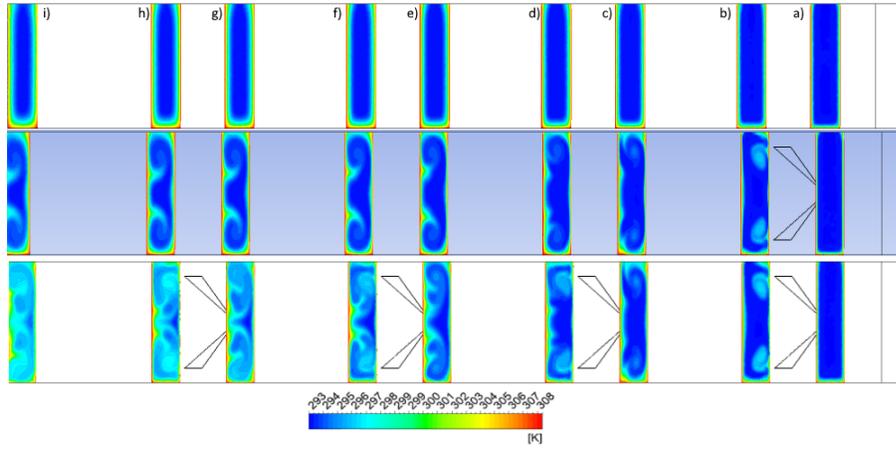


Figura 5.26: Contornos de temperatura en el plano Y-Z para CMC500 con un  $Re = 400$ . a)  $x/L=0.075$  , b)  $x/L=0.16$ , c)  $x/L=0.3$ , d)  $x/L=0.385$ , e)  $x/L=0.525$ , f)  $x/L=0.61$ , g)  $x/L=0.75$ , h)  $x/L=0.835$ , i)  $x/L=1$

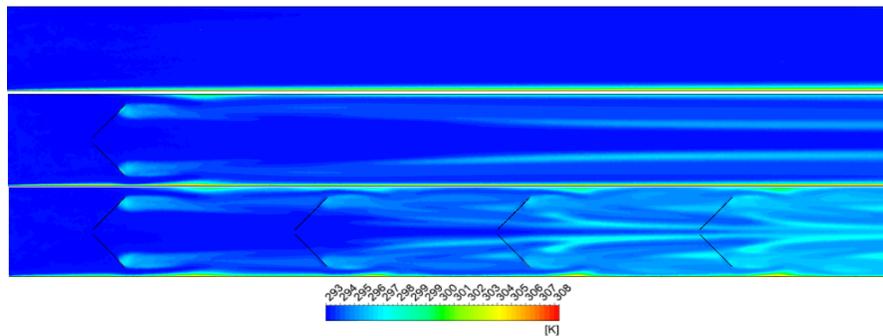


Figura 5.27: Contorno de temperatura a una altura  $y/H=0.5$  para CMC500 con un  $Re = 400$

independiente de la potencia, entre más canales mayor es la transferencia de calor, aunque en este caso el canal con un par de generadores es casi indistinguible que el caso base, aunque mayor.

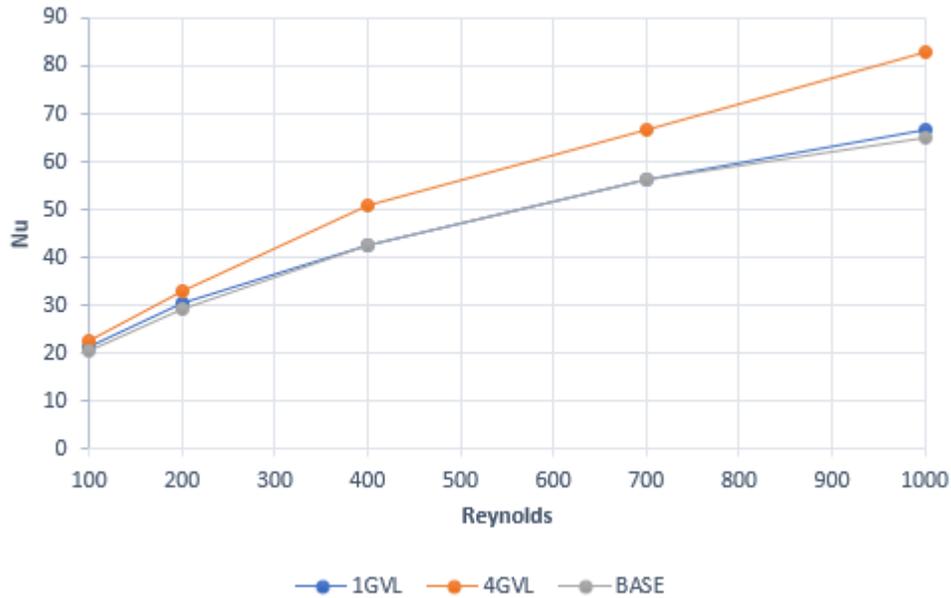


Figura 5.28: Número de Nusselt en función del Reynolds para CMC500

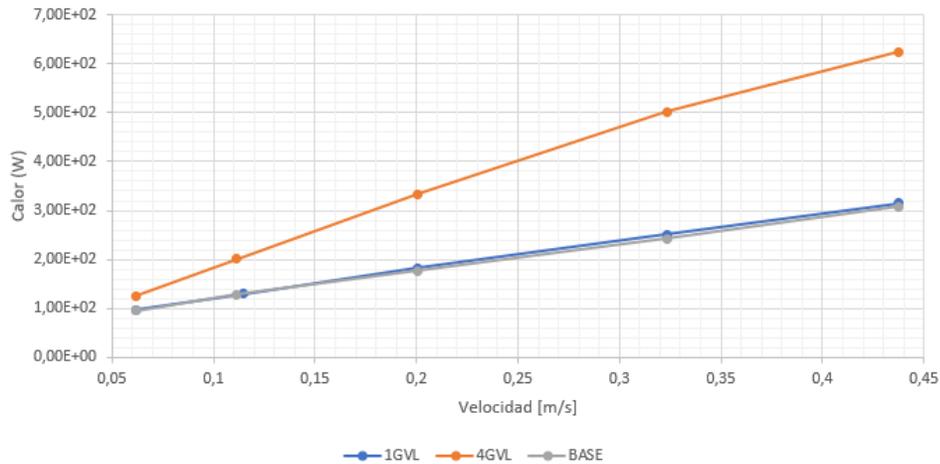


Figura 5.29: Calor transferido según velocidad para CMC500.

### 5.3.3.3. Características de presión

En la figura 5.31 se observa la caída de presión según el Reynolds del canal, al igual que el caso anterior, la caída de presión en el canal de cuatro pares de generadores aumenta considerablemente al aumentar el Reynolds, mientras que el canal con un par en regímenes de Reynolds bajo su caída de presión es similar al caso base pero aumenta en mayor medida acrecentando el Re. El canal con un par de generadores alcanza un aumento en la caída de presión de 6.88 % para un Re de 100 y 36.69 % para un Re de 1000, mientras tanto el aumento en el canal con cuatro pares de generadores es de 24.16 % y 145.88 % respectivamente.

La figura 5.32 muestra la evolución del factor de fricción según el Reynolds del canal, para el canal con cuatro pares de generadores su factor de fricción es mucho mayor dada su alta caída de presión mientras que para el canal con un par de generadores su resultado es similar al caso base, dado el perfil de caída de presión.

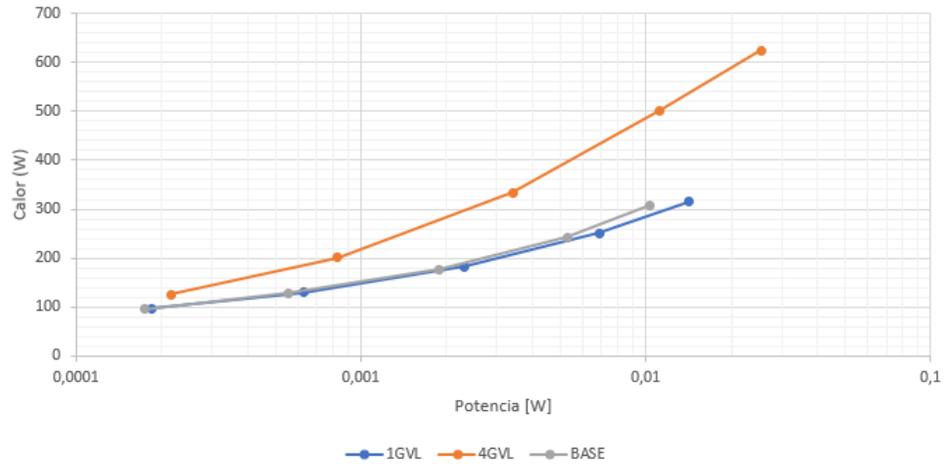


Figura 5.30: Calor transferido según potencia para CMC500.

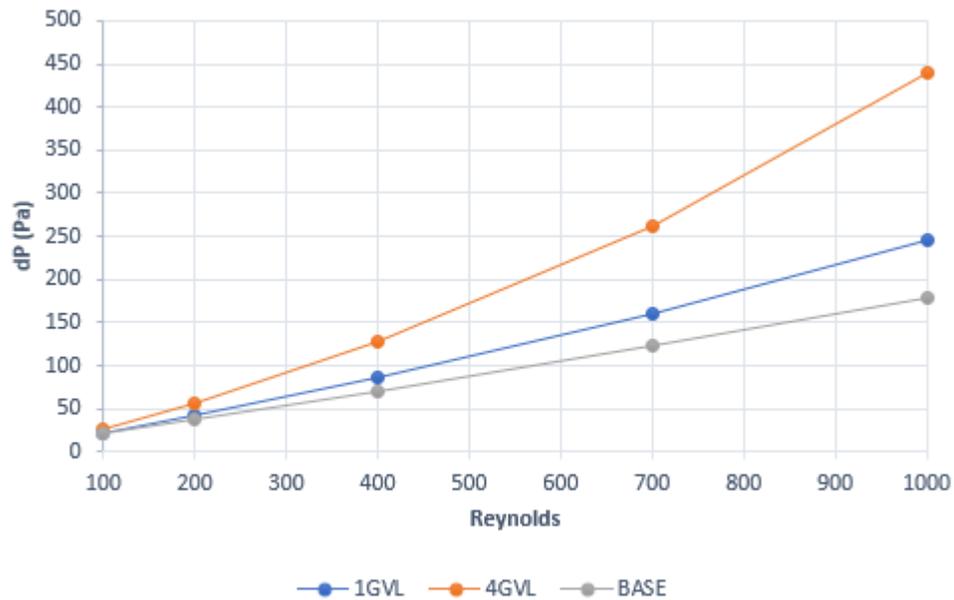


Figura 5.31: Diferencia de presión en los canales según Reynolds para CMC500

## 5.3.4. CMC2000

### 5.3.4.1. Características de flujo

La figura 5.33 muestra las velocidades tangenciales en planos Y-Z del canal, en este caso, la intensidad de la actividad tangencial en los bordes y en el centro es más marcada que para las otras concentraciones de CMC, además se observa que la intensidad del vórtice en los planos g) y h) aún es claramente visible, mientras que para casos anteriores los diagramas son más difusos.

Con respecto a los planos Y-Z del flujo superficial mostrados en la figura 5.34 son iguales a los casos anteriores, no se visualiza una diferencia significativa lo que puede dar evidencia de que la forma de los vórtices generados no son afectados por las propiedades distintas de

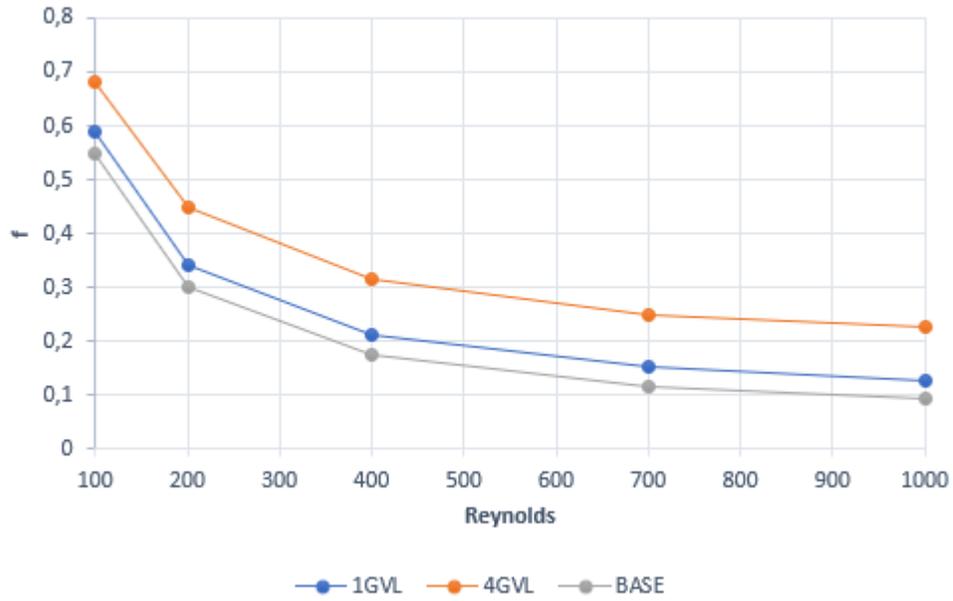


Figura 5.32: Factor de fricción según Reynolds para CMC500

los fluidos.

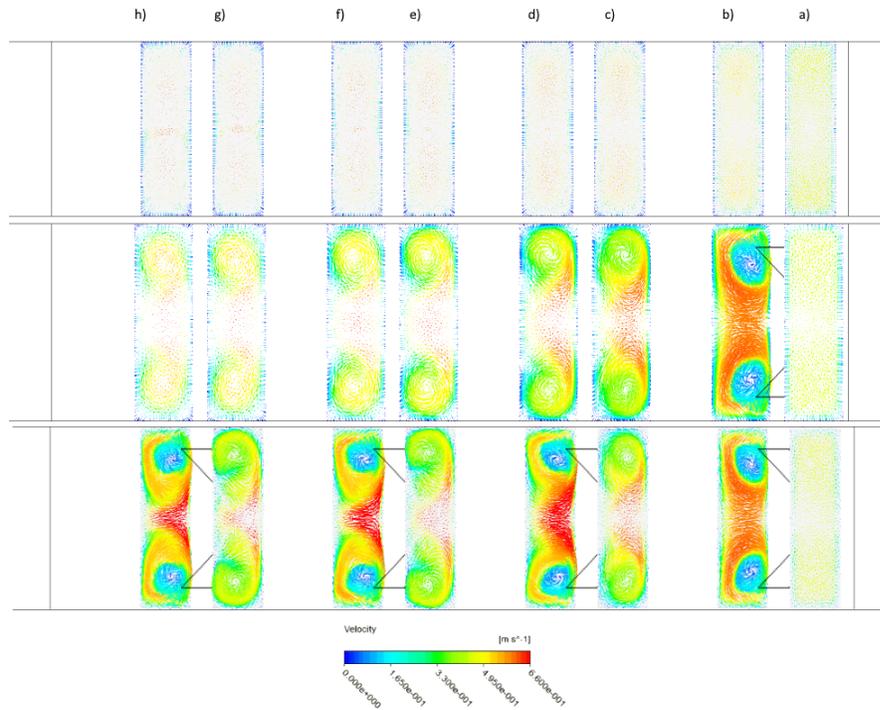


Figura 5.33: Diagramas de velocidades tangenciales en el plano Y-Z para CMC2000 con un  $Re = 400$ . a)  $x/L=0.075$ , b)  $x/L=0.16$ , c)  $x/L=0.3$ , d)  $x/L=0.385$ , e)  $x/L=0.525$ , f)  $x/L=0.61$ , g)  $x/L=75$ , h)  $x/L=0.835$

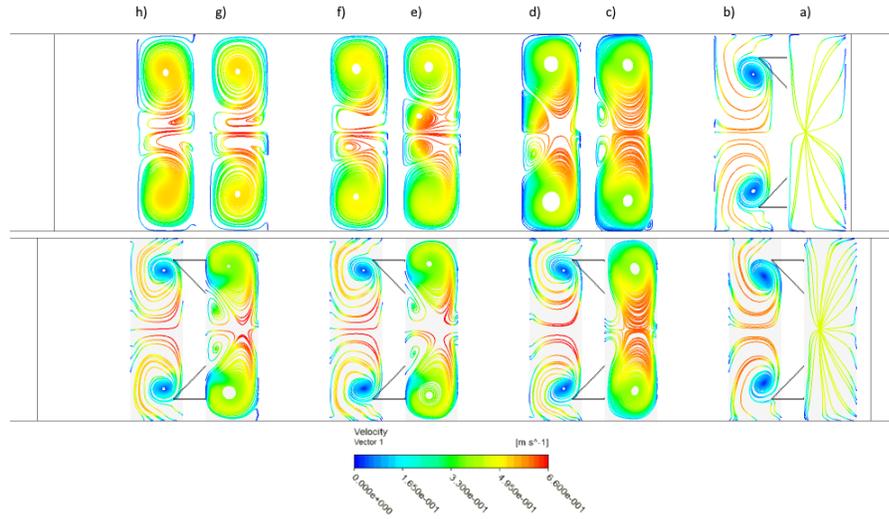


Figura 5.34: Diagramas de flujo de velocidades superficiales en el plano Y-Z para CMC2000 con un  $Re = 400$ . a)  $x/L=0.075$  , b)  $x/L=0.16$ , c)  $x/L=0.3$ , d)  $x/L=0.385$ , e)  $x/L=0.525$ , f)  $x/L=0.61$ , g)  $x/L=75$ , h)  $x/L=0.835$

#### 5.3.4.2. Características térmicas

La figura 5.35 muestra los contornos de temperatura en planos Y-Z a través del canal considerando un  $Re=400$ , se observa el efecto de modificación de la capa límite térmica con una mayor acentuación en el engrosamiento de ésta en el borde del vórtice en la pared superior del canal y el adelgazamiento de esta en las paredes del canal. En el canal de cuatro pares de generadores a medida que el flujo avanza por el canal, existen varias "colas" que parten de la pared superior hacia el interior del canal. En la figura 5.36 se observa el contorno de temperatura para los canales en el plano X-Z, los cuales muestran un engrosamiento de la capa límite de mayor grosor pero menor largo que en los casos anteriores, de igual manera, se observa el mismo efecto con las zonas de igual temperatura.

La figura 5.37 muestra el Nusselt promedio de los canales según el Reynolds, se observa que el canal con un par de generadores en Reynolds bajos su Nusselt es más cercano al caso base, pero para Reynolds mayores su valor tiende al resultado del canal con cuatro pares de generadores. Comparando los valores extremos se tiene que para un Reynolds de 100, las diferencias en magnitud (porcentaje) del canal con un par de generadores y del canal con cuatro pares de generadores son las siguientes respectivamente: 1.6409 (5.23 %) y 5.6371 (17.97 %). Para un Reynolds de 1000 las diferencias son las siguientes respectivamente: 11.81 (17.71 %) y 19.504 (24.277 %).

La figura 5.38 muestra el calor transferido según la velocidad para cada caso, cabe considerar que para el caso de cuatro pares de generadores sus valores casi triplican el del canal base a una misma velocidad, mientras que para el canal con un par de generadores alcanza un máximo de 48,2% de aumento en el rango. Mientras en la figura 5.39 es posible ver como para un mismo nivel de potencia es mucho mayor el calor transferido en el caso de cuatro pares que en los otros dos casos.

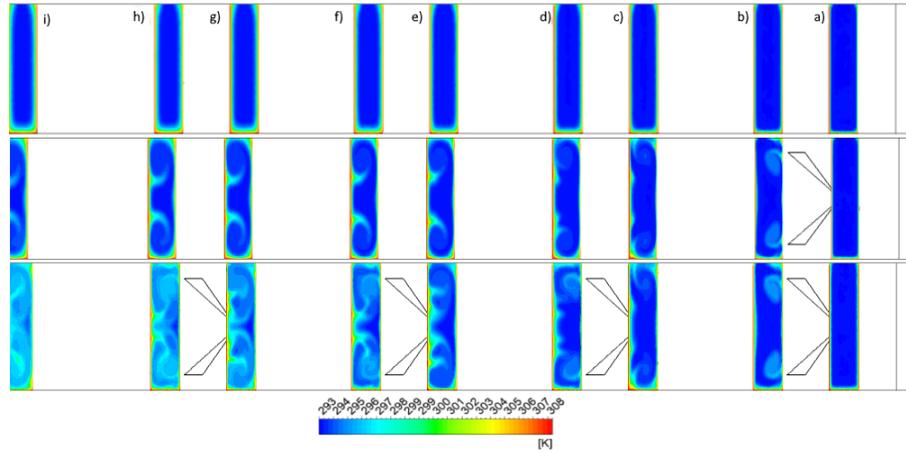


Figura 5.35: Contornos de temperatura en el plano Y-Z para CMC2000 con un  $Re = 400$ . a)  $x/L=0.075$  , b)  $x/L=0.16$ , c)  $x/L=0.3$ , d)  $x/L=0.385$ , e)  $x/L=0.525$ , f)  $x/L=0.61$ , g)  $x/L=75$ , h)  $x/L=0.835$ , i)  $x/L=1$

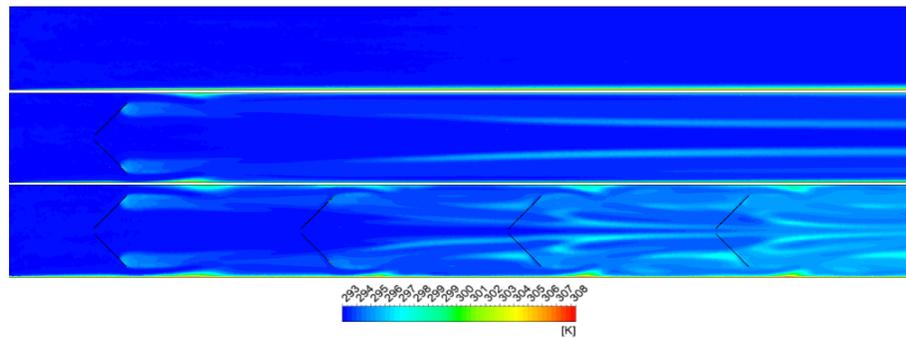


Figura 5.36: Contorno de temperatura a una altura  $y/H=0.5$  para CMC2000 con un  $Re = 400$

### 5.3.4.3. Características de presión

La figura 5.40 muestra la caída de presión según el Reynolds del canal, se observa que la caída de presión en el canal con cuatro pares de generadores aumenta considerablemente con el Reynolds, mientras que la diferencia de presión con un solo par de generadores aumenta menos pronunciadamente. El canal con un par de generadores alcanza un aumento en la caída de presión de 7.22 % para un  $Re$  de 100 y 41.16 % para un  $Re$  de 1000, mientras tanto el aumento en el canal con cuatro pares de generadores es de 28.3 % y 176.7 % respectivamente. Por lo mismo, en la figura 5.41 se observa el factor de fricción para cada caso según el  $Re$  del fluido.

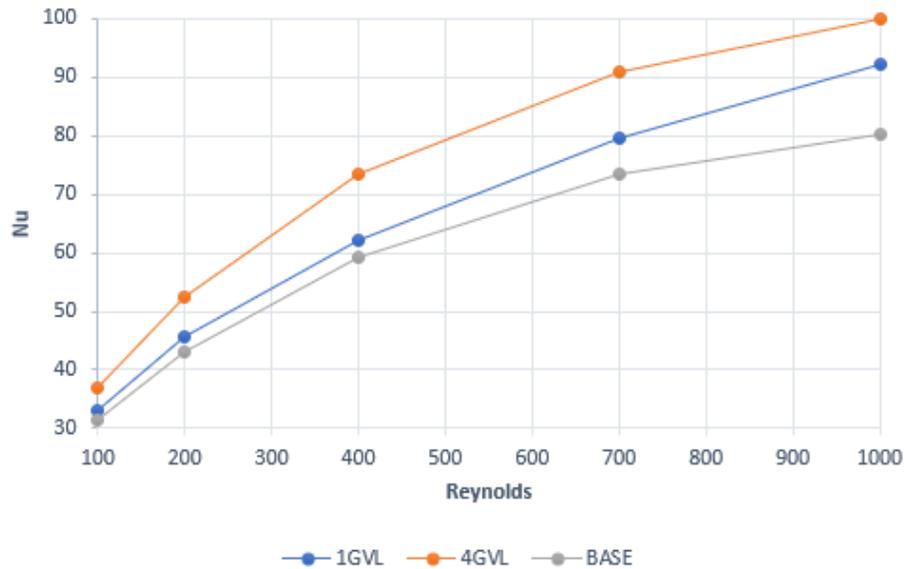


Figura 5.37: Número de Nusselt en función del Reynolds para CMC2000

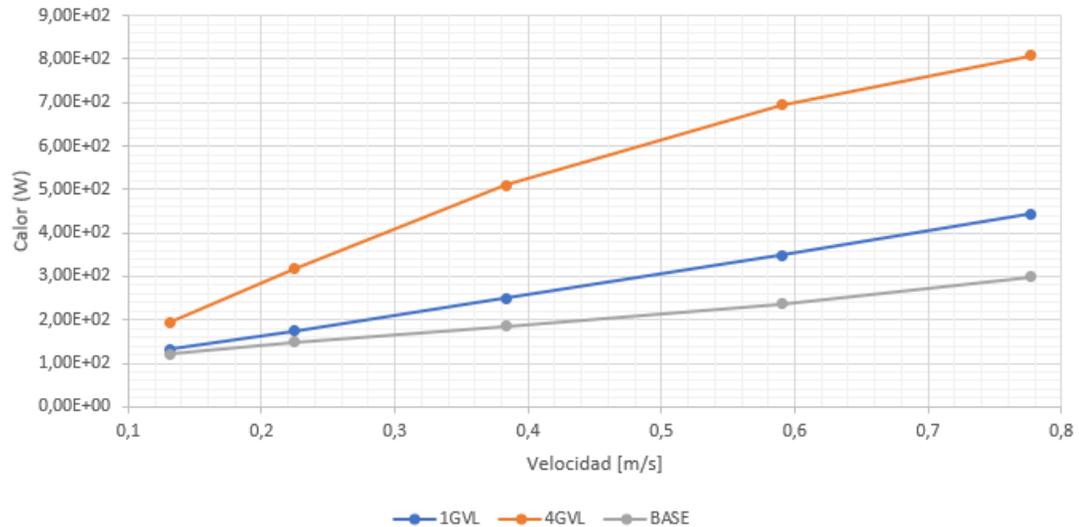


Figura 5.38: Calor transferido según velocidad para CMC2000.

## 5.4. Comparación entre casos

Se presentan en esta sección la comparación de resultados entre los distintos tipos de fluidos en base a parámetros de Nusselt, calor transferido, factor de fricción y potencia de bomba.

### 5.4.1. Nusselt

Se mostró anteriormente la comparación de los Nusselt para cada fluido según el tipo de canal, se presenta a continuación una comparación entre los fluidos, la figura 5.42 muestra la comparación del número de Nusselt entre los distintos fluidos para cada caso. Se observa

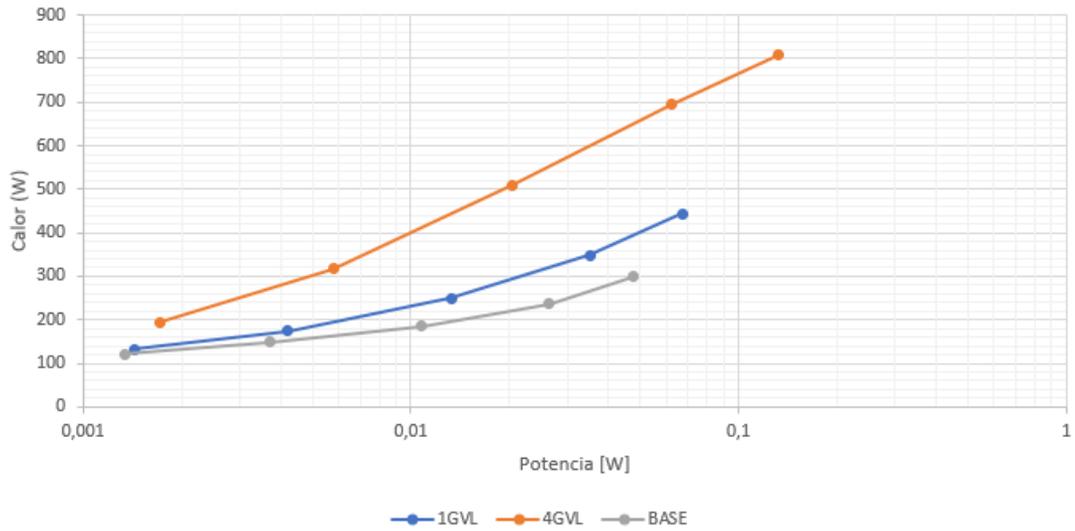


Figura 5.39: Calor transferido según potencia para CMC2000.

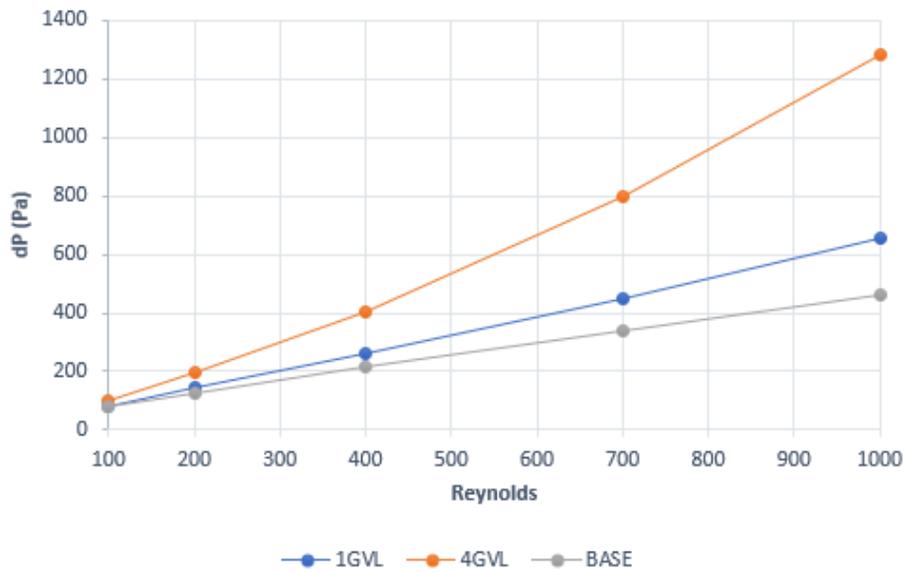


Figura 5.40: Diferencia de presión en los canales según Reynolds para CMC2000

que a mayor concentración de CMC el Nusselt asociado según  $Re$  también aumenta, llegando a valores de 99.84 para CMC2000 en el caso con cuatro pares de generadores y  $Re=1000$  mientras que el agua obtiene un Nusselt de 35.6 para el mismo caso.

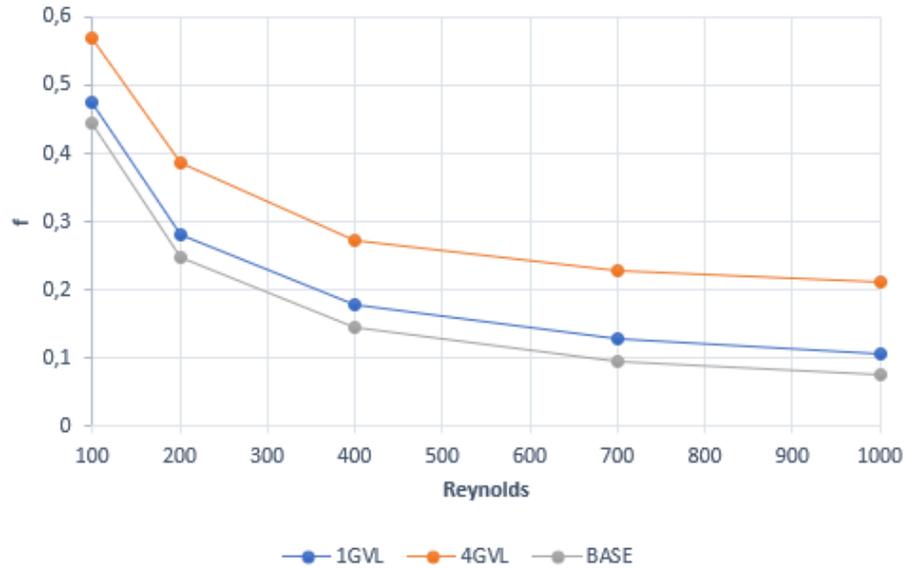


Figura 5.41: Factor de fricción según Reynolds para CMC2000

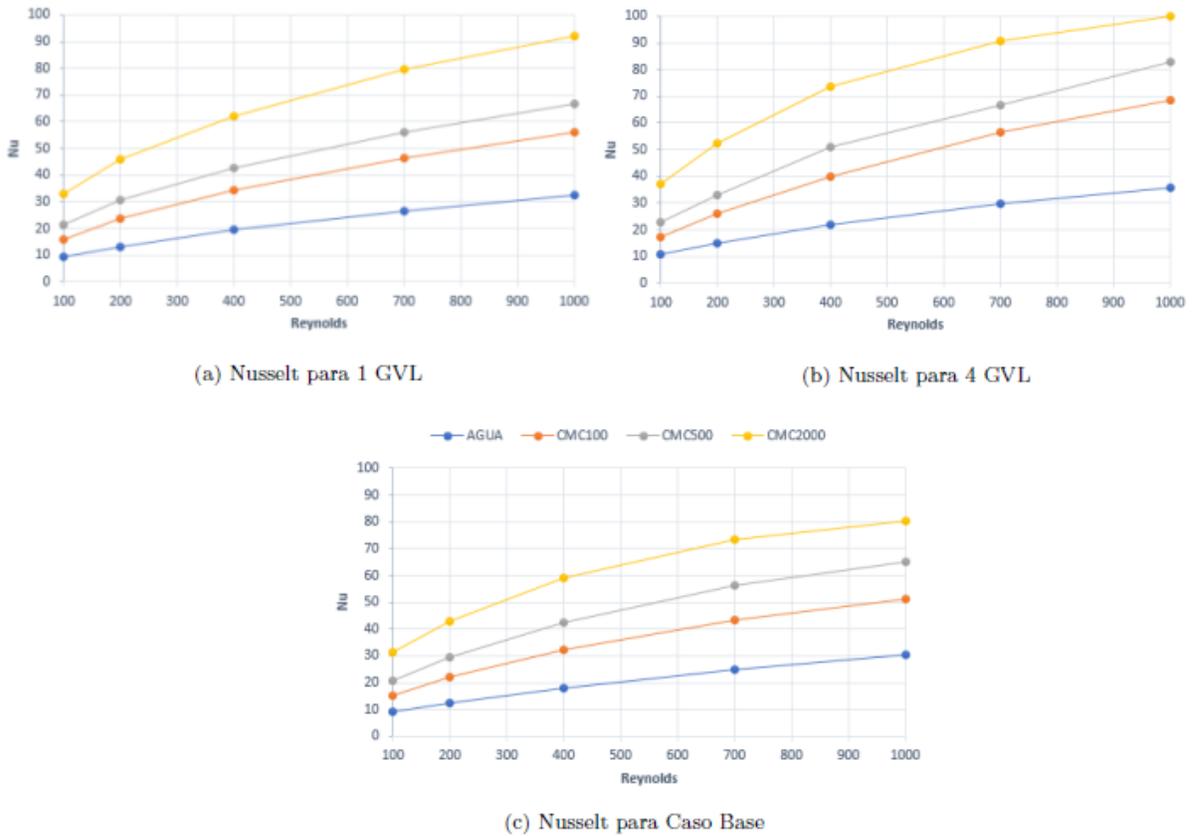


Figura 5.42: Comparación de Nusselt

En la figura 5.43 se muestra la comparativa de aumento del número de Nusselt con respecto al caso base, se observa que en general el aumento de cantidad de generadores de vórtices aumenta la transferencia de calor total en el canal debido a la mayor mezcla inducida en el flujo. Se observa que para el caso de un par de generadores el agua mantiene un mayor

aumento entre Re de 150 y 550 aproximadamente, mientras que en el resto de los casos el canal que utiliza CMC2000 domina el aumento. No se da la misma tendencia en el caso de cuatro pares de generadores, dominando hasta Re=400 el flujo de CMC2000 mientras que para Re superiores el flujo de CMC100 domina el aumento de transferencia de calor.

Si se compara el aumento de Nu según la velocidad del fluido, como se ve en las figuras 5.44 y 5.45, vemos como varían las tendencias según sea un par de generadores o cuatro pares de generadores, donde se observa que en para el caso del canal de un par de generadores existe una tendencia al alza de la razón de Nusselt según aumenta la velocidad, mientras que en el segundo canal presenta un comportamiento distinto.

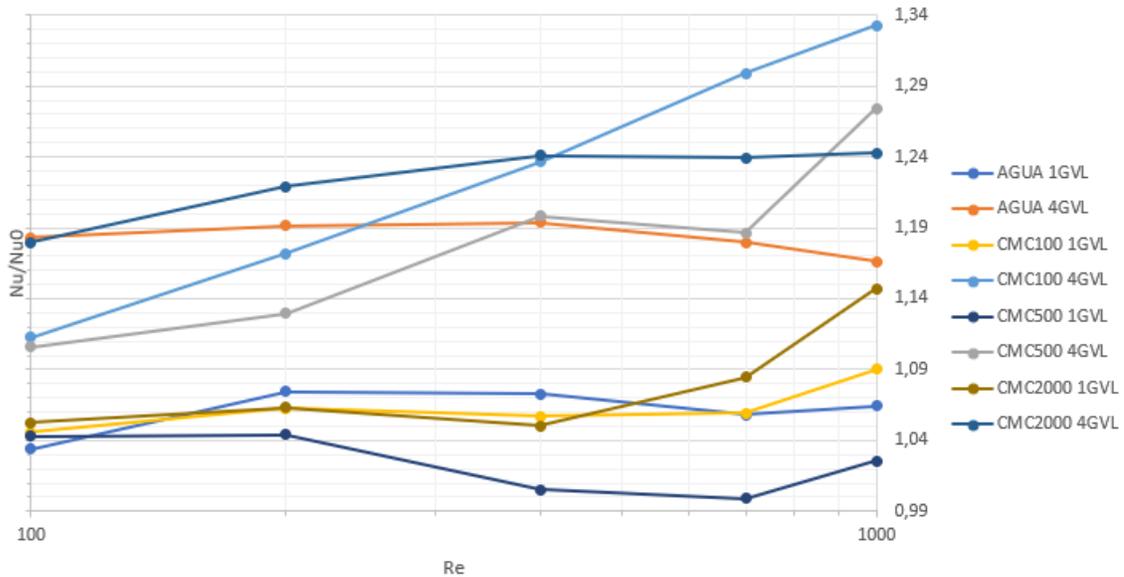


Figura 5.43: Comparación de aumento de Nu respecto caso base ( $Nu_0 = \text{Caso base}$ )

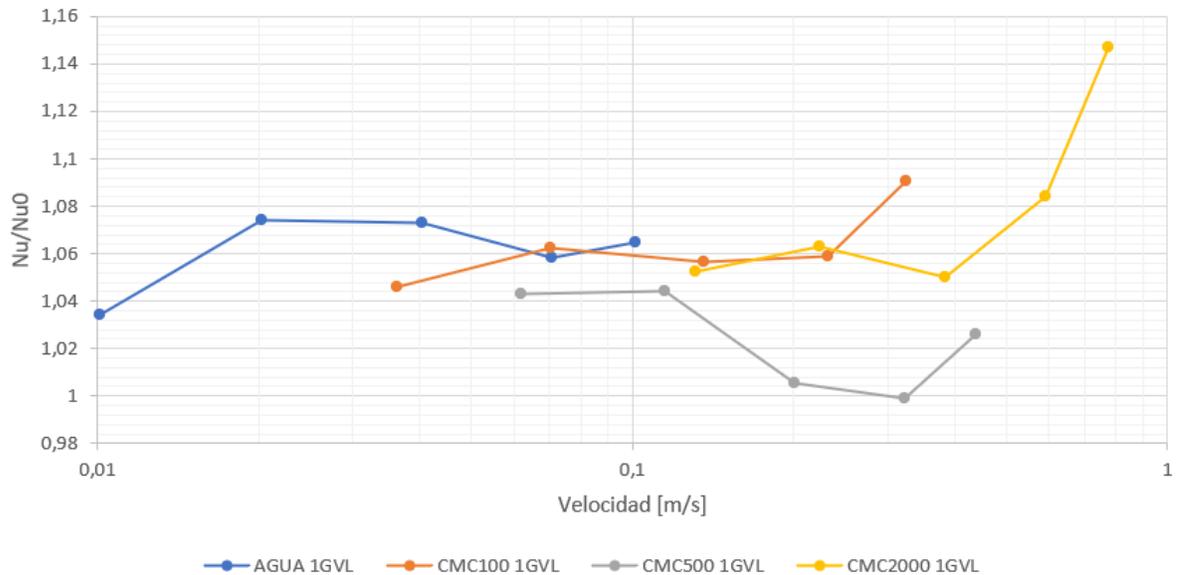


Figura 5.44: Comparación de Nusselt según velocidad del fluido para el caso de un par de generadores

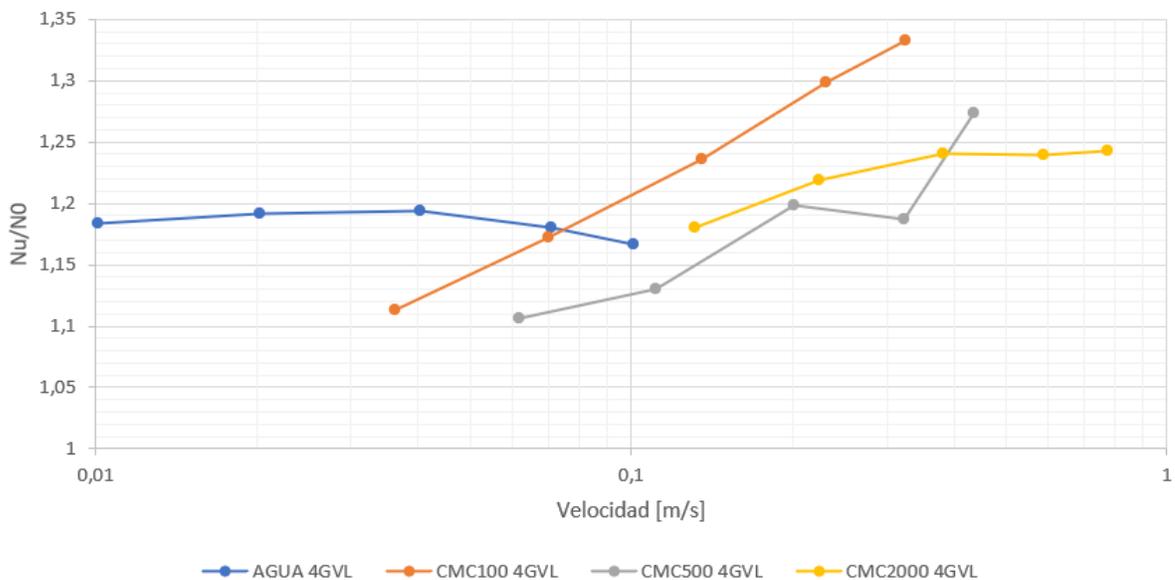


Figura 5.45: Comparación de Nusselt según velocidad del fluido para el caso de cuatro pares de generadores

### 5.4.2. Factor de fricción

En la figura 5.46 podemos ver la comparación de los factores de fricción entre los distintos fluidos para cada canal, donde muestra que aumentando la concentración de CMC se traspasa a un menor factor de fricción aún cuando las diferencias de presión por lo visto en los resultados anteriores son mayores según la concentración de CMC, esto se debe a que el factor de fricción depende de la diferencia de presión y la velocidad de entrada, ya que para Reynolds del mismo número, la velocidad aumenta según el aumento de concentración de

CMC.

En la figura 5.47 se muestra el aumento del factor de fricción según el caso base para todos los flujos. Para el caso de un par de generadores este aumento apenas supera el 40% para el caso de CMC2000, mientras que prácticamente la evolución del aumento del factor de fricción para agua y CMC100 son iguales. En el caso de cuatro pares de generadores de vórtices se da la misma tendencia del agua y el flujo con CMC100, aunque sobre  $Re=700$  comienza a separarse y aumentar la razón del flujo de CMC100. Se observa también que el caso del flujo de CMC2000 su razón de aumento del factor de fricción domina en todo el rango de  $Re$ , llegando incluso a 2.767 en  $Re=1000$ .

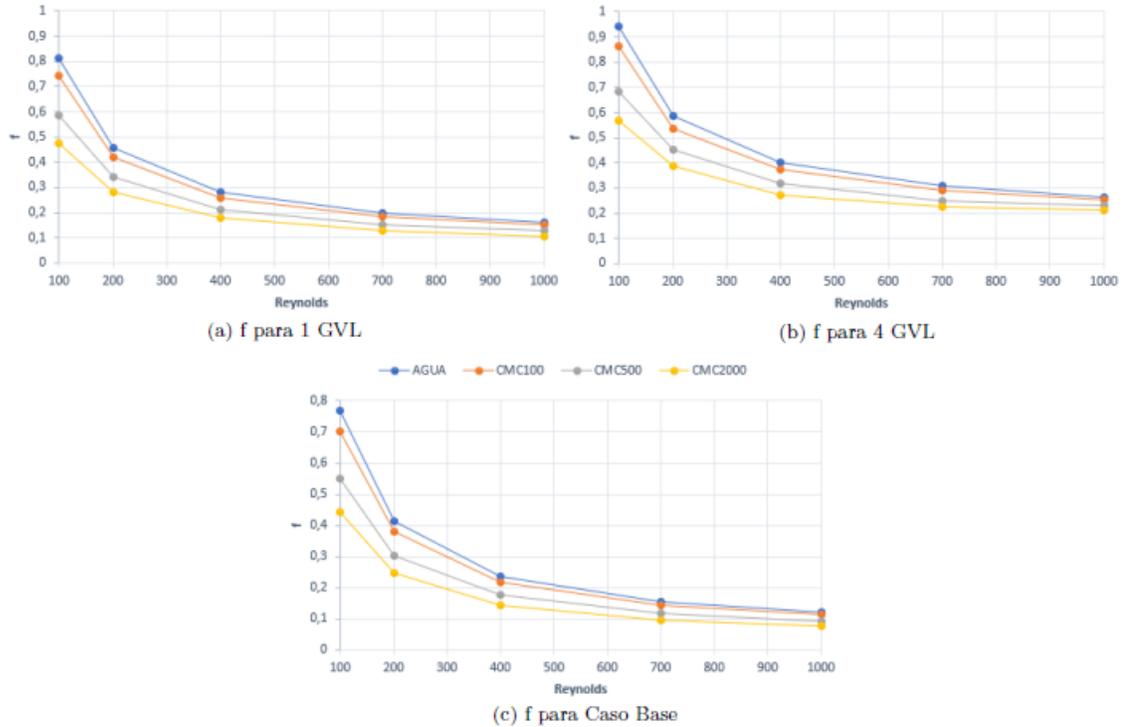


Figura 5.46: Comparación de factor de fricción

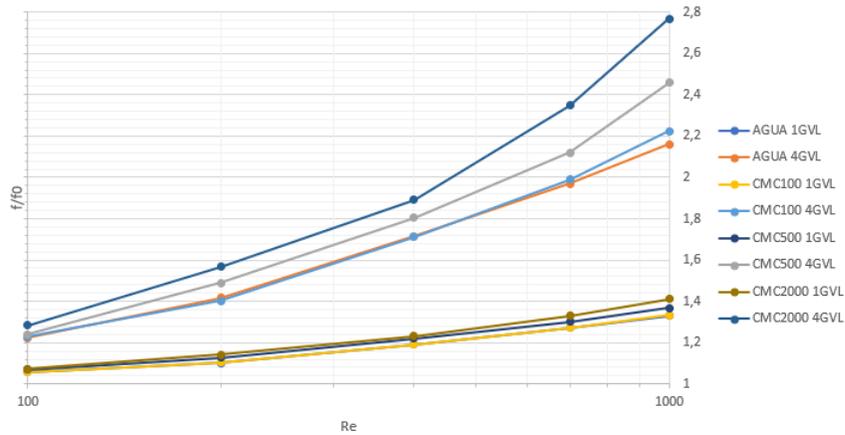


Figura 5.47: Comparación de aumento de  $f$  respecto caso base según Reynolds ( $f_0 =$  Caso base)

### 5.4.3. Potencia de bomba

La figura 5.48 muestra la potencia de bomba necesaria según la ecuación 3.8 de cada caso comparada con el caso base. Se aprecia en el caso de un par de generadores que la potencia requerida aumenta según la concentración de CMC y la diferencia va aumentando a medida crece el Reynolds, esto asociado a la mayor caída de presión que presentan los fluidos a mayor Re. Para el caso de 4 pares de GVL muestra para todos los flujos un aumento considerable, también dado por el hecho de que en este caso la caída de presión es mucho mayor por efecto de tener más cantidad de generadores. Si se grafican los valores de potencia según la velocidad se observa una tendencia de seguir una curva entre los distintos fluidos como se ve en la 5.49.

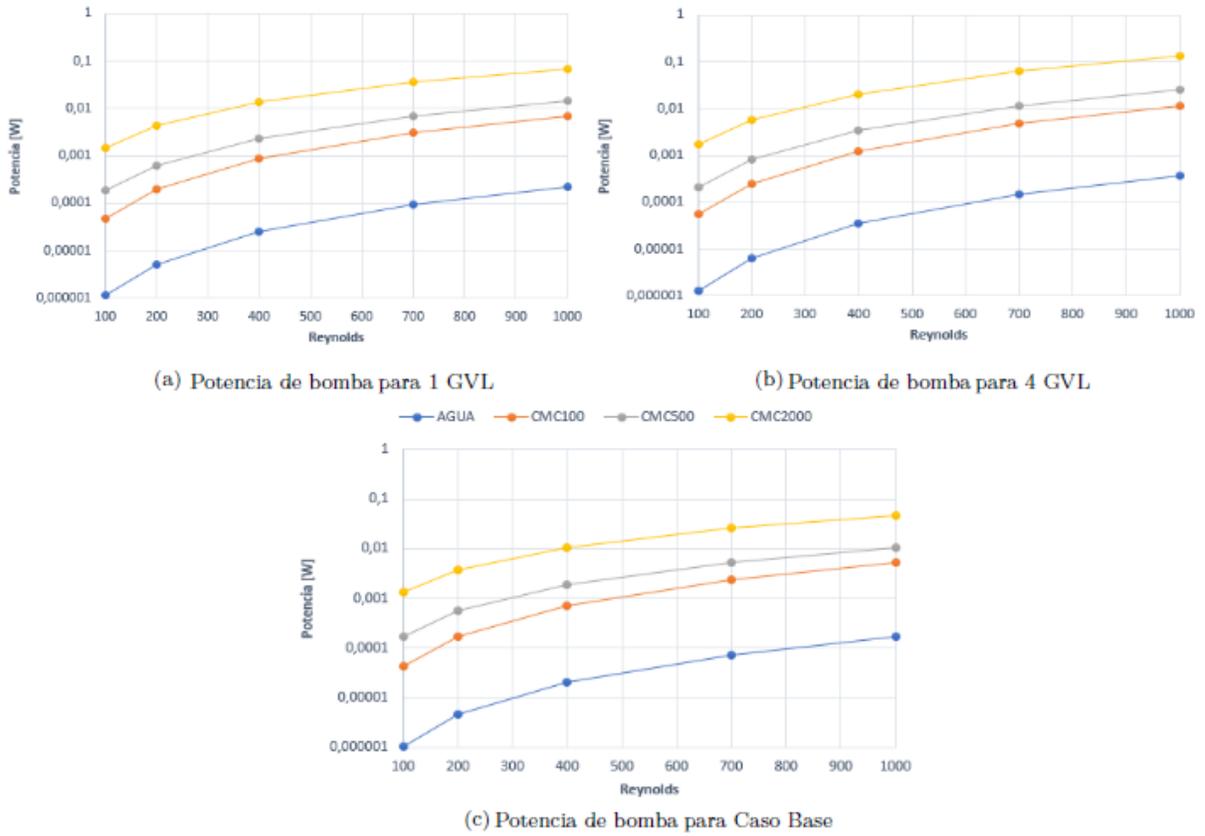


Figura 5.48: Comparación de potencia de bomba

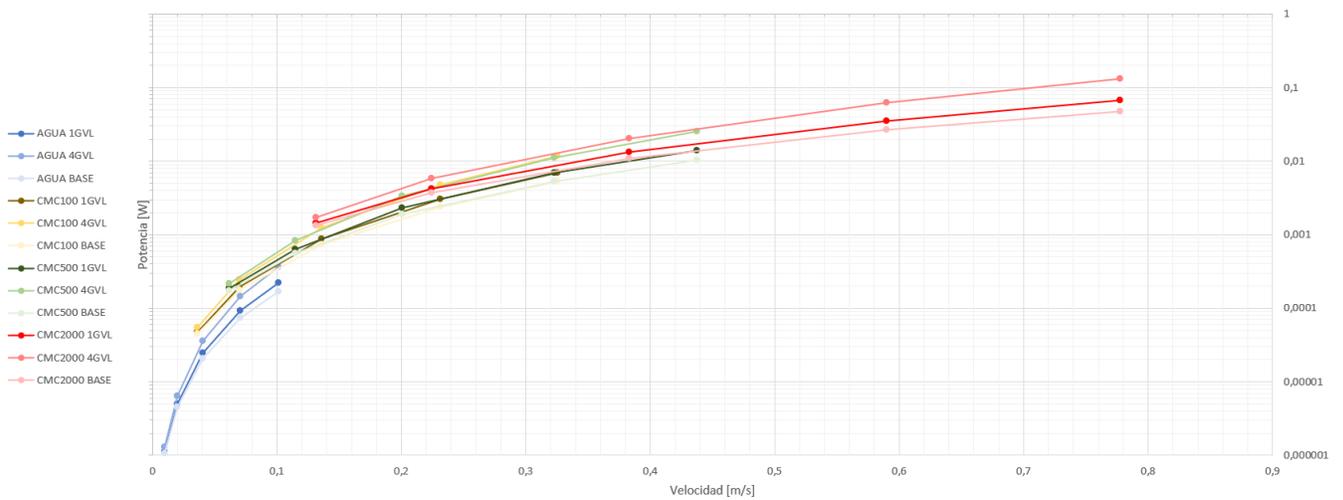


Figura 5.49: Comparación de potencia según velocidad

#### 5.4.4. Rendimientos

La figura 5.50 muestra los rendimientos calculados en base a la ecuación 3.9. Se observa que no existe una tendencia entre los distintos fluidos según su concentración de CMC. El rendimiento máximo para el caso de un par de GVL lo alcanza el agua para un  $Re=200$

con un valor de 1.04, sin embargo para  $Re$  mayores el rendimiento del flujo de CMC2000 y CMC100 superan el rendimiento del agua. Para un  $Re=100$  todos los fluidos compuestos por CMC tienen un mejor rendimiento que el agua.

En el caso de cuatro pares de generadores de vórtices, nuevamente el mejor rendimiento lo obtiene el agua para  $Re=100$  con un valor de 1.107, sin embargo aumenta el  $Re$  de los fluidos el canal con CMC100 domina el rendimiento, sin bajar del valor 1.

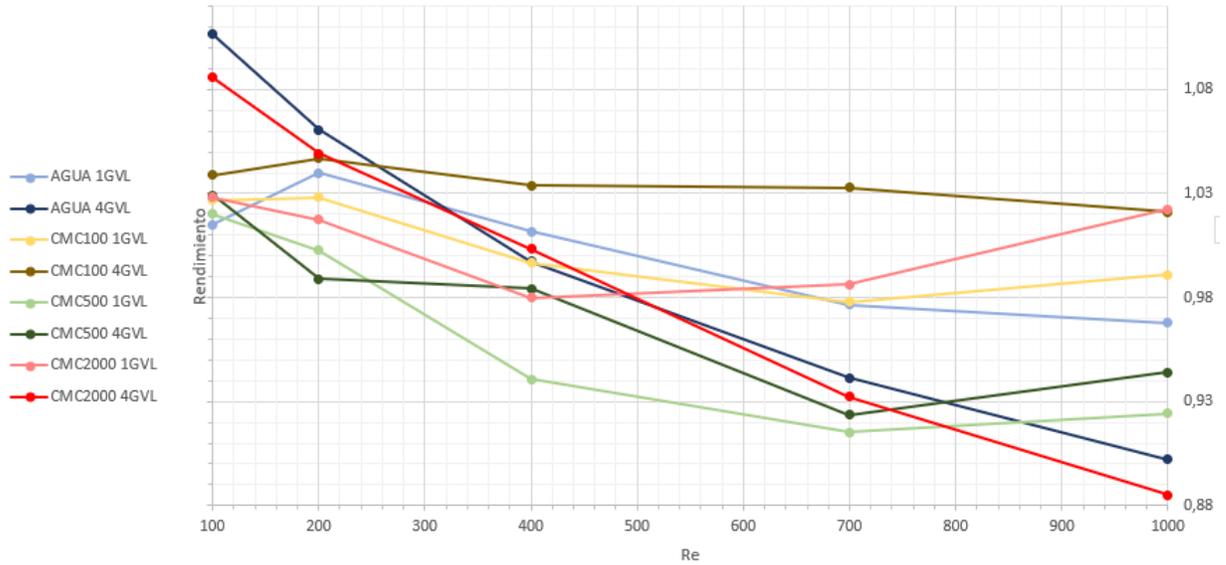


Figura 5.50: Comparación de rendimientos según  $Re$

En la figura 5.51 se muestran los rendimientos según la potencia necesaria a ejercer en el fluido, al igual que con la figura anterior, no existe una tendencia clara entre los casos. Para ciertos rangos son ciertos fluidos los que dominan el rendimiento sin existir una relación clara entre la potencia requerida y el rendimiento del fluido según la ecuación.

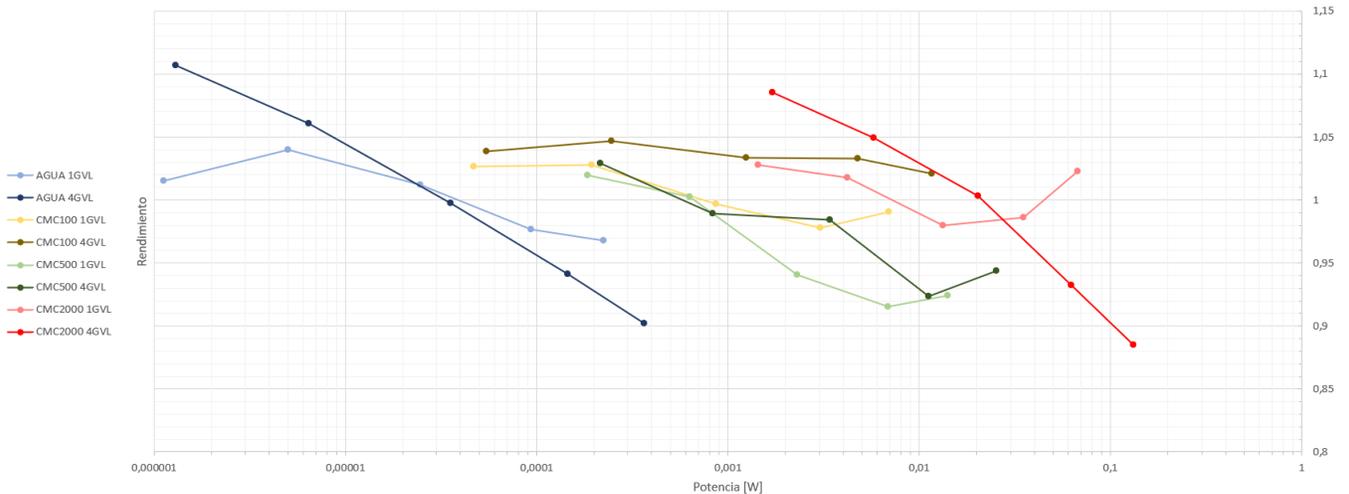


Figura 5.51: Comparación de rendimientos según potencia

### 5.4.5. Razón de Transferencia de Calor

Se observa en la figura 5.52 que la razón de aumento de calor transferido es mucho mayor para el fluido de CMC2000, seguido por el fluido de CMC100 y finalmente del agua. El fluido de CMC500 se comporta distinto, apenas aumentando el calor transferido en la presencia de un par de generadores. Mientras en la figura 5.53, correspondiente al caso de cuatro pares de generadores, no se comporta como el caso anterior, viendo una disminución del aumento en  $RE=1000$  para el fluido de CMC2000, siendo superado por el fluido de CMC100. En este caso, el canal con el flujo de CMC500 obtiene un mayor aumento de calor que el flujo de CMC100 para los casos de  $RE=100$  y  $200$ . En este caso todos los fluidos no newtonianos obtienen un mejor aumento de transferencia de calor que el agua.

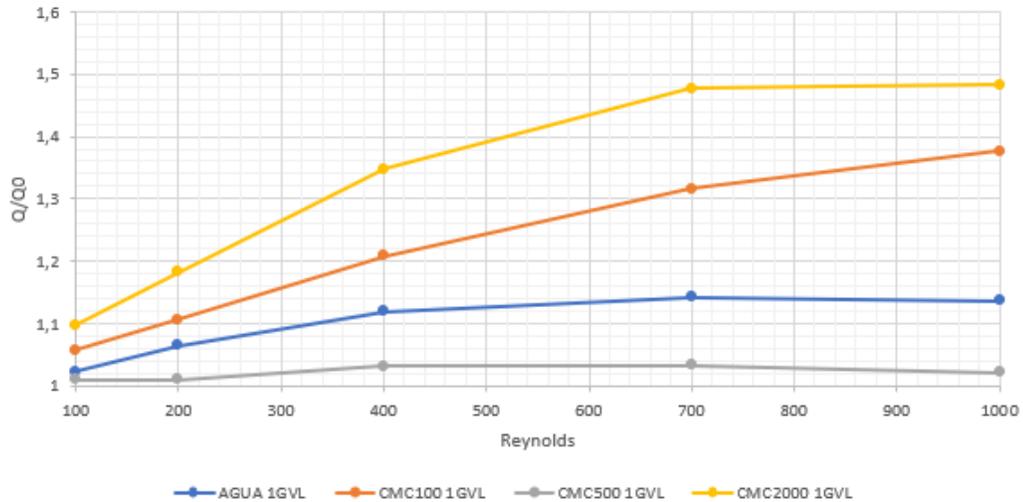


Figura 5.52: Aumento de calor transferido según Reynolds para el caso de un par de generadores de vórtices

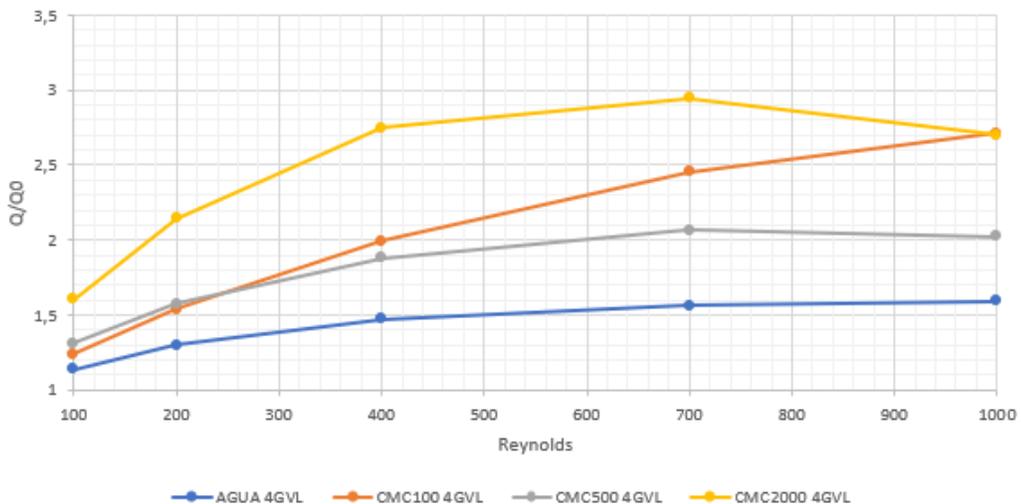


Figura 5.53: Aumento de calor transferido según Reynolds para el caso de cuatro pares de generadores de vórtices

Si se trasladan las curvas de aumento de calor transferido según su velocidad, como se

observa en las figuras 5.54 y 5.55, la curva correspondiente al flujo de CMC100 obtiene mejores resultados que los otros fluidos en su rango de velocidad, exceptuando los primeros dos casos que el agua tiene un mejor aumento. Además, se muestra como el flujo de CMC500 obtiene comparativamente el peor aumento de transferencia de calor para el rango de velocidad estudiado.

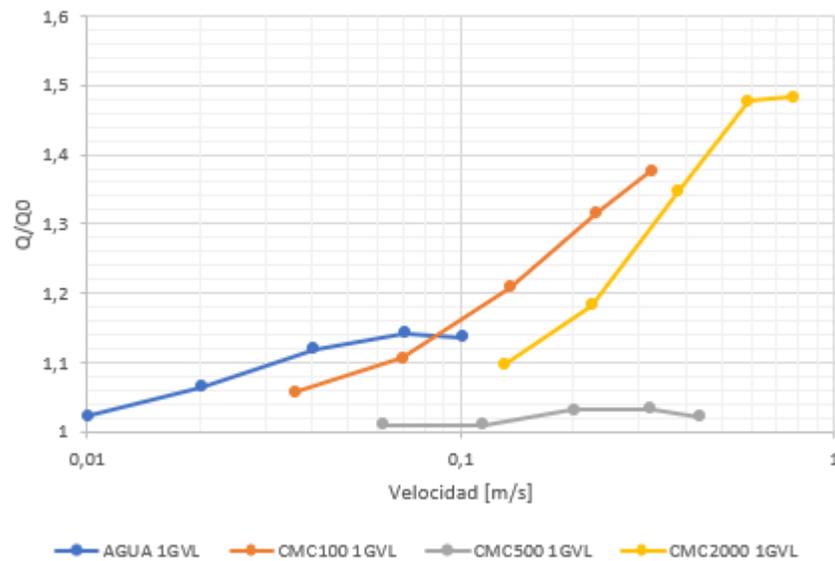


Figura 5.54: Aumento de calor transferido según velocidad para el caso de un par de generadores de vórtices

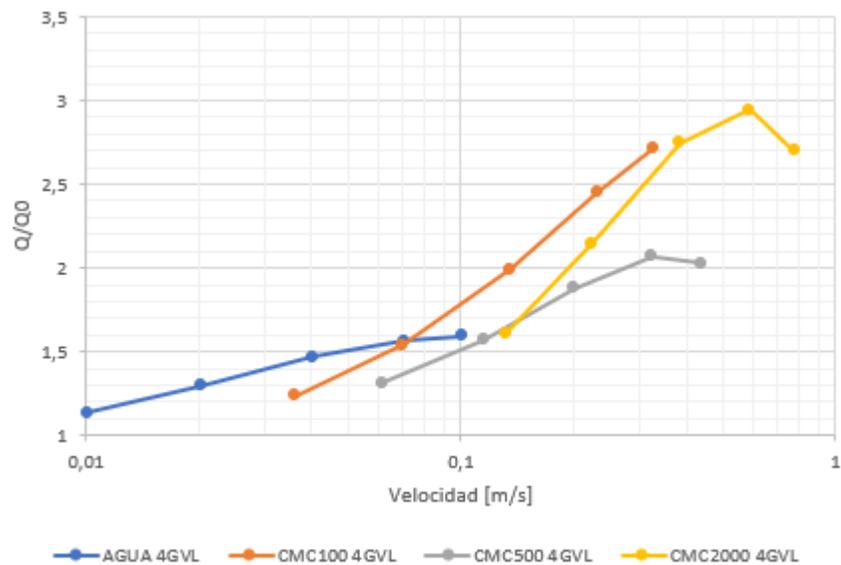


Figura 5.55: Aumento de calor transferido según velocidad para el caso de cuatro pares de generadores de vórtices

En la figura 5.56, se muestran las curvas de calor de todos los casos según la potencia requerida del flujo. Se aprecia que en el rango de potencia del agua su calor transferido es mayor que los fluidos de CMC, mientras que en los rangos de igual potencia, el que presenta

una mayor transferencia de calor son los casos de flujo de CMC100 y CMC500 para el canal con cuatro pares de GVL

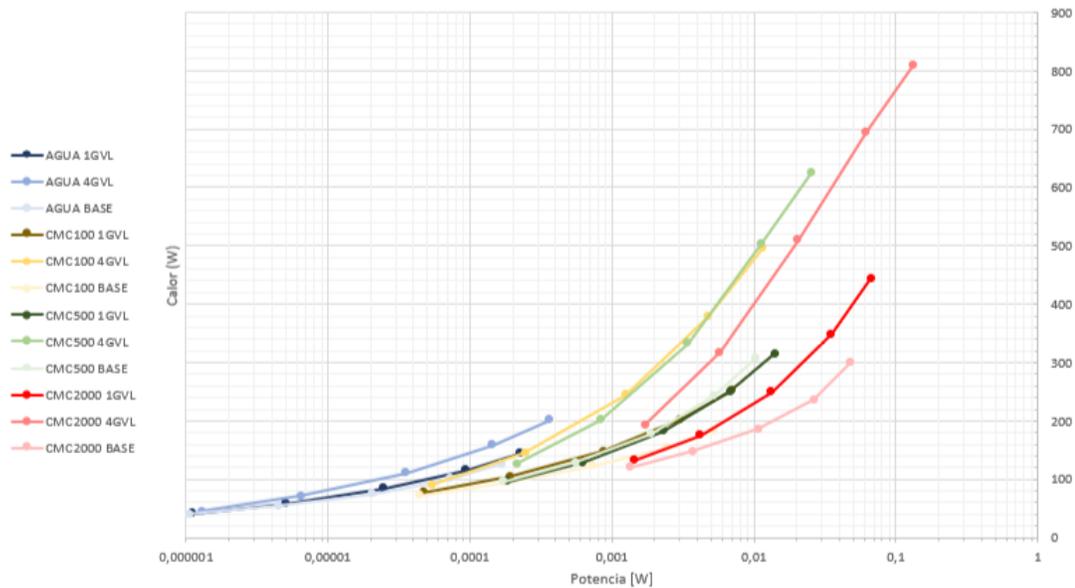


Figura 5.56: Calor transferido según potencia

#### 5.4.6. Razón entre calor y potencia

Finalmente, se obtiene el valor de la razón de cuanto calor es posible transferir por unidad de potencia requerida, estos se comparan según la velocidad del fluido. En la figura 5.57 se observa como el agua obtiene un gran valor de esta razón y disminuye muy rápidamente, mientras que los fluidos de CMC apenas se puede observar un cambio. Si se ajusta el eje vertical en escala logarítmica, como se ve en la figura 5.58, se ve claramente que esta razón va disminuyendo con el aumento de concentración de CMC, esto producido por la inmensa caída de presión en los canales con estos fluidos, por lo que se debe aplicar mayor potencia a estos para alcanzar los mismos niveles de Reynolds. Otro aspecto que se puede observar es que la "pérdida" del calor transferido por aumentar la velocidad es más estable para concentraciones mayores de CMC, es decir, el agua aumenta 10 veces su velocidad en su rango y su razón de calor/potencia disminuye más de 50 veces, llegando a ser 63 veces más pequeño para el caso del canal de cuatro pares de generadores, mientras que para el CMC2000, para el aumento de 5.6 veces su valor de velocidad inicial, la razón calor/potencia disminuye solo entre 14 y 18 veces.

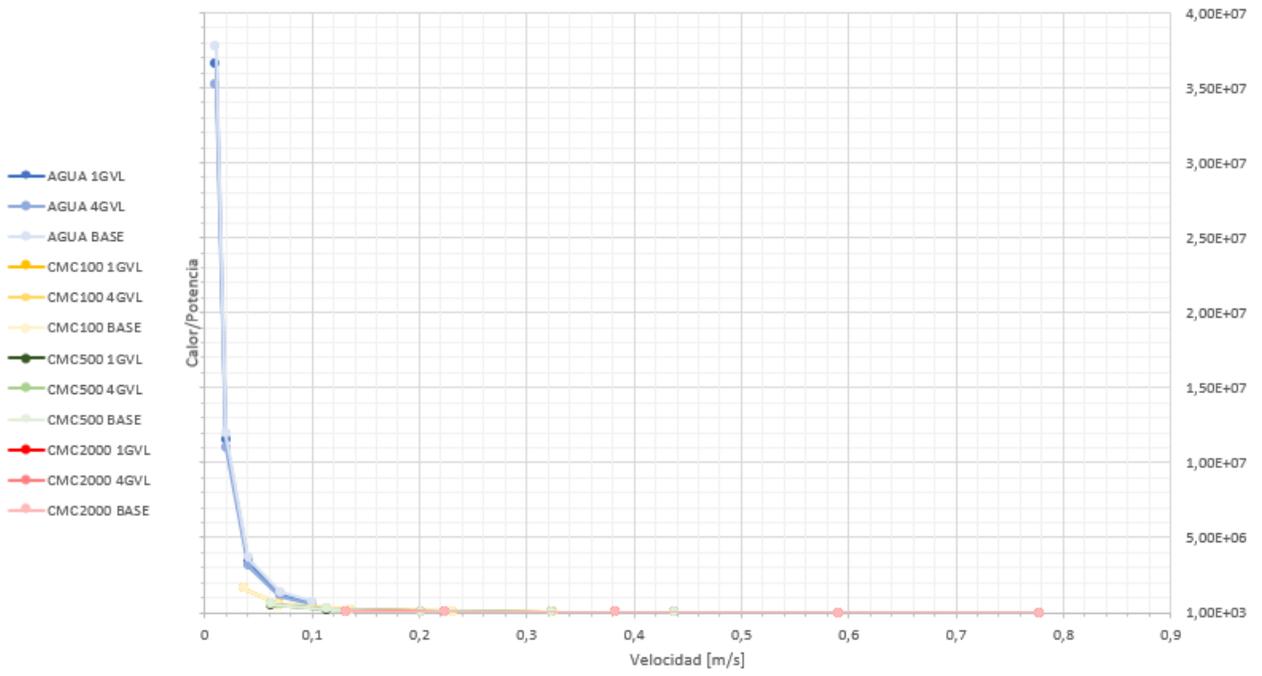


Figura 5.57: Razón entre calor y potencia según velocidad

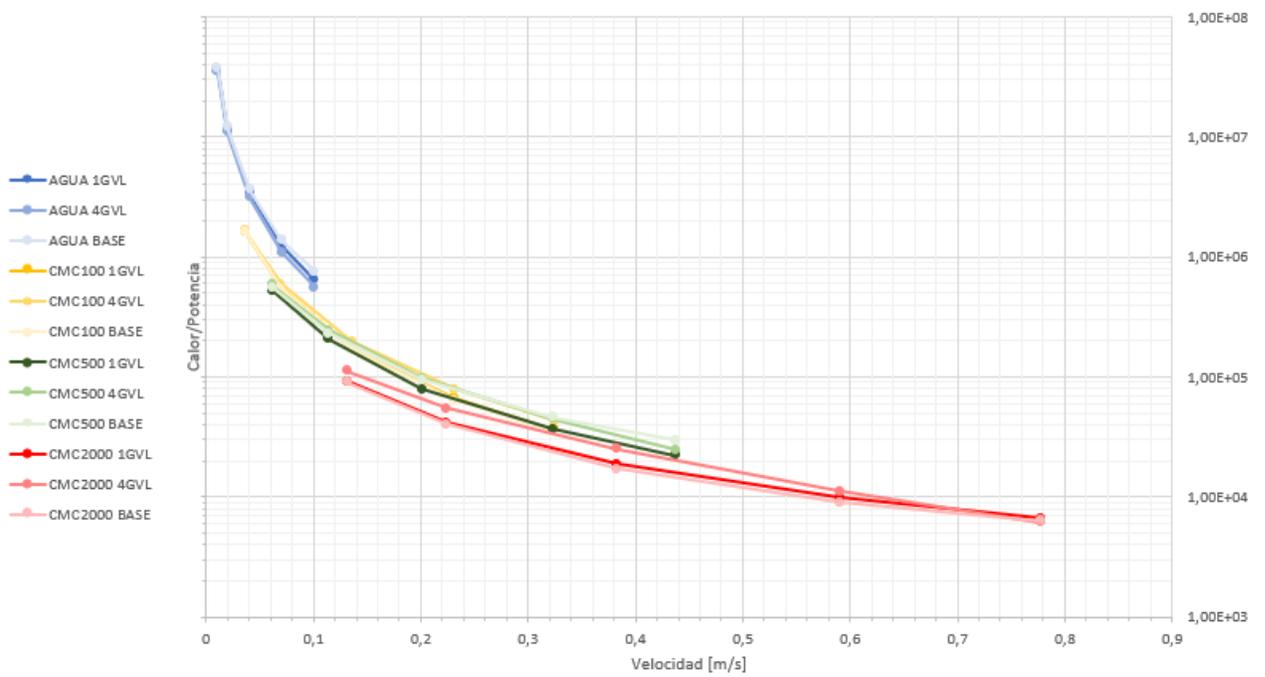


Figura 5.58: Razón entre calor y potencia en escala logarítmica según velocidad

# Capítulo 6

## Conclusiones

El presente trabajo corresponde a la simulación de un flujo en un canal rectangular mediante Ansys Fluent. Se estudian tres casos para el canal: Caso base sin presencia de generadores, caso con un par de generadores de vórtices y un caso con cuatro pares de generadores de vórtices. Se consideró además el estudio para los siguientes  $Re$ : 100, 200, 400, 700 y 1000. Como fluidos de trabajo se consideró el agua como fluido newtoniano y soluciones de agua con distintas concentraciones de CMC (100, 500 y 2000 ppm) que actúa como fluido no-newtoniano.

En base a los resultados mostrados en el desarrollo de este trabajo se encuentra que el uso de fluidos no-newtonianos, representados una solución de agua y tres concentraciones distintas de CMC, aumenta el número de Nusselt considerablemente dentro del canal. Se encuentra que el aumento del número de Nusselt es mayor según la concentración mayor sea la concentración de CMC.

Por otro lado este aumento significativo del número de Nusselt viene asociado a una gran caída de presión a través del canal, requiriendo mayores potencias hidráulica para los fluidos no-newtonianos. Esto conlleva que los rendimientos asociados al aumento sean menores.

Al comparar el aumento de calor transferido en razón al caso base este aumenta considerablemente en los casos con fluidos de CMC comparado con el agua, exceptuando el caso de CMC500, que presenta el peor aumento para el canal con un par de generadores. En el caso de cuatro pares de generadores, todos los flujos de CMC presentan un aumento mayor que la del agua, presentando una pequeña disminución de este aumento para los flujos de CMC500 y CMC2000, que incluso resulta que para un  $Re=1000$ , el flujo con mayor aumento en el calor transferido es el de CMC100.

Se encontró también que, en el caso particular de la solución de agua con CMC, aunque exista una tendencia en cada caso de tener una mayor transferencia de calor reflejada en el Nusselt y una mayor caída de presión, al momento de comparar el aumento de transferencia de calor asociado a la presencia de los generadores de vórtices longitudinales no existe una tendencia clara entre las concentraciones de CMC y el resultado obtenido. Sin embargo, al comparar en base a las razones de transferencia de calor, existe una clara mejoría para los casos con CMC, exceptuando el caso de CMC500 en el canal con un par de generadores.

En términos de rendimiento se encuentra que para cierto rango de  $Re$  el agua obtiene el

mayor rendimiento, pero para otros rangos el fluido no-newtoniano obtiene el mayor rendimiento, por lo que se puede considerar dado ciertos parámetros y si se deja de lado el gasto energético dada la mayor potencia de bombeo, el uso de ciertos fluidos no newtonianos sea mejor que el uso del fluido newtoniano.

Finalmente, se vio en la comparación de la razón de calor potencia que el agua presenta la mejor relación, dado que requiere de menos potencia asociada a la caída de presión, sin embargo en el rango estudiado esta razón decae rápidamente, para los otros flujos se da la tendencia de ser más estable pero tener una razón menor a medida que aumenta la concentración de CMC.

Con todos los resultados está claro que el aumento de transferencia de calor en las soluciones de CMC es mayor que la del agua, exceptuando el caso de CMC500, pero en el caso particular de este estudio no es posible establecer parámetros que indiquen si estos sean mejores en general. A pesar de esto, es de interés estudiar si este aumento en el calor transferido se mantiene para distintas configuraciones, o comparar según otras variables, ya que comparar en base al Reynolds solamente no basta para realizar una evaluación de si es conveniente utilizar estos fluidos antes que utilizar los fluidos convencionales como el agua.

# Capítulo 7

## Bibliografía

[1] Fiebig, M., Kallweit, P., Mitra, N. & Tiggelbeck, S. (1991). Heat Transfer Enhancement and Drag by Longitudinal Vortex Generators in Channel Flow. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 4, 103-114.

[2] Chhabra, R. P. & Richardson, J. F. (2008). *Non-Newtonian Flow and Applied Rheology*. (ed. 2)

[3] Shamsi, M. R., Akbari, O. A., Marzban, A., Toghraie, D. & Mashayekhi, R. (2017). Increasing heat transfer of non-Newtonian nanofluid in rectangular microchannel with triangular ribs. *Physica E: Low-dimensional Systems and Nanostructures*, 93, 167-178.

[4] Srisamran, C. & Devahastin, S. (2006). Numerical simulation of Flow and mixing behavior of impinging streams of shear-thinning fluids. *Chemical Engineering science*, 61, 4884-4892.

[5] Fiebig, M. (1998). Vortices, Generators and Heat Transfer. *Chemical Engineering Research and Design*, 76(2), 128-123.

[6] Ke, Z., Chen, C., Li, K., Wang, S. & Chen, C. (2019). Vortex dynamics and heat transfer of longitudinal vortex generators in a rectangular channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 132, 871-885.

[7] Zhang, J., Jia, L., Yang, W., Taler, J. & Oclon, P. (2019) Numerical analysis and parametric optimization on flow and heat transfer of a microchannel with longitudinal vortex generators. *International Journal of Thermal Sciences*, 141, 211-221.

[8] Zhou, E. & Bayazitoglu, Y. (2019). Developing laminar natural convection of power law fluids in vertical open ended channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 128, 354-362.

# Anexo A

## Resultados numéricos simulaciones

Tabla A.1: Agua - 1 GVL

<b>Re</b>	100	200	400	700	1000
<b>Vin</b>	0,010124221	0,020248441	0,0404969	0,0708695	0,101242
<b>mpunto</b>	0,00133399	0,00266798	0,00533597	0,00933794	0,0133399
<b>tsalida</b>	302,165	300,356	298,833	297,773	297,196
<b>Pin</b>	2,01551E-07	2,10156E-07	4,69671E-06	1,22357E-05	2,19812E-05
<b>Pout</b>	-0,000110824	-0,000248303	-0,000615192	-0,00133489	-0,00223524
<b>dP</b>	0,841102659	1,882675424	4,696126591	10,20549773	17,10016061
<b>dT</b>	9,706877349	10,91185529	11,84509494	12,46152542	12,78746793
<b>h</b>	565,2841696	807,2108947	1179,310409	1605,212851	1964,557833
<b>Nu</b>	9,350553878	13,35234448	19,50736658	26,55236084	32,49640597
<b>f</b>	0,815886968	0,456558522	0,284708501	0,202031762	0,165875772
<b>Q</b>	40.95	57.98	84.39	116.1	144.1

Tabla A.2: Agua - 4 GVL

<b>Re</b>	100	200	400	700	1000
<b>Vin</b>	0,010124221	0,020248441	0,0404969	0,0708695	0,101242
<b>mpunto</b>	0,00133399	0,00266318	0,00533597	0,00933794	0,0133399
<b>tsalida</b>	302,907	300,907	299,328	298,213	297,529
<b>Pin</b>	2,45759E-06	6,51019E-06	1,87866E-05	-4,38985E-05	7,70396E-05
<b>Pout</b>	-0,00013034	-0,000324314	-0,000897088	-0,00209018	-0,00366963
<b>dP</b>	1,006042348	2,506243864	6,938443939	15,50213258	28,38386061
<b>dT</b>	9,171592772	10,55756242	11,54848301	12,20856739	12,60013232
<b>h</b>	646,7125606	895,1790796	1312,248945	1789,515323	2151,994273
<b>Nu</b>	10,69748804	14,80745555	21,70634722	29,60096947	35,5968546
<b>f</b>	0,975885868	0,60997066	0,420651772	0,306885881	0,275330442
<b>Q</b>	45.52	70.75	110.9	158.9	202.131

Tabla A.3: Agua - Caso base

<b>Re</b>	100	200	400	700	1000
<b>Vin</b>	0,010124221	0,020248441	0,0404969	0,0708695	0,101242
<b>mpunto</b>	0,0013387	0,00266798	0,00533597	0,00933794	0,0133399
<b>tsalida</b>	301,961	299,991	298,521	297,555	296,979
<b>Pin</b>	1,12379E-05	2,45727E-05	5,76438E-05	0,000109176	0,000160286
<b>Pout</b>	-0,000115879	-0,000249645	-0,000569716	-0,00114889	-0,00182399
<b>dP</b>	0,963006818	2,077406818	4,752725758	9,53080303	15,03239394
<b>dT</b>	9,849290081	11,14131476	12,0290726	12,58541761	12,90845171
<b>h</b>	546,6333629	751,3577153	1099,158449	1516,816875	1845,498434
<b>Nu</b>	9,042044667	12,42845842	18,18154629	25,09017354	30,52700477
<b>f</b>	0,934136468	0,503781911	0,288139895	0,188675259	0,145817925
<b>f</b>	0,934136468	0,503781911	0,288139895	0,188675259	0,145817925
<b>Q</b>	40.01	54.48	75.36	101.6	126.8

Tabla A.4: CMC100 - 1 GVL

Re	100	200	400	700	1000
Vin	0,0362273	0,0701551	0,135857	0,231639	0,325467
mpunto	0,004782	0,00926047	0,0179331	0,0305764	0,0429616
tsalida	299,238	298,019	296,955	296,224	295,833
Pin	-4,15922E-06	-1,77649E-05	-6,74234E-05	-0,000160002	-0,000274114
Pout	-0,00130097	-0,00277607	-0,00646105	-0,0133473	-0,0216857
dP	9,824324091	20,89625076	48,43656515	99,90377273	162,2089848
dT	11,60286122	12,32058817	12,9217808	13,32304962	13,53411842
h	1131,230212	1659,892392	2415,130703	3255,658845	3956,928477
Nu	16,03890515	23,53442858	34,24241315	46,15966129	56,1024625
f	0,742937893	0,421377788	0,260454018	0,184790776	0,151978708
Q	76.85	104.6	148.4	202.7	252.3

Tabla A.5: CMC100 - 4 GVL

Re	100	200	400	700	1000
Vin	0,0362273	0,0701551	0,135857	0,231639	0,325467
mpunto	0,004782	0,00926047	0,0179331	0,0305764	0,0429616
tsalida	299,534	298,429	297,515	296,852	296,386
Pin	2,94089E-05	0,00022413	0,000495874	0,000874238	0,00121434
Pout	-0,00153716	-0,00372804	-0,00967626	-0,0215133	-0,0369329
dP	11,86794621	29,94068182	77,06162121	169,6025606	288,9942424
dT	11,42323551	12,08290423	12,60805027	12,97886995	13,23488941
h	1203,540535	1830,807523	2825,701902	3992,977835	4836,244345
Nu	17,06414158	25,95771215	40,0636089	56,6135806	68,56965411
f	0,897481279	0,603760858	0,414377213	0,313711765	0,27076781
Q	90.0007	145.5	244.8	378	497

Tabla A.6: CMC100 - Caso Base

Re	100	200	400	700	1000
Vin	0,0362273	0,0701551	0,135857	0,231639	0,325467
mpunto	0,004782	0,00926047	0,0179331	0,0305764	0,0429616
tsalida	299,029	297,777	296,772	296,064	295,62
Pin	0,000177052	0,000417903	0,0010447	0,00223193	0,0036412
Pout	-0,00140369	-0,00291641	-0,00640952	-0,0126125	-0,0197102
dP	11,97531818	25,25994697	56,47136364	112,457803	176,9045455
dT	11,72836153	12,45924347	13,02308368	13,40970929	13,64811272
h	1081,629843	1562,275955	2285,463942	3074,092277	3628,860625
Nu	15,33565696	22,15039485	32,40396076	43,58535861	51,45102276
f	0,905600993	0,509372744	0,303658889	0,208011811	0,165747442
Q	72.69	94.49	122.8	154.1	183.2

Tabla A.7: CMC500 - 1 GVL

Re	100	200	400	700	1000
Vin	0,0618644	0,114716	0,200872	0,32314	0,437509
mpunto	0,00816611	0,0147148	0,026515	0,0426544	0,0577511
tsalida	298,168	297,254	296,413	295,853	295,534
Pin	2,19766E-05	7,25444E-05	0,000201296	0,00042111	0,000718647
Pout	-0,0030154	-0,00571229	-0,0116755	-0,0216895	-0,0330396
dP	23,01042879	43,82450303	89,97572727	167,5046212	255,7442955
dT	12,23462173	12,75498697	13,2201546	13,52337953	13,69394689
h	1517,778285	2159,39942	3011,983139	3959,510719	4702,181437
Nu	21,51949418	30,61658195	42,70475751	56,13907426	66,6688719
f	0,596712128	0,330514695	0,221313712	0,159208817	0,132603118
Q	97.05	129.3	182.9	250.8	314.9

Tabla A.8: CMC500 - 4 GVL

Re	100	200	400	700	1000
Vin	0,0618644	0,114716	0,200872	0,32314	0,437509
mpunto	0,00816611	0,0147148	0,026515	0,0426544	0,0577511
tsalida	298,417	297,544	296,973	296,324	296,08
Pin	0,000199955	0,000388657	0,000724492	0,00118391	0,00159103
Pout	-0,0036767	-0,0078316	-0,0176971	-0,0358425	-0,0597289
dP	29,36859848	62,27467424	139,5575152	280,5031061	464,5449242
dT	12,08991201	12,59164465	12,91178494	13,26867989	13,40106152
h	1609,948826	2336,53009	3589,922421	4701,736501	5840,270023
Nu	22,82631444	33,12799119	50,89894577	66,66256346	82,80501704
f	0,761591295	0,497359565	0,343270264	0,266610959	0,240866
Q	126.2	201.5	333.4	502.1	624.6

Tabla A.9: CMC500 - Caso Base

Re	100	200	400	700	1000
Vin	0,0618644	0,114716	0,200872	0,32314	0,437509
mpunto	0,00816611	0,0147148	0,026515	0,0426544	0,0577511
tsalida	297,996	297,102	296,397	295,855	295,476
Pin	0,000216	0,000417785	0,000762967	0,00118981	0,00155518
Pout	-0,00301561	-0,00541357	-0,0101676	-0,0175376	-0,0251983
dP	24,48189394	44,17693182	82,80732576	141,8743182	202,6778788
dT	12,33381724	12,8399795	13,22888778	13,52230531	13,72479694
h	1455,463428	2068,458633	2995,884021	3962,601169	4584,227098
Nu	20,63597633	29,32719748	42,47649961	56,18289154	64,99648157
f	0,634868474	0,352821108	0,203681562	0,134847876	0,105088243
Q	96.11	128.1	177.4	242.8	308.4

Tabla A.10: CMC2000 - 1 GVL

Re	100	200	400	700	1000
Vin	0,131343	0,224327	0,383138	0,590261	0,777443
mpunto	0,0173373	0,0296112	0,0505742	0,0779144	0,102623
tsalida	296,945	296,294	295,682	295,264	295,011
Pin	0,000126143	0,000336242	0,000846598	0,00169631	0,00248113
Pout	-0,011043	-0,0191629	-0,0354986	-0,0612614	-0,0888327
dP	84,6147197	147,7207727	275,3424091	476,9523485	691,7714394
dT	12,92733159	13,28500773	13,6150015	13,83714458	13,97038515
h	2327,98798	3230,568408	4383,603372	5609,302029	6499,943
Nu	33,00687871	45,8039219	62,15198107	79,53028682	92,15804898
f	0,486803644	0,291340082	0,186159162	0,135865308	0,113591877
Q	132.1	175.1	249.9	348.9	443.9

Tabla A.11: CMC2000 - 4 GVL

Re	100	200	400	700	1000
Vin	0,131343	0,224327	0,383138	0,590261	0,777443
mpunto	0,0173373	0,0296112	0,0505742	0,0779144	0,102623
tsalida	297,346	296,711	296,115	295,558	295,166
Pin	0,00057	0,00097063	0,00159417	0,00273189	0,00354069
Pout	-0,013629	-0,026816	-0,0548592	-0,10805	-0,172793
dP	107,5681818	210,5047727	427,6770455	839,2567424	1335,861288
dT	12,70333845	13,05672264	13,38213048	13,68116693	13,88886201
h	2609,843513	3703,172424	5179,918936	6409,97417	7042,026354
Nu	37,003107	52,50463668	73,44237065	90,8824452	99,84386165
f	0,618859024	0,415164886	0,289152698	0,23907184	0,21935423
Q	193.5	317.5	509.4	695.4	809

Tabla A.12: CMC2000 - Caso Base

Re	100	200	400	700	1000
Vin	0,131343	0,224327	0,383138	0,590261	0,777443
mpunto	0,0173373	0,0296112	0,0505742	0,0779144	0,102623
tsalida	296,776	296,12	295,566	295,101	294,769
Pin	0,00114136	0,00224359	0,00448256	0,00772139	0,0108498
Pout	-0,0113183	-0,0187371	-0,0326377	-0,0525467	-0,0720185
dP	94,39136364	158,9446212	281,2140909	456,5764394	627,7901515
dT	13,02087562	13,37942447	13,67690506	13,92308987	14,09700588
h	2212,251051	3038,32565	4175,024152	5173,319574	5666,394521
Nu	31,36592748	43,07824916	59,19468529	73,34880301	80,33976049
f	0,543050428	0,313476149	0,19012901	0,130060998	0,103085872
Q	120.4	148	185.5	236.3	299.5