



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

**AUMENTO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR MEDIANTE MODIFICACIÓN DE
ALETAS EN INTERCAMBIADORES DE TUBOS OVALADOS Y ALETAS**

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

CARLOS JOSÉ ENCINA RUBILAR

PROFESOR GUÍA:
ÁLVARO VALENCIA MUSALEM

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
WILLIAMS CALDERÓN MUÑOZ
RAMÓN FREDERICK GONZÁLEZ

SANTIAGO DE CHILE
2018

**RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR AL
TÍTULO DE:** Ingeniero Civil Mecánico
POR: Carlos José Encina Rubilar
FECHA: 18/01/2018
PROFESOR GUÍA: Álvaro Valencia Musalem

AUMENTO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR MEDIANTE MODIFICACIÓN DE ALETAS EN INTERCAMBIADORES DE TUBOS OVALADOS Y ALETAS

Este trabajo consiste en simular diferentes modelos de intercambiadores de calor, mediante Ansys Fluent, con el fin de determinar los efectos de la modificación de aletas en la transferencia de calor y la pérdida de carga reflejados en la caída de presión.

El objetivo principal de este trabajo es evaluar térmicamente y globalmente, mediante simulación numérica, los efectos de la modificación de aletas sobre un flujo de aire en intercambiadores de calor de tubos ovalados. Para lograrlo se determina un modelo para validación, se realiza la validación y se determina la independencia del mallado. Luego se define un modelo base con tubos ondulados y se definen las configuraciones de aletas a estudiar. Finalmente, se simulan los 4 casos de aletas mejoradas correspondientes a aletas onduladas, con generadores de vórtices longitudinales (GVL), aletas con persianas y una combinación entre aletas onduladas y con GVL.

La validación se confirma dado que las diferencias con el estudio experimental alcanzan un máximo de 8,1 % y 9,8 % para f y j respectivamente. Además la independencia del mallado se concreta al tener diferencias máximas de un 1,26 % y 4,70 % en f y j respectivamente, entre el mallado medio y el mallado fino.

En los modelos estudiados se detectan los diferentes mecanismos de aumento en la transferencia de calor. Entre ellos destacan la mezcla del fluido y desestabilización de flujo presenciadas en las aletas onduladas. Por otro lado se evidencia el efecto de los vórtices longitudinales al provocar un adelgazamiento en la capa límite térmica cerca de las aletas.

De todos los intercambiadores estudiados, el que muestra un mayor aumento en la transferencia de calor respecto al modelo base de aletas planas, se da en el caso de aletas con persianas con un aumento del 63,02 % para un $Re_H = 2200$. El mayor aumento en la caída de presión para un mismo valor de $Re_H = 3000$, lo logra el modelo con aletas combinadas alcanzando un 187,41 %. En definitiva, en términos de transferencia de calor, el intercambiador de aletas con persianas logra el mejor desempeño respecto a los otros modelos estudiados. Además, gracias al factor de rendimiento global JF , se detecta que el mismo intercambiador con persianas obtiene el mejor desempeño global integrando la transferencia de calor y la caída de presión.

*Dedicado a mi familia y amigos,
quienes han sido los pilares principales en mi carrera como estudiante.*

*Walk on, Walk on
Whith hope in your heart
And you'll never walk alone
-Gerry and the Pacemakers*

Agradecimientos

Quiero agradecer a mis padres y hermana quienes han sido el primer apoyo en la vida, gracias a ustedes he llegado a ser el estudiante, amigo y persona que conocen.

Agradecer a mi comisión, por su buena disposición y confianza para que este trabajo se haya logrado.

Por último agradecer a mis amigos de Bachillerato, Ingeniería y Odontología (Ellos saben quienes son) , con los cuales hemos vivido infinitas aventuras. Gracias por su amistad, por su apoyo incondicional en los momentos más difíciles y por esas historias que quedarán para siempre.

Tabla de Contenido

Resumen	i
Dedicatoria	ii
Agradecimientos	iii
Índice de Ilustraciones	vi
1. Introducción	1
1.1. Objetivo General	1
1.2. Objetivos Específicos	1
1.3. Alcances	2
2. Antecedentes Específicos	3
2.1. Tipos de Intercambiadores de Calor	3
2.1.1. Intercambiadores de Tubo y Coraza	3
2.1.2. Intercambiadores de Placas	4
2.1.3. Intercambiadores de Tubos Aletados	4
2.2. Ecuaciones Gobernantes	5
2.3. Mecanismos que modifican la transferencia de calor en intercambiadores	9
2.3.1. Superficies Extendidas	9
2.3.2. Reducción o reinicio de capa límite	9
2.3.3. Mezcla de Fluidos	10
2.3.4. Desestabilización o intensificación de la turbulencia	10
2.4. Tipos de Mejoramiento	10
2.4.1. Técnicas Pasivas	10
2.5. Estudios Previos	14
3. Descripción de Modelos	17
3.1. Modelos físicos	17
3.1.1. Modelo de Validación	17
3.1.2. Modelo base con tubos ovalados	18
3.1.3. Modelo con generadores de vórtices longitudinales	18
3.1.4. Modelo con aletas onduladas	19
3.1.5. Modelo con aletas con persianas	20
3.1.6. Modelo con aletas combinadas	22
3.2. Dominio computacional	22
3.3. Condiciones de borde	23
3.4. Parámetros	26
3.4.1. Parámetros de validación	26
3.4.2. Parámetros de entrada	28

3.4.3. Parámetros de salida	29
4. Metodología	32
5. Presentación y Análisis de Resultados	36
5.1. Validación	36
5.2. Independencia del mallado	37
5.3. Intercambiador con tubos ovalados y aletas planas	39
5.4. Intercambiador con aletas onduladas	42
5.5. Intercambiador con GVL	46
5.6. Intercambiador con aletas con persianas	50
5.7. Intercambiador con aletas combinadas	53
5.8. Comparación entre intercambiadores	57
5.8.1. Factor de Fricción	57
5.8.2. Factor de Colburn	58
5.8.3. Evaluación de rendimiento en intercambiadores	59
6. Discusión y Conclusiones	62
Bibliografía	64
Anexos	66
Anexo A. Perfiles de temperatura, presión y velocidad para intercambiador con aletas planas.	66
Anexo B. Perfiles de temperatura, presión y velocidad para intercambiador con aletas onduladas.	71
Anexo C. Perfiles de temperatura, presión y velocidad para intercambiador con GVL.	77
Anexo D. Perfiles de temperatura, presión y velocidad para intercambiador con aletas y persianas	84
Anexo E. Perfiles de temperatura, presión y velocidad para intercambiador con aletas combinadas	91

Índice de Ilustraciones

2.1. Intercambiador de calor de tubo y coraza (Fuente: [6]).	3
2.2. Intercambiador de placas (Fuente: [4]).	4
2.3. Intercambiadores de Tubos Aletados (Fuente: [6]).	5
2.4. Rugosidad en el tubo del intercambiador de calor (Fuente: [8]).	11
2.5. Aleta con tiras (Fuente: [8]).	11
2.6. Desarrollo de capa límite en aletas con tiras (Fuente: [8]).	12
2.7. Intercambiador de calor con tubos circulares y aletas con persianas.	12
2.8. Intercambiador de tubos planos y aletas con persianas (Fuente: [11]).	12
2.9. Aletas onduladas o corrugadas en intercambiadores de calor (Fuente: [8]).	13
2.10. Aletas perforadas en intercambiador de calor (Fuente: [8]).	13
2.11. Rugosidad en el tubo del intercambiador de calor (Fuente: [4]).	14
2.12. Modelo con arreglo de tubos alineados y escalonados (Fuente: [17]).	16
2.13. Comparación de líneas de corriente para un $Re=7000$ (Fuente: [17]).	16
3.1. Intercambiador de calor de tubos circulares y aletas planas	17
3.2. Dimensiones del intercambiador para la validación.	17
3.3. Intercambiador de calor de tubos ovalados y aletas planas.	18
3.4. Dimensiones del tubo ovalado.	18
3.5. Intercambiador con generadores de vórtices.	19
3.6. Intercambiador con generadores de vórtices.	19
3.7. Intercambiador de calor con aletas onduladas.	20
3.8. Dimensiones de aletas onduladas.	20
3.9. Intercambiador de tubos ovalados y aletas con persianas.	21
3.10. Dimensiones de aletas con persianas.	21
3.11. Dimensiones de aletas con persianas.	21
3.12. Intercambiador de aletas combinadas.	22
3.13. Posición del generador de vórtices en las aletas.	22
3.14. Dominio computacional para el modelo de validación.	23
3.15. Dominio computacional para el modelo con persianas.	23
3.16. Dominio computacional y condiciones de borde.	25
3.17. Dominio computacional y condiciones de borde para el intercambiador de aletas con persianas.	26
4.1. Diagrama del proceso de la metodología de trabajo.	32
4.2. Diagrama del proceso de validación.	34
5.1. Mallado del modelo de validación, 969.600 elementos.	38
5.2. Líneas de flujo en intercambiador con tubos ovalados para $Re_H = 3000$	40
5.3. Comparación de líneas de flujo para intercambiador con tubos ovalados y tubos ondulados.	40
5.4. Distribución de temperatura en intercambiador con tubos ovalados para $Re_H = 3000$	41
5.5. Perfil de temperatura en aletas para $Re_H = 3000$	41

5.6. Valores del factor de Colburn para $Re_H = 2200, 3000, 4000$ y 5000	42
5.7. Valores del factor de Fricción para $Re_H = 2200, 3000, 4000$ y 5000	42
5.8. Posiciones de las diferentes secciones de control.	43
5.9. Vectores velocidad en S1 y S2 para un $Re_H = 3000$	43
5.10. Distribución de temperatura en plano medio del intercambiador con aletas onduladas para $Re_H = 3000$	44
5.11. Distribución de temperatura en secciones S3, S4, S5, S6, S7, S9, S10 y S11 del intercambiador con aletas onduladas para $Re_H = 3000$	44
5.12. Velocidades tangenciales en secciones S3, S4, S5, S6, S7, S9, S10 y S11 del intercambiador con aletas onduladas para $Re_H = 3000$	45
5.13. Valores del factor de Colburn para $Re_H = 2200, 3000, 4000$ y 5000 . en intercambiador de aletas planas y aletas onduladas.	46
5.14. Valores del factor de Fricción para $Re_H = 2200, 3000, 4000$ y 5000 . en intercambiador de aletas planas y aletas onduladas.	46
5.15. Posiciones de las diferentes secciones de control.	47
5.16. Líneas de flujo en secciones S3, S4, S5 y S6. para $Re_H = 3000$	48
5.17. Vectores velocidad en secciones S1 y S2. para $Re_H = 3000$	48
5.18. Líneas de flujo en secciones S4.1 y S4.2. para $Re_H = 3000$	48
5.19. Distribución de temperatura en todas las secciones de control para $Re_H = 3000$. . .	49
5.20. Valores del factor de Colburn para $Re_H = 2200, 3000, 4000$ y 5000 . en intercambiador de aletas planas y aletas con GVL.	49
5.21. Valores del factor de Colburn para $Re_H = 2200, 3000, 4000$ y 5000 . en intercambiador de aletas planas y aletas con GVL.	50
5.22. Posiciones de las secciones de control para intercambiador de aletas con persianas. .	50
5.23. Vectores velocidad en plano medio y plano vertical en intercambiador de calor con aletas para $Re_H = 3000$	51
5.24. Líneas de flujo en secciones transversales en intercambiador de calor con aletas para $Re_H = 3000$	51
5.25. Perfil de temperatura en aletas y persianas en intercambiador de calor con persianas para $Re_H = 3000$	52
5.26. Valores del factor de Fricción para $Re_H = 2200, 3000, 4000$ y 5000 . en intercambiador de aletas con persianas.	52
5.27. Valores del factor de Colburn para $Re_H = 2200, 3000, 4000$ y 5000 . en intercambiador de aletas con persianas.	53
5.28. Secciones de control en intercambiador de calor con aletas combinadas.	53
5.29. Líneas de flujo en secciones transversales en intercambiador con aletas combinadas para $Re_H = 3000$	54
5.30. Vectores velocidad en plano medio del intercambiador con aletas combinadas para $Re_H = 3000$	54
5.31. Distribución de temperatura en plano medio en intercambiador con aletas combinadas para $Re_H = 3000$	55

5.32. Distribución de temperatura en secciones transversales (S3 a S9) en intercambiador con aletas combinadas para $Re_H = 3000$	56
5.33. Valores del factor de Colburn en intercambiador con aletas combinadas y aletas planas para $Re_H = 2200, 3000, 4000$ y 5000	56
5.34. Valores del factor de Fricción en intercambiador con aletas combinadas y aletas planas para $Re_H = 2200, 3000, 4000$ y 5000	57
5.35. Valores del factor de fricción y caída de presión en intercambiadores estudiados para $Re_H = 2200, 3000, 4000$ y 5000	58
5.36. Valores del factor de colburn y factor de transferencia de calor en intercambiadores estudiados para $Re_H = 2200, 3000, 4000$ y 5000	59
5.37. Valores del factor de rendimiento de área en todos los intercambiadores estudiados para $Re_H = 2200, 3000, 4000$ y 5000	59
5.38. Evaluación de rendimiento sugerido por LaHaye et al. para todos los intercambiadores estudiados con $Re_H = 2200, 3000, 4000$ y 5000	60
5.39. Factor de rendimiento global JF para todos los intercambiadores estudiados con $Re_H = 2200, 3000, 4000$ y 5000	61
5.40. factor de rendimiento térmico η para todos los intercambiadores estudiados con $Re_H = 2200, 3000, 4000$ y 5000	61
A.1. Perfiles de temperatura para a) $Re_H = 2200$, b) $Re_H = 3000$, c) $Re_H = 4000$ y d) $Re_H = 5000$ en plano medio del intercambiador con aletas planas.	66
A.2. Perfil de temperatura en aletas para $Re_H = 2200$	67
A.3. Perfil de temperatura en aletas para $Re_H = 3000$	67
A.4. Perfil de temperatura en aletas para $Re_H = 4000$	67
A.5. Perfil de temperatura en aletas para $Re_H = 5000$	68
A.6. Perfiles de presión para a) $Re_H = 2200$ en plano medio del intercambiador con aletas planas.	68
A.7. Perfiles de presión para a) $Re_H = 3000$ en plano medio del intercambiador con aletas planas.	68
A.8. Perfiles de presión para a) $Re_H = 4000$ en plano medio del intercambiador con aletas planas.	69
A.9. Perfiles de presión para a) $Re_H = 5000$ en plano medio del intercambiador con aletas planas.	69
A.10. Vectores de velocidad para a) $Re_H = 2200$ en plano medio del intercambiador con aletas planas.	69
A.11. Vectores de velocidad para a) $Re_H = 4000$ en plano medio del intercambiador con aletas planas.	70
A.12. Vectores de velocidad para a) $Re_H = 5000$ en plano medio del intercambiador con aletas planas.	70
B.1. Perfiles de temperatura para a) $Re_H = 2200$, b) $Re_H = 3000$, c) $Re_H = 4000$ y d) $Re_H = 5000$ en plano medio del intercambiador con aletas onduladas.	71
B.2. Perfil de temperatura en aletas para $Re_H = 2200$	71

B.3. Perfil de temperatura en aletas para $Re_H = 3000$	72
B.4. Perfil de temperatura en aletas para $Re_H = 4000$	72
B.5. Perfil de temperatura en aletas para $Re_H = 5000$	72
B.6. Perfiles de presión para a) $Re_H = 2200$ en plano medio del intercambiador con aletas onduladas.	73
B.7. Perfiles de presión para a) $Re_H = 3000$ en plano medio del intercambiador con aletas onduladas.	73
B.8. Perfiles de presión para a) $Re_H = 4000$ en plano medio del intercambiador con aletas onduladas.	73
B.9. Perfiles de presión para a) $Re_H = 5000$ en plano medio del intercambiador con aletas onduladas.	74
B.10. Vectores de velocidad para a) $Re_H = 2200$ en plano medio del intercambiador con aletas onduladas.	74
B.11. Vectores de velocidad para a) $Re_H = 4000$ en plano medio del intercambiador con aletas onduladas.	74
B.12. Vectores de velocidad para a) $Re_H = 5000$ en plano medio del intercambiador con aletas onduladas.	75
B.13. Vectores de velocidad en secciones transversales para a) $Re_H = 2200$ en plano medio del intercambiador con aletas onduladas.	75
B.14. Vectores de velocidad en secciones transversales para a) $Re_H = 4000$ en plano medio del intercambiador con aletas onduladas.	76
B.15. Vectores de velocidad en secciones transversales para a) $Re_H = 5000$ en plano medio del intercambiador con aletas onduladas.	76
C.1. Perfiles de temperatura para a) $Re_H = 2200$, b) $Re_H = 3000$, c) $Re_H = 4000$ y d) $Re_H = 5000$ en plano ubicado en la altura media del GVL del intercambiador con GVL.	77
C.2. Perfiles de temperatura en secciones transversales para a) $Re_H = 2200$ en intercambiador con GVL.	78
C.3. Perfiles de temperatura en secciones transversales para a) $Re_H = 4000$ en intercambiador con GVL.	78
C.4. Perfiles de temperatura en secciones transversales para a) $Re_H = 5000$ en intercambiador con GVL.	79
C.5. Perfiles de presión para a) $Re_H = 2200$ en plano ubicado en la altura media del GVL del intercambiador con GVL.	79
C.6. Perfiles de presión para a) $Re_H = 3000$ en plano ubicado en la altura media del GVL del intercambiador con GVL.	79
C.7. Perfiles de presión para a) $Re_H = 4000$ en plano ubicado en la altura media del GVL del intercambiador con GVL.	80
C.8. Perfiles de presión para a) $Re_H = 5000$ en plano ubicado en la altura media del GVL del intercambiador con GVL.	80

C.9. Vectores de velocidad en plano ubicado en la altura media del GVL para a) $Re_H = 2200$ en intercambiador con GVL.	80
C.10. Vectores de velocidad en plano ubicado en la altura media del GVL para a) $Re_H = 4000$ en intercambiador con GVL.	81
C.11. Vectores de velocidad en plano ubicado en la altura media del GVL para a) $Re_H = 5000$ en intercambiador con GVL.	81
C.12. Líneas de flujo en secciones transversales para a) $Re_H = 2200$ en intercambiador con GVL.	82
C.13. Líneas de flujo en secciones transversales para a) $Re_H = 4000$ en intercambiador con GVL.	82
C.14. Líneas de flujo en secciones transversales para a) $Re_H = 5000$ en intercambiador con GVL.	83
D.1. Perfil de temperatura en plano medio, en intercambiador con persianas para $Re_H = 2200$	84
D.2. Perfil de temperatura en plano medio, en intercambiador con persianas para $Re_H = 3000$	84
D.3. Perfil de temperatura en plano medio, en intercambiador con persianas para $Re_H = 4000$	84
D.4. Perfil de temperatura en plano medio, en intercambiador con persianas para $Re_H = 5000$	85
D.5. Perfil de temperatura en aletas para $Re_H = 2200$	85
D.6. Perfil de temperatura en aletas para $Re_H = 3000$	85
D.7. Perfil de temperatura en aletas para $Re_H = 4000$	86
D.8. Perfil de temperatura en aletas para $Re_H = 5000$	86
D.9. Perfiles de presión en a) plano medio y b) plano cercano a aleta baja para $Re_H = 2200$ en intercambiador con persianas.	86
D.10. Perfiles de presión en a) plano medio y b) plano cercano a aleta baja para $Re_H = 3000$ en intercambiador con persianas.	87
D.11. Perfiles de presión en a) plano medio y b) plano cercano a aleta baja para $Re_H = 4000$ en intercambiador con persianas.	87
D.12. Perfiles de presión en a) plano medio y b) plano cercano a aleta baja para $Re_H = 5000$ en intercambiador con persianas.	88
D.13. vectores de velocidad en plano medio para $Re_H = 2200$ en intercambiador con persianas.	88
D.14. vectores de velocidad en plano medio para $Re_H = 3000$ en intercambiador con persianas.	88
D.15. vectores de velocidad en plano medio para $Re_H = 4000$ en intercambiador con persianas.	89
D.16. vectores de velocidad en plano medio para $Re_H = 5000$ en intercambiador con persianas.	89

D.17. Líneas de flujo en secciones transversales para $Re_H = 2200$ en intercambiador con persianas.	89
D.18. Líneas de flujo en secciones transversales para $Re_H = 2200$ en intercambiador con persianas.	90
D.19. Líneas de flujo en secciones transversales para $Re_H = 2200$ en intercambiador con persianas.	90
E.1. Perfiles de temperatura para a) $Re_H = 2200$, b) $Re_H = 3000$, c) $Re_H = 4000$ y d) $Re_H = 5000$ en plano medio del intercambiador con aletas combinadas.	91
E.2. Perfil de temperatura en aletas para $Re_H = 2200$	91
E.3. Perfil de temperatura en aletas para $Re_H = 3000$	92
E.4. Perfil de temperatura en aletas para $Re_H = 4000$	92
E.5. Perfil de temperatura en aletas para $Re_H = 5000$	92
E.6. Perfiles de temperatura en secciones transversales para a) $Re_H = 2200$ en intercambiador con aletas combinadas.	93
E.7. Perfiles de temperatura en secciones transversales para a) $Re_H = 4000$ en intercambiador con aletas combinadas.	93
E.8. Perfiles de temperatura en secciones transversales para a) $Re_H = 5000$ en intercambiador con aletas combinadas.	94
E.9. Perfiles de presión para a) $Re_H = 2200$ en plano medio del intercambiador con aletas combinadas.	94
E.10. Perfiles de presión para a) $Re_H = 3000$ en plano medio del intercambiador con aletas combinadas.	94
E.11. Perfiles de presión para a) $Re_H = 4000$ en plano medio del intercambiador con aletas combinadas.	95
E.12. Perfiles de presión para a) $Re_H = 5000$ en plano medio del intercambiador con aletas combinadas.	95
E.13. Vectores de velocidad en plano medio para a) $Re_H = 2200$ en intercambiador con aletas combinadas.	95
E.14. Vectores de velocidad en plano medio para a) $Re_H = 4000$ en intercambiador con aletas combinadas.	96
E.15. Vectores de velocidad en plano medio para a) $Re_H = 5000$ en intercambiador con aletas combinadas.	96
E.16. Líneas de flujo en secciones transversales para a) $Re_H = 2200$ en intercambiador con aletas combinadas.	97
E.17. Líneas de flujo en secciones transversales para a) $Re_H = 4000$ en intercambiador con aletas combinadas.	97
E.18. Líneas de flujo en secciones transversales para a) $Re_H = 5000$ en intercambiador con aletas combinadas.	98

1. Introducción

Un intercambiador de calor se considera una combinación de componentes que permiten una transmisión de energía térmica de manera fácil y eficiente. En la década de 1960 comenzaron a surgir diversas modificaciones en las aletas del intercambiador para aumentar la eficiencia de estos. Esto se realiza en base a que una de las limitaciones del rendimiento de un intercambiador de calor se encuentra en el lado del aire, dado que su resistencia térmica es dominante comparado con el agua a causa del bajo coeficiente de transferencia de calor. Se estima que la resistencia térmica en el lado del aire puede alcanzar un 85 % o más de la resistencia total en el equipo [1].

Para este estudio se considera un intercambiador de tubos ovalados y aletas donde un fluido líquido (agua) pasa por los tubos, mientras que un fluido gaseoso (aire) pasa por la zona de aletas. Estos equipos se utilizan en sistemas de aire acondicionado, calefactores, plantas de generación de energía y distintos procesos industriales.

El motivo de este estudio es aportar en el conocimiento de los mecanismos de aumento de transferencia de calor en intercambiadores de tubos y aletas, principalmente mecanismos que modifican las aletas de este. Se busca no solo la comparación entre diferentes mecanismos individuales, sino que también la combinación de estos y los efectos que estos puedan generar en el flujo de aire y la transferencia de calor global.

1.1. Objetivo General

El objetivo de este estudio es evaluar térmicamente y globalmente, mediante simulación numérica, los efectos de la modificación de aletas sobre un flujo de aire en intercambiadores de calor de tubos ovalados.

1.2. Objetivos Específicos

- Determinar la independencia del mallado en modelo base de validación.
- Validar las simulaciones mediante los resultados entregados por un estudio experimental[2].
- Definir y modelar las técnicas de aumento de la transferencia de calor y combinaciones de estas para evaluar en simulaciones.
- Realizar simulaciones en software ANSYS FLUENT para las distintas configuraciones.
- Comparar resultados en base a la transferencia de calor y términos globales (integración entre la transferencia de calor y caída de presión).

1.3. Alcances

Este estudio consiste sólo en simulaciones numéricas, sin pruebas experimentales. Por otro lado, las evaluaciones realizadas solo se limitan al comportamiento térmico e integral del intercambiador, mientras que en su geometría solo se varía la estructura correspondiente a las aletas, manteniendo constante el arreglo y número de tubos.

2. Antecedentes Específicos

En esta sección se entrega la información necesaria para entender el tema de este trabajo. Se presentan los tipos de intercambiadores de calor, ecuaciones gobernantes en estos equipos, mecanismos de transferencia de calor, tipos de mejoramiento y estudios previos.

2.1. Tipos de Intercambiadores de Calor

Un intercambiador de calor se entiende como un equipo que permite el flujo de energía térmica entre dos o más fluidos, entre una superficie sólida y un fluido o entre partículas sólidas y un fluido, siempre a diferentes temperaturas y en contacto térmico. Dentro de las aplicaciones más destacadas de estos equipos se encuentra la generación de energía, procesos, industrias químicas y de alimentos, electrónica, recuperación de calor, aire acondicionado, refrigeración e ingeniería espacial [3].

Estos equipos tienen distintos criterios de clasificación entre los que destacan el proceso de transferencia, construcción, tipo de flujo y mecanismo de transferencia de calor. Se decide focalizar la descripción de los intercambiadores a los que utilizan dos fluidos, sin cambio de fase y donde la transferencia de calor es directa, es decir, donde los fluidos están separados por una superficie de transferencia e idealmente estos no se mezclan [4].

En la industria existen distintos tipos de intercambiadores que se utilizan con mayor frecuencia, dada sus características y rendimientos que entregan para el proceso requerido. Estos intercambiadores son los de Tubo y Coraza, intercambiadores de placa e intercambiadores de tubos aletados.

2.1.1. Intercambiadores de Tubo y Coraza

Este tipo de intercambiador se compone de un conjunto de tubos dentro de un contenedor, conocido como coraza. El fluido dentro de los tubos se denomina como flujo interno, mientras que el fluido en el interior de la coraza se denomina flujo externo. En la figura 2.1 se muestra un esquema del intercambiador de tubo y coraza comúnmente utilizado en la industria.

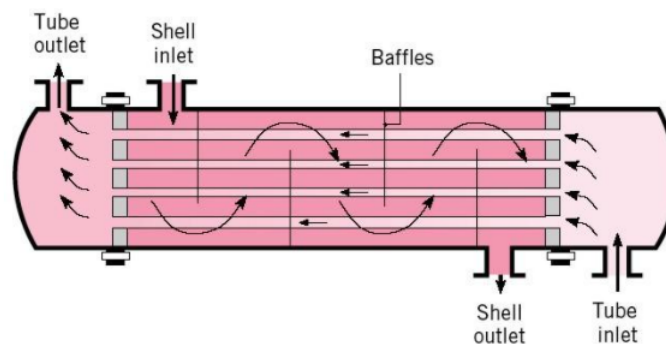


Figura 2.1: Intercambiador de calor de tubo y coraza (Fuente: [6]).

Este tipo de intercambiador es muy versátil, dado que sus diseños permiten trabajar con la mayoría de las capacidades y condiciones de operación que existen en la actualidad. Pueden trabajar desde presiones muy bajas (vacío) hasta presiones muy altas (sobre 103421 KPa), limitado solamente por los materiales de construcción del equipo. Las principales áreas de aplicación de estos intercambiadores son la refinación de petróleo e industrias químicas, además de cumplir roles generadores de vapor, condensador, evaporador y enfriador de aceite en plantas de generación [4].

2.1.2. Intercambiadores de Placas

Existe otro grupo de intercambiadores conocidos como intercambiadores compactos, que se caracterizan por su gran superficie de transferencia por unidad de volumen del intercambiador. Esto genera un menor tamaño, peso y estructuras de soporte de los equipos, que finalmente se reflejan en menor consumo de energía y costos.

Dentro de esta categoría se encuentran los intercambiadores de placas que consisten en una cantidad de placas metálicas delgadas, ya sea lisas o en algunos casos corrugadas, selladas en los bordes por empaquetaduras y se mantienen unidas en un marco como muestra la figura 2.2.

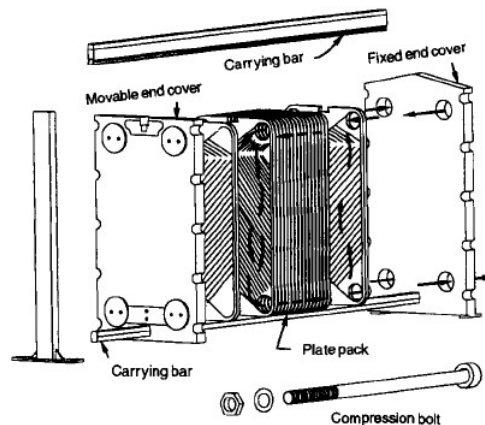


Figura 2.2: Intercambiador de placas (Fuente: [4]).

Este tipo de intercambiador se usa comúnmente para intercambio de calor entre dos líquidos y una de sus ventajas es que tiene mayor eficiencia térmica que un intercambiador de tubo y coraza. Esto se refleja en que un intercambiador de placas requiere entre 1/2 y 1/3 de la superficie de un intercambiador de tubo y coraza, para la misma potencia térmica [4]. Por otro lado su mayor desventaja es su capacidad para soportar altas presiones y temperaturas debido a los sellos necesarios en las juntas del equipo, lo que reduce su disponibilidad para ciertas aplicaciones en la industria.

2.1.3. Intercambiadores de Tubos Aletados

Otro tipo de intercambiador compacto corresponde al intercambiador de tubos aletados. Estos equipos son ampliamente utilizados en varios campos de ingeniería como calefactores, ventilación

y aire acondicionado, sistemas de refrigeración, automóviles, petróleo, enfriamiento electrónico y la industria química [7]. En estos equipos se pueden encontrar generalmente dos tipos de tubos: planos y circulares, así como dos tipos de aletas: circulares y de placas como se observa en la figura 2.3. Las presiones que soportan este tipo de intercambiadores son altas dada la capacidad de los tubos, sin embargo, la temperatura máxima va a depender tanto del material de construcción, como del tipo de junta existente entre las aletas y los tubos [4].

La forma de las aletas es un factor que puede ir variando (aletas planas, corrugadas, onduladas, interrumpidas, etc.), sin embargo, las aletas planas son de fácil confección y su producción en masa lo hacen una configuración deseada por la industria. A pesar de esto, generalmente posee un peor rendimiento comparado con una configuración modificada.

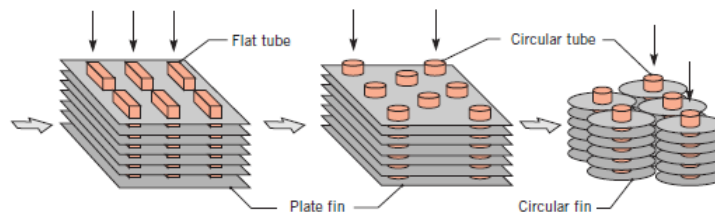


Figura 2.3: Intercambiadores de Tubos Aletados (Fuente: [6]).

2.2. Ecuaciones Gobernantes

En el fenómeno de transferencia de calor gobiernan tres ecuaciones principales. Estas son la ecuación de continuidad, momentum y energía. Para este estudio se considera un flujo incompresible y las propiedades de este se mantienen constantes en el tiempo.

Ecuación de continuidad

No se considera el efecto producido por la gravedad. Luego la ecuación de momentum queda como sigue.

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

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

Ecuación de Momentum

No se considera el efecto producido por la gravedad. Luego la ecuación de momentum queda como sigue.

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

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

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

Donde las ecuaciones 2.2, 2.3 y 2.4 corresponden a las componentes en los ejes x , y y z respectivamente. Además ρ es la densidad del fluido [kg/m^3] y μ equivale a la viscosidad dinámica [$Pa \cdot s$].

Ecuación de Energía

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

Donde C_p corresponde al calor específico del fluido [$J/kg \cdot K$], T es la temperatura del fluido [K] y k corresponde a la conductividad térmica del fluido. Cabe destacar que no se considera la disipación viscosa.

Para la zona de las aletas la ecuación de transporte de energía usado por Ansys Fluent se define a continuación.

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (2.6)$$

Donde k corresponde a la conductividad del material de las aletas.

Modelos de Turbulencia

En este estudio se utilizan dos modelos de turbulencia, los cuales se denominan $k - \epsilon$ Realizable y Shear-Stress Transport (SST) $k - \omega$. A continuación se describe cada uno de ellos.

Modelo de Turbulencia $k - \epsilon$ Realizable

Este corresponde a una mejora del modelo $k - \epsilon$ Estandar, basado en la ecuación de transporte modelo para la energía cinética de turbulencia (k) y su tasa de disipación (ϵ). Las ecuaciones de transporte para k y ϵ en este modelo $k - \epsilon$ realizable se muestran a continuación.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]}{\partial x_j} + G_k - \rho \epsilon \quad (2.7)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \epsilon u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right]}{\partial x_j} - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu \epsilon}} \quad (2.8)$$

En estas ecuaciones G_k representa la generación de energía cinética de turbulencia debido a los gradientes de velocidad media. C_2 es constante, σ_k y σ_ϵ son el número de Prandtl para k y ϵ respectivamente.

La viscosidad turbulenta μ_t se define como:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (2.9)$$

Las constantes utilizadas por Ansys Fluent para asegurar que el modelo se comporte bien con flujos canónicos, se definen a continuación.

$$C_2 = 1,9 \quad \sigma_k = 1,0 \quad \sigma_\epsilon = 1,2 \quad (2.10)$$

Las condiciones de borde para k en este modelo se define a continuación:

$$\frac{\partial k}{\partial n} = 0 \quad (2.11)$$

Donde n es la coordenada normal a la pared.

Por otro lado el término ϵ se define como:

$$\epsilon_p = \frac{C_\mu^{3/4} K_p^{3/2}}{\kappa y_p} \quad (2.12)$$

Más detalles respecto a los diferentes términos utilizados en este modelo se pueden encontrar en la guía teórica de Ansys FLuent [5].

Modelo de Turbulencia SST $k - \omega$

Es un modelo empírico basado en la ecuación de transporte modelo para la energía cinética de turbulencia (k) y la tasa de disipación específica (ω), que también se puede considerar como la relación entre ϵ a k . Las ecuaciones de transporte para k y ω en este modelo $k - \omega$ SST se muestran a continuación.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial\left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j}\right)}{\partial x_j} + G_k - Y_k \quad (2.13)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial\left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j}\right)}{\partial x_j} + G_\omega - Y_\omega + D_\omega \quad (2.14)$$

En estas ecuaciones el término G_k representa la producción de energía cinética turbulenta. G_ω representa la generación de ω . Γ_k y Γ_ω representan la difusividad efectiva de k y ω debido a la turbulencia. Finalmente D_ω representa el término de difusión cruzada.

Las difusividades efectivas se definen a continuación.

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad \Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (2.15)$$

Luego se tiene que la viscosidad turbulenta en este modelo se define mediante la siguiente ecuación.

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max\left[\frac{1}{\alpha^*}, \frac{SF_2}{a_1 \omega}\right]} \quad (2.16)$$

Las condiciones de borde para k en este modelo se define a continuación:

$$\frac{\partial k}{\partial n} = 0 \quad (2.17)$$

Donde n es la coordenada normal a la pared.

Por otro lado, el término ω se define como:

$$\omega_w = \frac{\rho (u^*)^2}{\mu} \omega^+ \quad (2.18)$$

Para más detalles de los términos utilizados en este modelo, revisar guía teórica de Ansys Fluent [5].

2.3. Mecanismos que modifican la transferencia de calor en intercambiadores

En un intercambiador de calor con dos fluidos la tasa de transferencia de calor se define como muestra la ecuación 2.19.

$$Q = UA\Delta T_m \quad (2.19)$$

Donde Q es la tasa de transferencia de calor. U es el coeficiente de transferencia de calor global. A es el área total de transferencia de calor y ΔT_m corresponde a la diferencia de temperatura media. Multiplicando y dividiendo la ecuación 2.19 por el largo del intercambiador L se obtiene la siguiente ecuación.

$$Q = \frac{UA}{L}L\Delta T_m \quad (2.20)$$

En la ecuación 2.20 se puede observar el término L/UA , que se define como la resistencia térmica global del intercambiador de calor. Es en este término donde se aprecian los caminos para mejorar la transferencia de calor en estos equipos.

2.3.1. Superficies Extendidas

El camino más simple para aumentar la transferencia de calor es incrementando el área de transferencia de calor, con el fin de disminuir la resistencia térmica global. Sin embargo esto tiene muchas desventajas como son el aumento del tamaño del intercambiador y aumentos de caídas de presión que conllevan un mayor consumo de potencia en el equipo [8].

Otro camino de mejora es modificando directamente el coeficiente de transferencia de calor, para lo cual se han estudiado diversos mecanismos.

2.3.2. Reducción o reinicio de capa límite

Cuando un flujo pasa por las aletas de un intercambiador se generan capas límites, las cuales ofrecen una mayor resistencia térmica al intercambiador. Por esto se utilizan elementos que interrumpen el flujo periódicamente, con el fin de evitar el continuo crecimiento de la capa límite. Se ha demostrado que este mecanismo de aumento de transferencia de calor ocurre incluso con bajos valores de Reynolds cuando el flujo es laminar y estacionario [9].

2.3.3. Mezcla de Fluidos

La mezcla de fluidos es el mecanismo más destacado para el aumento de la transferencia de calor en intercambiadores de calor. Aquí se busca que el flujo cercano a la superficie de intercambio se mezcle con el flujo más lejano. El factor clave en este mecanismo es la generación de vórtices oscilatorios generados fácilmente por el aumento del Reynolds en el flujo, los cuales permiten la entrega de flujo fresco hacia las superficies de transferencia de calor en los equipos [9].

Dentro de las configuraciones utilizadas para aumento de transferencia de calor y que además generan este tipo de vórtices, están los generadores de vórtices, los cuales serán detallados en secciones posteriores de este trabajo.

2.3.4. Desestabilización o intensificación de la turbulencia

Los vórtices permiten generar inestabilidades en el flujo, cuyo efecto se observa más claramente en flujos laminares donde se puede generar una transición hacia un flujo turbulento. Por otro lado, el efecto de estos vórtices en flujos turbulentos es aumentar la intensidad de la turbulencia. En ambos casos se logra la mejora del coeficiente de transferencia de calor en la zona por donde fluye el aire en el intercambiador [8].

2.4. Tipos de Mejoramiento

En sus inicios, los intercambiadores de calor fueron diseñados para utilizar superficies lisas (o suaves) de transferencia de calor. Sin embargo, a través de una amplia variedad de estudios se ha logrado demostrar que las superficies mejoradas, o técnicas de mejora, son esenciales para obtener un mejor rendimiento en los intercambiadores de calor. Estas técnicas se pueden clasificar en dos grandes grupos: técnicas pasivas y técnicas activas. El efecto de cada técnica depende en gran medida del tipo de intercambiador que se desea utilizar, ya sea con fluidos sin cambio de fase, más de dos fluidos, entre otros [4]. Este trabajo se enfoca principalmente en intercambiadores de dos flujos sin cambio de fase, específicamente en intercambiadores compactos de tubos aletados. Además, no se pretende utilizar técnicas activas, debido a su complejidad a la hora de simular sus efectos en los intercambiadores de calor. Se debe destacar que las técnicas activas requieren potencia externa al intercambiador de calor para lograr los efectos deseados.

2.4.1. Técnicas Pasivas

Estas técnicas se caracterizan por no requerir potencia externa del intercambiador de calor. Estas emplean superficies de transferencia especiales y aditivos a los fluidos involucrados en el intercambio de calor.

- **Superficies Rugosas:** El principal propósito de esta técnica es promover la mezcla del flujo en la superficie de transferencia, por sobre el aumento del área de transferencia. Se pueden encontrar desde superficies similares a granos de arena, hasta diversos tipos

de protuberancias posicionadas al azar que se generan ya sea maquinando la superficie o directamente insertando estos elementos [8]. En la figura 2.4 se muestra un ejemplo de este tipo de superficies rugosas en el interior de un tubo. Destacar además que también pueden ser incluidos en la superficie de las aletas en un intercambiador de calor.

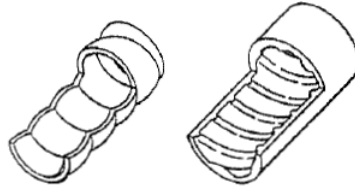


Figura 2.4: Rugosidad en el tubo del intercambiador de calor (Fuente: [8]).

- **Superficies Extendidas:** Como se menciona previamente, para el aumento de la transferencia de calor se puede modificar tanto el área de transferencia, como el coeficiente de transferencia. Con el uso de superficies planas se logra el aumento del área, sin embargo existen superficies especiales que van a lograr también el aumento del coeficiente de transferencia de calor. Dado que este trabajo se centra en la mejora de la transferencia de calor en el lado del aire del intercambiador, a continuación se detallan diferentes superficies que buscan este objetivo.

1. **Aletas con tiras:** Esta configuración es efectiva para altos y bajos valores de Reynolds, además que se utiliza tanto en intercambiadores de placas como de tubos. En la figura 2.5 se observa una configuración típica de este mecanismo.

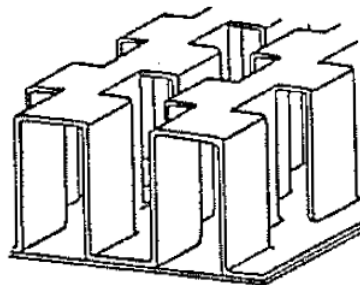


Figura 2.5: Aleta con tiras (Fuente: [8]).

El principio de aumento de transferencia de calor en esta configuración es la generación de una capa límite en el tramo inicial de la aleta, para luego ser disipada en la región de estela (wake region) [8]. Este principio se ilustra en la figura 2.6.

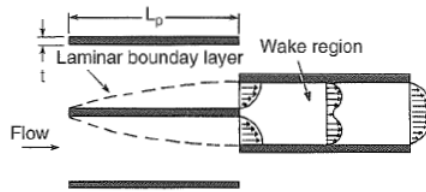


Figura 2.6: Desarrollo de capa límite en aletas con tiras (Fuente: [8]).

2. **Aletas con persianas:** Esta configuración puede ser utilizada para diferentes arreglos de tubos. Los más utilizados son con tubos circulares posicionados perpendicularmente a un montaje de aletas con persianas paralelas (ver figura 2.7) y tubos planos que se asemejan a ductos rectangulares con bordes redondos (ver figura 2.8) [10].

Dado que esta configuración corresponde a una superficie interrumpida, el principal mecanismo de aumento de transferencia de calor presente es el crecimiento y destrucción de las capas límites.

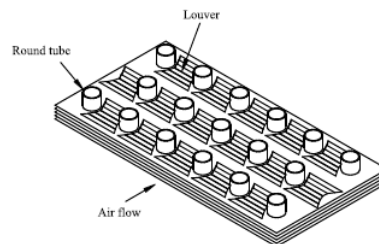


Figura 2.7: Intercambiador de calor con tubos circulares y aletas con persianas.

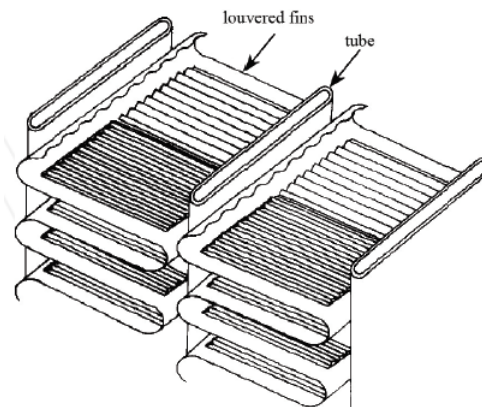


Figura 2.8: Intercambiador de tubos planos y aletas con persianas (Fuente: [11]).

3. **Aletas onduladas o corrugadas:** Una de las configuraciones más comunes junto con las aletas planas, son la utilización de aletas onduladas dada su simplicidad de construcción. En la figura 2.9 se observa un esquema de una configuración de aletas onduladas o corrugadas y se puede observar diferentes características como: espacio entre ondulaciones, ángulo de ondulación, y espacio de canales que van a afectar

directamente al rendimiento de las aletas.

El principio de transferencia de calor aplicado a esta estructura consiste en el efecto producido por los vórtices de Gortler, los que se generan cuando un flujo pasa por una superficie cóncava provocando inestabilidades centrífuga [12]. Estos vórtices generan separación de flujo en las superficies cóncavas mejorando la transferencia de calor.

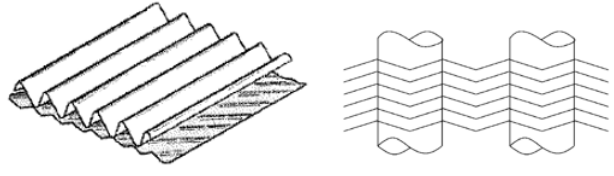


Figura 2.9: Aletas onduladas o corrugadas en intercambiadores de calor (Fuente: [8]).

4. **Aletas perforadas:** Esta configuración consiste en generar patrones de orificios espaciados en la superficie de las aletas. Si la porosidad de la superficie es lo suficientemente alta, el aumento de la transferencia de calor se puede producir por la disipación de la capa límite en la región de estela formada por los orificios. Esta configuración puede ser utilizada tanto en intercambiadores de placas como en intercambiadores de tubos aletados [8]. En la figura 2.10 se observa un esquema de esta configuración.



Figura 2.10: Aletas perforadas en intercambiador de calor (Fuente: [8]).

- **Generadores de Vórtices:** Esta técnica consiste en generar vórtices mediante la inserción de figuras geométricas en la superficie de transferencia, los cuales atacan el flujo en cierto ángulo. Los dos tipos de vórtices generados por esta técnica son: transversales y longitudinales. Estos últimos son los más utilizados para el aumento de la transferencia de calor. Para lograrlo se genera una mezcla del fluido y modificación de la capa límite. En la figura 2.11 se observan diversas geometrías de generadores de vórtices longitudinales (GVL) que se estudian en un intercambiador de calor.

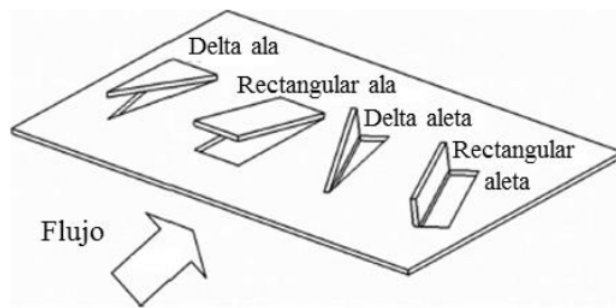


Figura 2.11: Rugosidad en el tubo del intercambiador de calor (Fuente: [4]).

Finalmente, se deben destacar los rangos estimados de mejoramiento que tienen tanto las técnicas pasivas como activas en los intercambiadores de calor. En la tabla 2.1 se resumen los porcentajes de posible mejoras para algunas de estas técnicas antes mencionadas.

Tabla 2.1: Mecanismos de aumento en la transferencia de calor y sus posibles alcances.

Técnica	Mecanismo	Descripción	Posible Aumento
Pasiva	Interrupción de superficie	Ranuras o persianas interrumpen la capa límite, reiniciándola, creando flujos secundarios y/o generando inestabilidad.	50 % - 100 %
	Rugosidad de superficie	Acelera la transición de laminar a turbulento; también incrementa la transferencia de calor turbulenta.	Hasta 300 %
	Protuberancias en superficies	Formas en 3D (cubos, pirámides, etc.) generan flujos secundarios o inestables.	50 % - 500 %
Activa	Inestabilidad de flujo forzado	Vibración de superficie u ondas de sonido adelgazan o reinician la capa límite e induce flujos secundarios.	Poco
	Electro Hidrodinámica (EHD)	Alto voltaje (>1 kV) aplicado a un electrodo cerca de la placa induce flujos secundarios en la capa límite.	300 %+
	Inyección en capa límite	Mejora para flujos en multifase.	50 % - 500 %

2.5. Estudios Previos

Mejorar el rendimiento de los intercambiadores de calor ha sido un objetivo muypreciado por los fabricantes de estos y es por eso que a lo largo de la historia se han realizado muchos tipos de estudios para lograrlo.

Estudios Experimentales

En 1995 se estudia experimentalmente el comportamiento de un intercambiador de calor de tubos y aletas planas para un valor de Reynolds entre 60 y 900. El objetivo es verificar el efecto que tiene el arreglo de tubos y el espaciado entre aletas. Dentro de sus resultados se destaca que en un arreglo de tubos escalonado se logra un coeficiente de transferencia de calor entre un 15 % y 27 % mayor que en un arreglo de tubos lineal. Además, también se observa un aumento de la caída de presión entre un 20 % y un 25 % para las mismas configuraciones [14].

Utilizando una configuración similar, en 1996 se estudian experimentalmente el efecto del número de líneas de tubos, espaciamiento entre aletas y su espesor, esta vez abarcando un valor de Reynolds entre 300 y 7500. En este estudio se observa que el coeficiente de transferencia de calor no se ve afectado por la variación del espaciamiento entre aletas ni el grosor de estas. Finalmente se logran determinar correlaciones para el factor de fricción y factor de Colburn (j) [15].

Experimentalmente, también se han estudiado aletas mejoradas como ocurre en 1997, donde el mismo autor anterior realiza pruebas en 18 muestras de intercambiadores de calor de tubos y aletas onduladas. Este estudio trabaja con valores de Reynolds entre 400 y 8000 y entrega correlaciones para el factor de fricción y factor de Colburn [16].

Estudios Numéricos

Este tipo de estudios se realizan generalmente en softwares computacionales de fluido dinámica (CFD), que permiten analizar turbulencia, transferencia de calor, reacciones químicas, modelar el flujo de un fluido, etc. En esta categoría de estudios se encuentran muchas geometrías y configuraciones muy específicas para determinar su efecto global en la transferencia de calor de los intercambiadores. Es en las últimas décadas donde han aumentados estos análisis gracias al desarrollo acelerado de los software CFD.

Un ejemplo de estos estudios propone un análisis turbulento en un intercambiador de calor de tubos y aletas onduladas. El modelo de turbulencia utilizado en este estudio y en la mayoría de las simulaciones es el $k-w$, el cual permite predecir las características del flujo turbulento. El modelo utilizado se observa en la figura 2.12. El comportamiento del flujo en estas configuraciones se observa gracias a un gráfico con las líneas de corriente (ver figura 2.13), donde en la configuración escalonada se tiene una mayor interrupción del flujo debido a la posición de los tubos. Por otro lado en la configuración alineada, el flujo se acumula hacia un lado del intercambiador. Gracias a esto se determinan dos regiones importantes conocidas como región de flujo libre y región de flujo estancado [17].

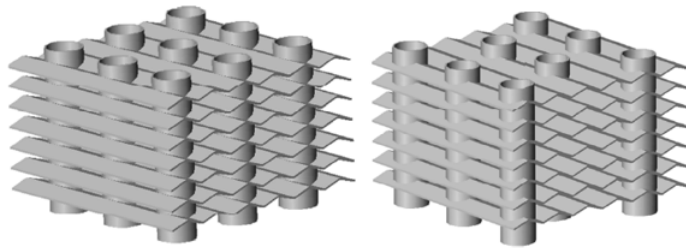


Figura 2.12: Modelo con arreglo de tubos alineados y escalonados (Fuente: [17]).

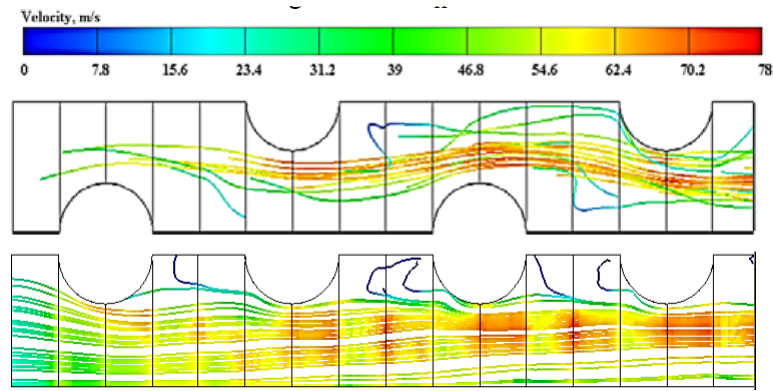


Figura 2.13: Comparación de líneas de corriente para un $Re=7000$ (Fuente: [17]).

En el año 2015 se realiza un trabajo de título en el departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Chile, donde se estudian diferentes tipos de generadores de vórtices longitudinales (GVL) entre las que se encuentran: Delta, Rectangular, Cucharón y Elipse. Se observa que estos generadores de vórtices provocan una mayor mezcla del flujo y adelgazamiento de la capa térmica, lo que finalmente aumentan la transferencia de calor en el intercambiador. La configuración más destacada en este estudio es la geometría Delta, alcanzando un máximo de 14 % de aumento de transferencia de calor comparado con el caso base (sin generadores de vórtices) para un valor de Reynolds fijo. Por otro lado, se observa que con la geometría Elipse se tiene una aumento del 20 % en la caída de presión para un mismo valor de Reynolds [18].

3. Descripción de Modelos

3.1. Modelos físicos

3.1.1. Modelo de Validación

El intercambiador de calor utilizado para la etapa de validación es un intercambiador de tubos circulares en un arreglo escalonado y aletas planas, como se muestra en la figura 3.1. Las dimensiones y características del modelo base para la validación se obtienen del estudio experimental realizado por Wang et al. [2]. En la figura 3.2 se muestran las dimensiones características del intercambiador seleccionado donde destacan la distancia longitudinal entre tubos $P_l = 25,4$ [mm], la distancia transversal entre tubos $P_t = 22$ [mm], el diámetro de los tubos $D_o = 9,97$ [mm] y el largo del intercambiador $L = 88$ [mm]. Además destacar que la distancia entre aletas F_p equivale a 3 [mm], el espesor de aletas δ_f equivale a 0,13 [mm] y la cantidad de tubos por filas N es de 4.

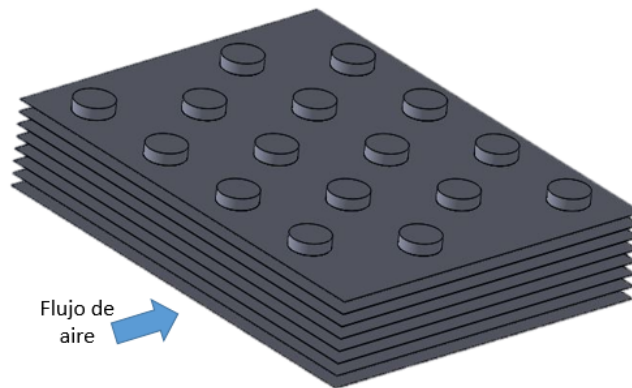


Figura 3.1: Intercambiador de calor de tubos circulares y aletas planas

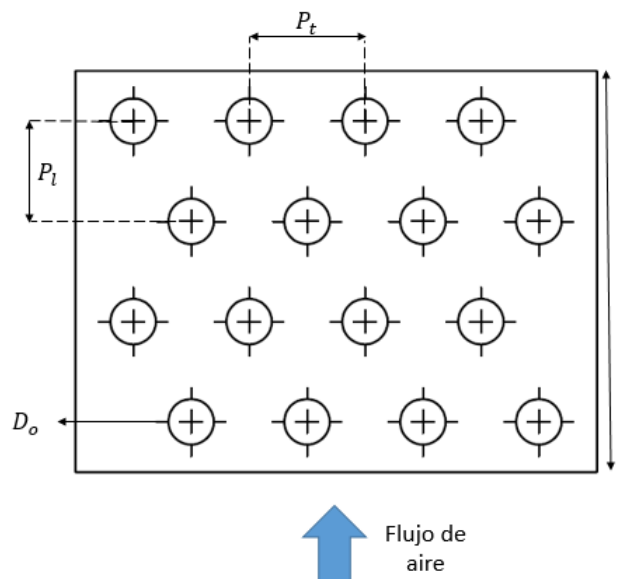


Figura 3.2: Dimensiones del intercambiador para la validación.

3.1.2. Modelo base con tubos ovalados

Como modelo base para la comparación con los diferentes mecanismos de aumento de transferencia de calor se utiliza un intercambiador de tubos ovalados y aletas planas como muestra la figura 3.3. Cabe destacar que la única diferencia con el modelo de validación es la forma de los tubos, manteniendo constante los demás parámetros (P_t , P_l , L , F_p y δ_f).

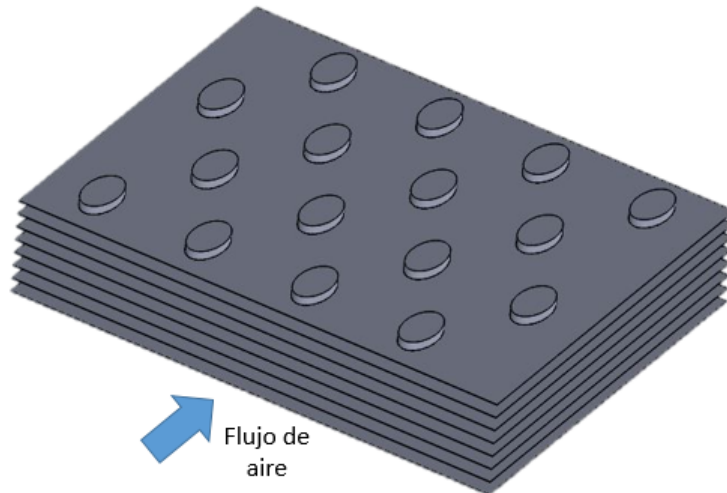


Figura 3.3: Intercambiador de calor de tubos ovalados y aletas planas.

Las características del tubo ovalado se obtienen del estudio realizado por Chu et al. [19]. En la figura 3.4 se muestran las dimensiones del tubo ovalado donde el radio menor equivale a $R_a = 3,77$ [mm] mientras que el radio mayor equivale a $R_b = 6,28$ [mm].

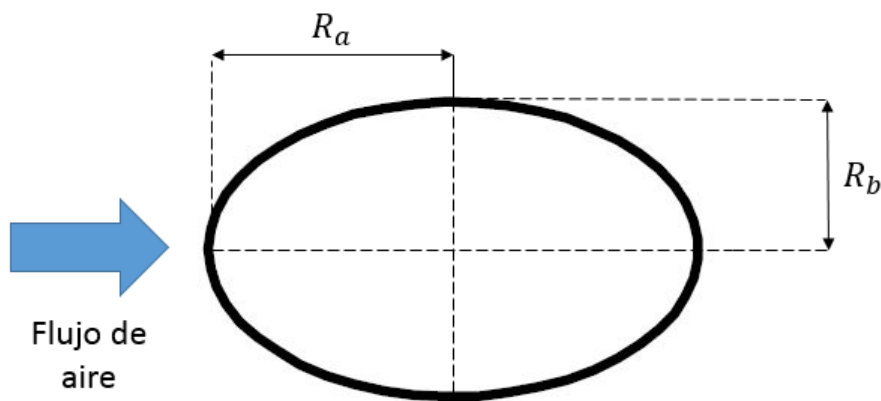


Figura 3.4: Dimensiones del tubo ovalado.

3.1.3. Modelo con generadores de vórtices longitudinales

El generador de vórtices estudiado se extrajo del estudio realizado por Daniel Diaz el año 2015 [18], el cual obtuvo el mayor aumento de transferencia de calor respecto a otras geometrías. En la figura 3.5 se muestra la disposición de los generadores en la aleta del intercambiador. Las dimensiones del generador se muestran en la figura 3.2 y se caracteriza por un largo de 3 [mm], un alto de 1

[mm] y un ángulo de 30° respecto al flujo de aire. Destacar además que el generador se ubica a una distancia de 5 [mm] desde el centro de tubo ovalado y a una distancia de 1 [mm] desde el borde del tubo a lo largo del intercambiador, como se muestra en la figura 3.2.

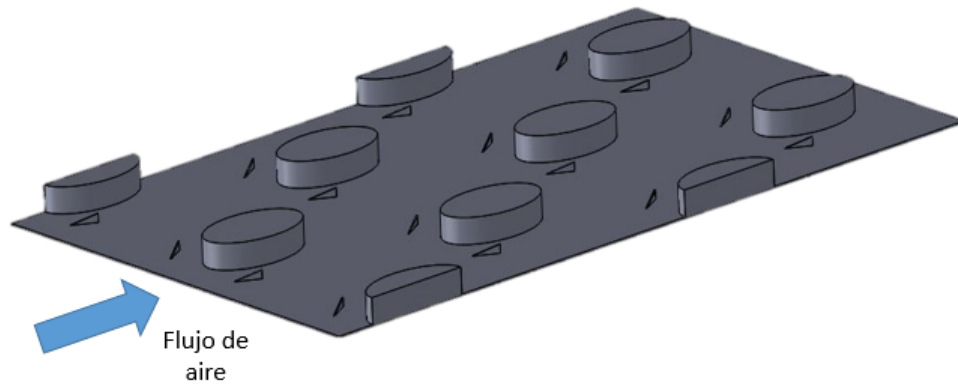


Figura 3.5: Intercambiador con generadores de vórtices.

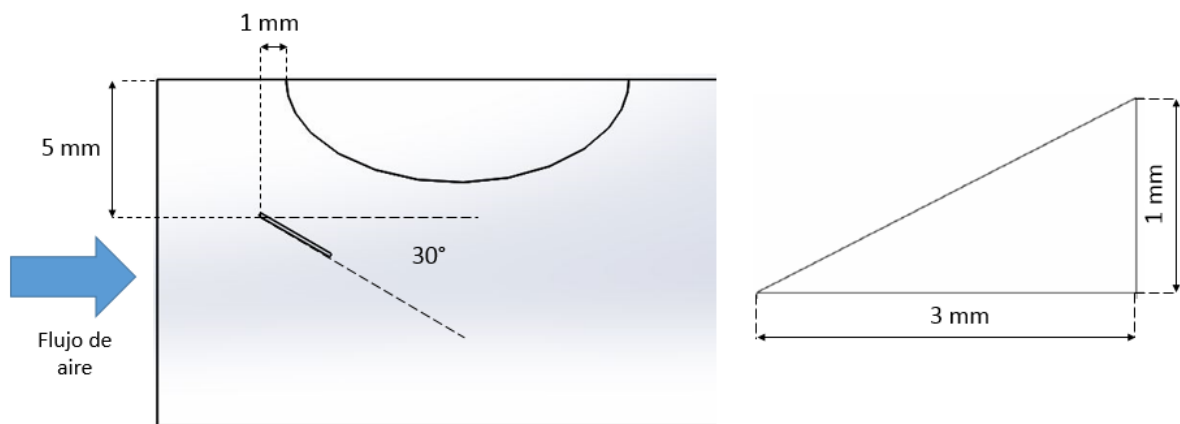


Figura 3.6: Intercambiador con generadores de vórtices.

3.1.4. Modelo con aletas onduladas

En un estudio realizado por Bhuiyan et al. [20] se estudian diferentes geometrías de aletas onduladas, variando parámetros como distancia transversal entre tubos P_t , distancia longitudinal entre tubos P_l , espaciamento entre aletas F_p y ángulo de inclinación de aletas W_a . Para la selección de la geometría se considera el W_a como factor de decisión, considerando que los otros parámetros ya se fijaron. El W_a elegido equivale a $17,5^\circ$, a pesar de que el de mejor rendimiento corresponde a un ángulo de 35° . Esto se decide así solo por motivos de simetría, ya que con un W_a tan alto, se pierde simetría y no es posible generar una superficie media en el intercambiador para un posterior análisis.

En la figura 3.7 se muestra el intercambiador de tubos ovalados y aletas onduladas, mientras que las dimensiones de la aleta se muestran en la figura 3.8, donde destaca la distancia entre ondulaciones $F_w = 11$ [mm].

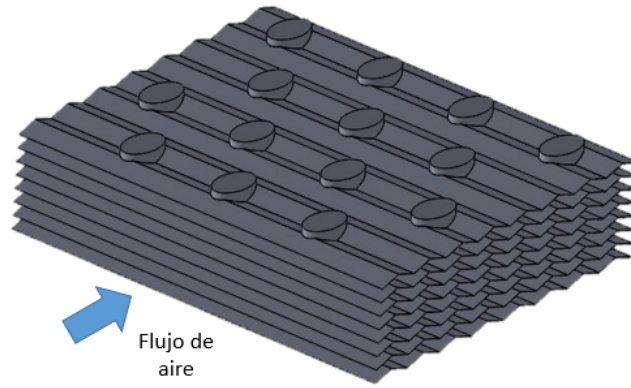


Figura 3.7: Intercambiador de calor con aletas onduladas.

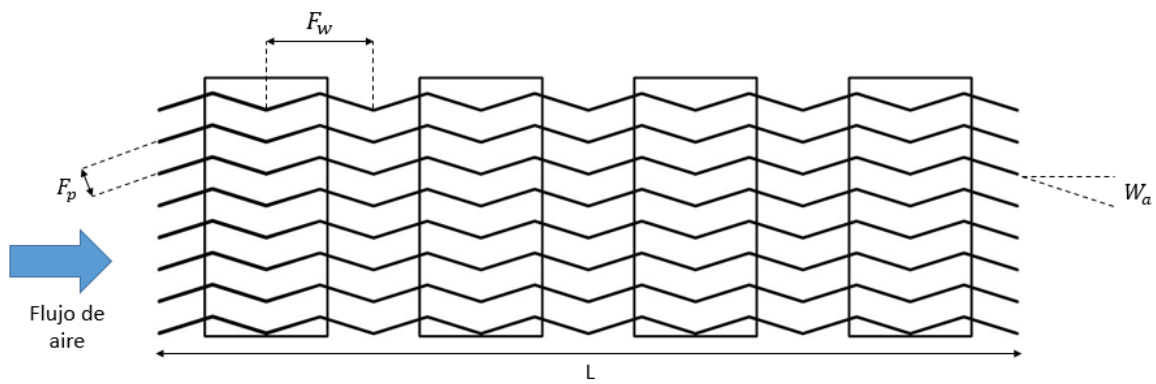


Figura 3.8: Dimensiones de aletas onduladas.

3.1.5. Modelo con aletas con persianas

La geometría de persianas seleccionadas corresponde a un estudio realizado por Carija et al. el año 2014 [21] donde se comparan aletas planas y aletas con persianas variando diferentes parámetros como el número de persianas N_p y el ángulo de inclinación de las persianas α_a . La configuración seleccionada corresponde a la que entrega una mayor transferencia de calor. En la figura 3.9 se muestran las persianas montadas en las aletas del intercambiador. Las dimensiones y posiciones de las persianas se muestran en la figura 3.10 y la figura 3.11, donde la distancia desde el centro del tubo al borde de la persiana es de $S_p = 6,7$ [mm], El ancho del conjunto de persianas equivale a $W_p = 12$ [mm], el largo del conjunto de persianas $L_p = 15$ [mm], el ángulo de inclinación de cada persiana $\alpha_a = 25^\circ$ y el ancho de cada persiana $R_p = 3$ [mm].

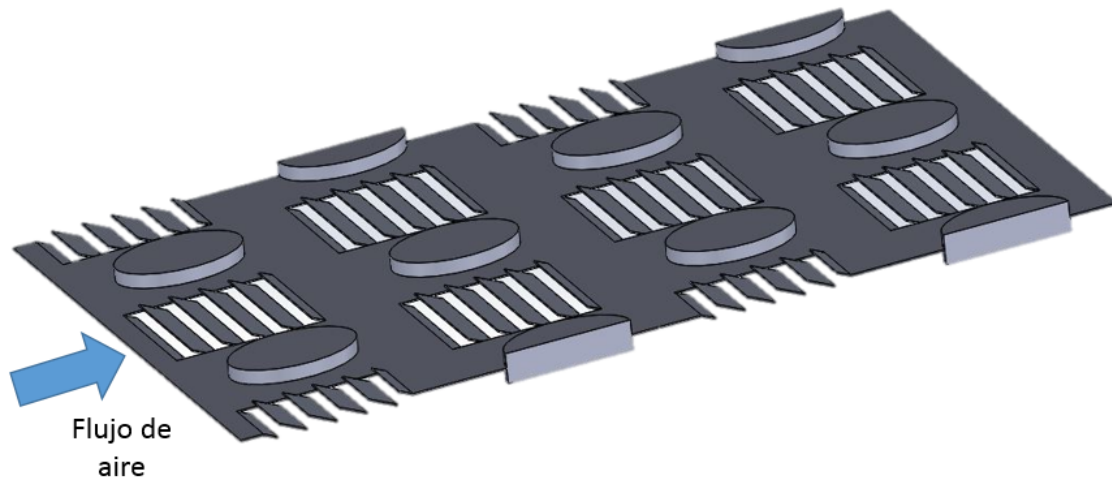


Figura 3.9: Intercambiador de tubos ovalados y aletas con persianas.

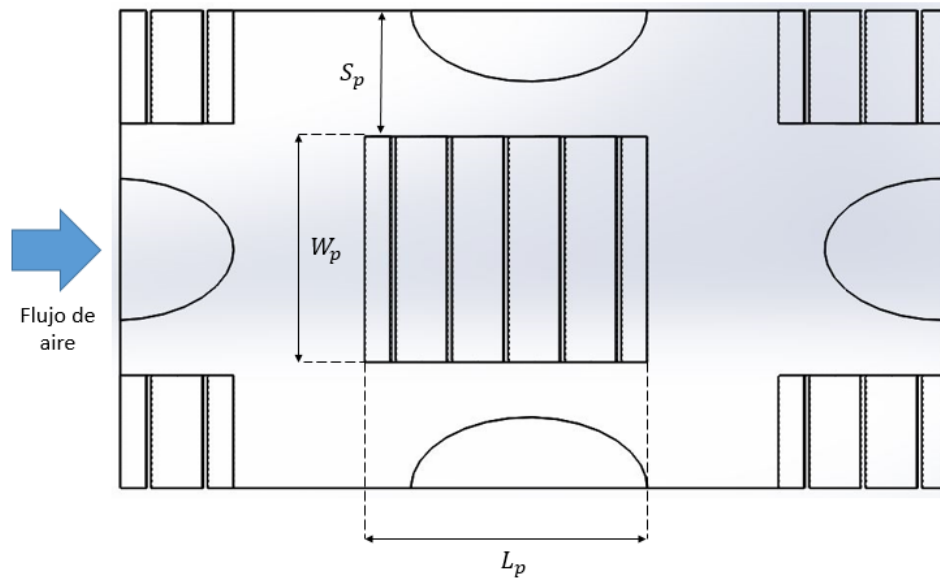


Figura 3.10: Dimensiones de aletas con persianas.

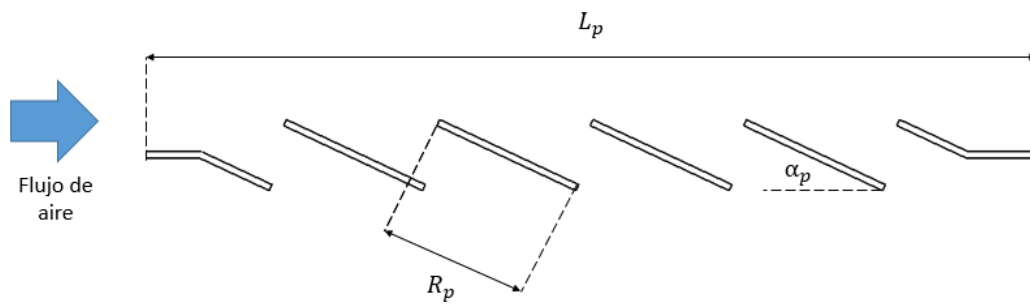


Figura 3.11: Dimensiones de aletas con persianas.

3.1.6. Modelo con aletas combinadas

Como una manera de innovar en las geometrías de aumento de transferencia de calor, se decide crear un modelo con aletas combinadas. La geometría seleccionada se muestra en la figura 3.12 donde se utilizan aletas onduladas y generadores de vórtices longitudinales insertados en ellas. Las dimensiones de la aleta ondulada corresponden a las mismas mostradas en la sección 3.1.4 referente a la inclinación de las aletas y espaciamiento entre ondulaciones. Por otro lado las dimensiones del generador de vórtices son equivalentes a los mostrados en la sección 3.1.3. En la figura 3.12 se muestra la posición de los generadores sobre las aletas onduladas.

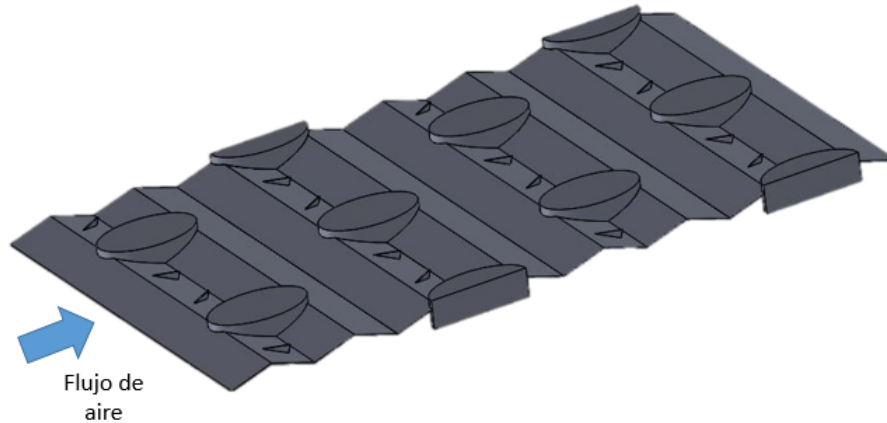


Figura 3.12: Intercambiador de aletas combinadas.

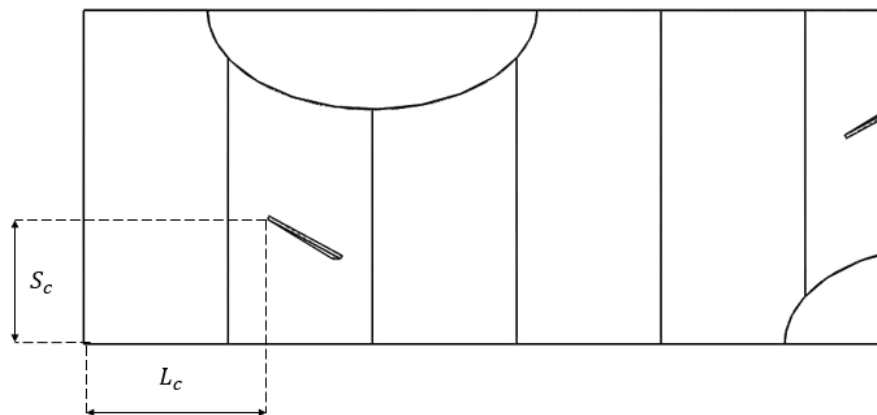


Figura 3.13: Posición del generador de vórtices en las aletas.

3.2. Dominio computacional

El dominio computacional para cada uno de los casos estudiados corresponde a la zona entre dos aletas. Gracias a la condición de simetría que se puede configurar en el software de simulación, es posible limitar el dominio a la mitad de la distancia transversal entre tubos. En la figura 3.14 se muestra el dominio computacional para el modelo de validación, destacando que las proporciones mostradas no son las correctas, con el fin de mostrar todo el dominio computacional. Se observa

que en la entrada se extiende por fuera del intercambiador una distancia de $0,5L$, para generar una condición de flujo uniforme en la entrada del intercambiador. Por otro lado, en la salida se tiene una extensión de L , para asegurar un flujo desarrollado y poder establecer una condición de borde de no gradientes [22]. El dominio computacional se genera en el módulo de modelación en ANSYS Fluent v17.1, a partir del modelo construido en el software Autodesk Inventor 2016.

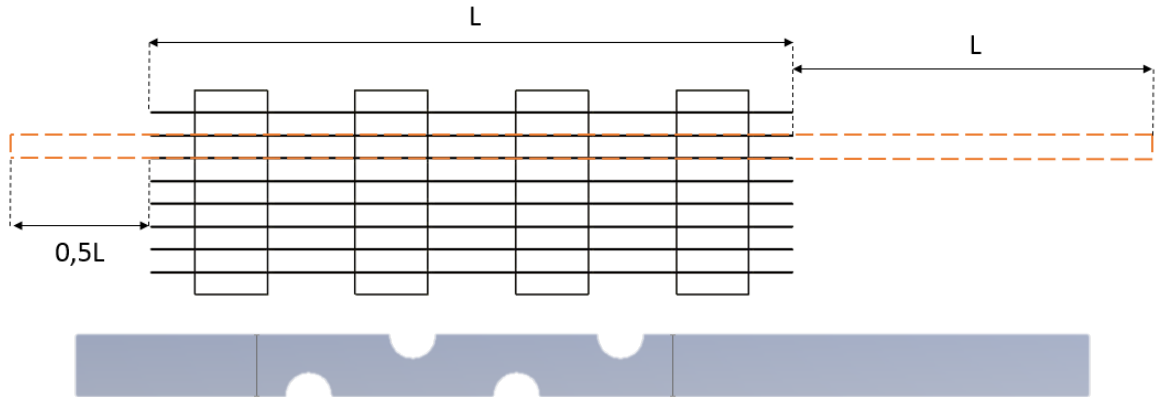


Figura 3.14: Dominio computacional para el modelo de validación.

Para el modelo de aletas con persianas se genera un dominio similar al mencionado anteriormente, sin embargo, aquí se incluye otra zona ubicada en los espacios entre persianas. En esta nueva zona se impone una condición de periodicidad para lograr un flujo coherente durante la simulación. Como se muestra en la figura 3.15 el espesor del dominio computacional equivale a la distancia entre dos aletas del intercambiador. Destacar además que también se incluyen las zonas de entrada y salida extras mencionadas previamente.

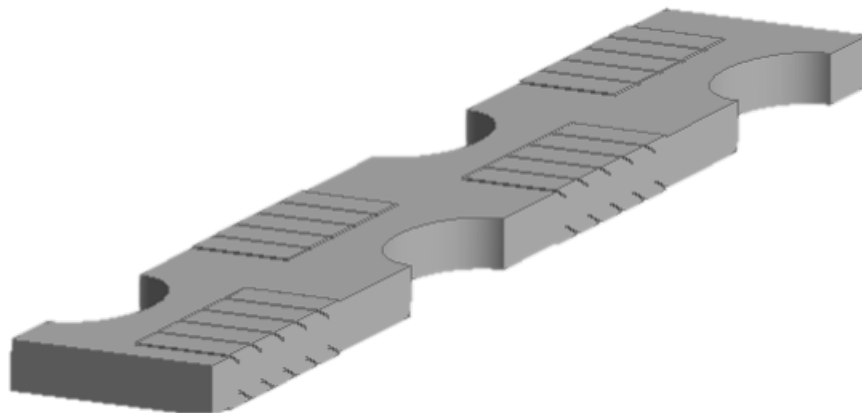


Figura 3.15: Dominio computacional para el modelo con persianas.

3.3. Condiciones de borde

En la figura 3.16 se muestran las condiciones de bordes en el dominio computacional para el modelo de validación. Las condiciones de borde mostradas a continuación son válidas para todos los modelos estudiados, exceptuando el modelo de aletas con persianas.

Región extendida aguas arriba

En la entrada se impone un flujo de aire uniforme con velocidad u_o [m/s] constante y temperatura T_o [K] constante:

$$u = u_o = \text{constante} \quad v = w = 0 \quad T = T_{in} = 293,15K$$

Además se impone una intensidad de turbulencia de un 5 % para todas las simulaciones realizadas.

La magnitud de la velocidad u_o depende del valor seleccionado para el Re_H de estudio (Definido en la ecuación 3.11). Destacar que para cada caso se estudian 4 valores de Re_H equivalentes a 2200, 3000, 4000 y 5000, sin embargo, para la etapa de validación se utilizan los Re_{D_c} equivalentes a 3000, 5000, 7000 y 10000, considerando que estos valores están en el rango del estudio experimental realizado para comparar posteriormente.

En la zona superior e inferior se impuso condición de simetría:

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

Lo mismo ocurre en la zona de los costados, donde se impone simetría:

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

Región extendida aguas abajo

En la salida del intercambiador se impone una condición de no gradientes en la dirección del flujo principal:

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

En la zona superior e inferior se impuso condición de simetría:

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

Lo mismo ocurre en la zona de los costados, donde se impone simetría:

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

Región del intercambiador de calor

La zona superior e inferior corresponden a las aletas del intercambiador, cuyo material es aluminio ($k_{aleta} = 202,4 \text{ W/mK}$). La conducción de calor se simula mediante la activación de la conducción por capas que permite el software Ansys Fluent (Shell Conduction). En esta configuración de conducción por capas se permite ingresar el material de la aleta (Aluminio para todos los casos) y el espesor de la aleta (0,013 [mm] definido en la sección 3.1.1 para todos los casos) con el fin de calcular la distribución de la temperatura a lo largo de toda la aleta. Esta configuración se realiza bajo el supuesto de que la conducción en el eje z de la aleta es despreciable comparado con la conducción en el plano x-y. Por otro lado se impone también un condición de no deslizamiento tanto en la aleta superior como en la aleta inferior:

$$u = v = w = 0$$

En la zona de los costados se impone condición de simetría:

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

Finalmente en los tubos se impone condición de temperatura $T_w = 333,15 \text{ [K]}$ constante en todo el manto dada la alta conductividad en la zona y el poco espacio entre aletas. Destacar también que se impone condición de no deslizamiento:

$$u = v = w = 0$$

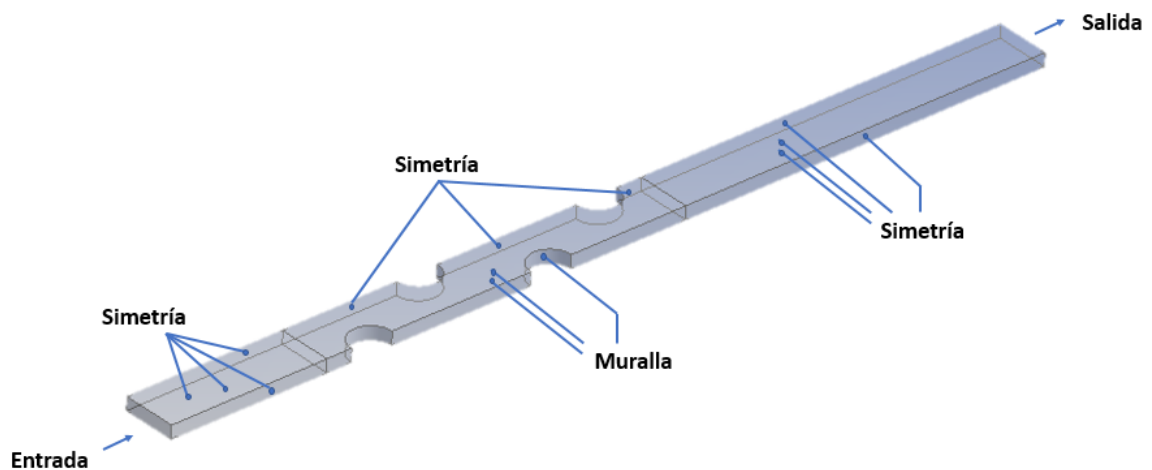


Figura 3.16: Dominio computacional y condiciones de borde.

En los modelos donde se utilizan GVL se utiliza la configuración de Shell Conduction en la superficie de estas. En las demás zonas se imponen las mismas condiciones de borde mostradas en

la figura 3.16.

Para el caso de intercambiador de calor de aletas con persianas, las condiciones de borde varían levemente. En la figura 3.17 se muestran las condiciones para este intercambiador.

En la zona de entrada y salida se imponen las mismas condiciones que los casos anteriores. Lo mismo ocurre para las zonas de los costados y en el manto de los tubos. La diferencia radica en la condición impuesta en las zonas ubicadas entre persianas, donde se impone una condición de periodicidad, dada la simetría del modelo estudiado. Por otro lado, en la zona de las aletas se utiliza la misma configuración de Shell Conduction. En las superficies de las persianas se impone un espesor equivalente a la mitad del valor utilizado en la aleta, dado que se debe configurar ambos lados de esta. Así mismo se debe utilizar la configuración de Shell Conduction en las superficies laterales de las persianas para conseguir una correcta conducción del calor desde las aletas hacia las persianas.

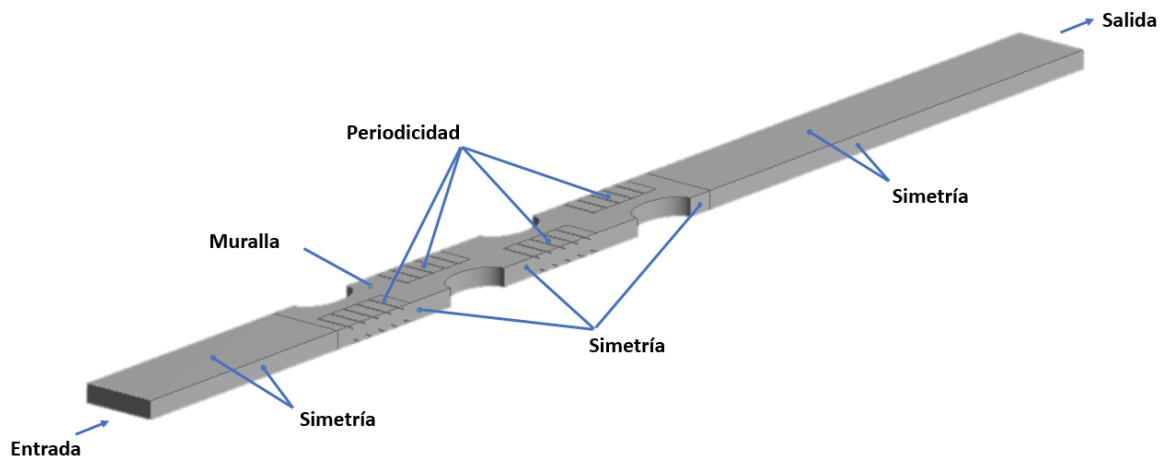


Figura 3.17: Dominio computacional y condiciones de borde para el intercambiador de aletas con persianas.

3.4. Parámetros

En esta sección se muestran los parámetros utilizados para estudiar los resultados obtenidos de las simulaciones. Para la etapa de validación se utilizaron los mismos parámetros empleados en el estudio de correlaciones de Wang et al. [2].

3.4.1. Parámetros de validación

A continuación se muestran las correlaciones obtenidas por Wang et al. para determinar el factor de Colburn y el factor de fricción.

$$j = 0,086 Re_{D_c}^{P3} N^{P4} \left(\frac{F_P}{D_c} \right)^{P5} \left(\frac{F_P}{D_h} \right)^{P6} \left(\frac{F_P}{P_t} \right)^{-0,93} \quad (3.1)$$

$$f = 0,0267 Re_{D_c}^{F1} \left(\frac{P_t}{P_l} \right)^{F2} \left(\frac{F_P}{D_c} \right)^{F3} \quad (3.2)$$

Donde Re_{D_c} es al valor de Reynolds utilizado en el estudio experimental para la posterior validación y que se define posteriormente en la sección 3.4.2, al igual que el término D_c [m] definido como el diámetro exterior de collar de aleta (fin collar outside diameter). Luego se tiene el término D_h [m] correspondiente al diámetro hidráulico, definido en la ecuación 3.3.

$$D_h = \frac{4A_c L}{A_o} \quad (3.3)$$

Donde A_c y A_o equivalen al área transversal de la menor sección del intercambiador y al área total de transferencia de calor (que incluye la superficie de las aletas y el manto de los tubos del intercambiador) respectivamente.

Finalmente los términos $P3$, $P4$, $P5$, $P6$, $F1$, $F2$ y $F3$ se definen a continuación:

$$P3 = -0,361 - \frac{0,042N}{\log_e(Re_{D_c})} + 0,158 \log_e \left(N \left(\frac{F_P}{D_c} \right)^{0,41} \right) \quad (3.4)$$

$$P4 = -1,224 - \frac{0,076 \left(\frac{P_t}{D_h} \right)^{1,42}}{\log_e(Re_{D_c})} \quad (3.5)$$

$$P5 = -0,083 + \frac{0,058N}{\log_e(Re_{D_c})} \quad (3.6)$$

$$P6 = -5,735 + 1,21 \log_e \left(\frac{Re_{D_c}}{N} \right) \quad (3.7)$$

$$F1 = -0,764 + 0,739 \frac{P_t}{P_l} + 0,177 \frac{F_P}{D_c} - \frac{0,00758}{N} \quad (3.8)$$

$$F2 = -15,689 + \frac{64,021}{\log_e(Re_{D_c})} \quad (3.9)$$

$$F3 = 1,696 - \frac{15,695}{\log_e(Re_{D_c})} \quad (3.10)$$

3.4.2. Parámetros de entrada

Número de Reynolds

$$Re_H = \frac{u_o H}{\nu} \quad (3.11)$$

Donde H corresponde al espacio entre aletas del intercambiador y ν [m^2/s] la viscosidad cinemática del aire.

En el caso de la validación se utiliza otra definición de Reynolds que se muestra en la ecuación 3.12 basado en el diámetro exterior de collar de aleta (fin collar outside diameter) descrito en la ecuación 3.13. V_{max} corresponde a la velocidad calculada en la zona de menor área transversal del intercambiador en la dirección del flujo. Finalmente ρ y μ son propiedades del aire equivalentes a la densidad y viscosidad dinámica respectivamente.

$$Re_{D_c} = \frac{\rho V_{max} D_c}{\mu} \quad (3.12)$$

$$D_c = (D_o + 2\delta_f) \quad (3.13)$$

Donde D_o corresponde al diámetro exterior del tubo del intercambiador, mientras que δ_f es el espesor de la aleta.

En la tabla 3.1 se muestran los valores utilizados tanto para Re_{D_c} como Re_H .

Tabla 3.1: Valores utilizados de Re_{D_c} y Re_H

ReDc	ReH
3000	2200
5000	3000
7000	4000
10000	5000

Número de Prandtl

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k_{aire}} = 0,7282 \quad (3.14)$$

3.4.3. Parámetros de salida

Diferencia de temperatura media logarítmica

$$\Delta T_m = \frac{(T_{wall} - T_{in}) - (T_{wall} - T_{out})}{\ln(T_{wall} - T_{in}) / (T_{wall} - T_{out})} \quad (3.15)$$

Donde T_{wall} y T_{in} son las temperaturas del tubo y la entrada del aire respectivamente, mientras que T_{out} corresponde a la temperatura calculada en la salida para cada intercambiador estudiado.

Coefficiente convectivo de transferencia de calor

$$h_o = \frac{Q}{A_o \Delta T_m} \quad (3.16)$$

Donde Q equivale al calor transferido en las aletas y tubos del intercambiador obtenida en cada simulación.

Factor de Colburn

$$j = \frac{h_o}{\rho V_{max} C_p} Pr^{2/3} \quad (3.17)$$

Donde C_p [J/Kg K] corresponde al calor específico del aire.

Presión promedio de sección transversal

$$P_{st}(x) = \frac{\int \int p(x, y, z) dy dz}{\int \int dy dz} \approx \frac{\sum P_{ij}(x, y_j, z_k) \Delta y \Delta z}{\sum \Delta y \Delta z} [Pa] \quad (3.18)$$

Factor de Fricción

$$f = \frac{A_c \rho_m}{A_o \rho_1} \left[\frac{2 \Delta P \rho_1}{G_c^2} - (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} - 1 \right) \right] \quad (3.19)$$

Donde A_c [m] corresponde al área transversal en la menor sección del intercambiador de calor. ρ_m , ρ_1 y ρ_2 [Kg/m³] corresponden a la densidad del aire media, en la entrada y en la salida del

intercambiador respectivamente en función de la temperatura. El término G_c [Kg/m^2s] se define como el máximo flujo de aire basado en el área mínima de flujo en el intercambiador. Este último término se calcula mediante la ecuación 3.20. Finalmente el término σ se define como la tasa de contracción de área transversal y se calcula a partir de la ecuación 3.21.

$$G_c = \rho V_{max} \quad (3.20)$$

$$\sigma = \frac{V_{in}}{V_{max}} \quad (3.21)$$

Factor de rendimiento de transferencia de calor

$$J = j Re_{D_h} \quad (3.22)$$

Factor de potencia de bombeo

$$F = f(Re_{D_h})^3 \quad (3.23)$$

Factor de rendimiento térmico

$$\eta = \frac{\frac{j}{j_{ref}}}{\sqrt[3]{\left(\frac{f}{f_{ref}}\right)}} \quad (3.24)$$

Factor de rendimiento global

$$JF = \frac{j}{\sqrt[3]{f}} \quad (3.25)$$

Finalmente, destacar que las simulaciones de validación se realizan en estado estacionario, considerando que los resultados de las simulaciones para los valores de Reynolds estudiados ($Re_{D_c} = 3000, 5000, 7000$ y 10000) no difieren notablemente respecto a una simulación en transiente. El criterio de convergencia para estas simulaciones se obtiene al obtener valores de residuos de 1×10^{-3} para la velocidad y continuidad, mientras que para la energía se debe alcanzar valores de 1×10^{-6} . Además, durante la simulación se grafica la transferencia de calor tanto en las aletas como en los tubos y la temperatura en la salida del intercambiador. Se busca que estos gráficos tengan un comportamiento constante para lograr una buena convergencia.

Respecto a las simulaciones de los demás modelos, se utiliza un modelo transiente con un paso de tiempo variable que se va adaptando a la estabilidad de la convergencia de la simulación. Para todos los modelos se inicia con un paso de tiempo de 0,001 segundos con un máximo de 20 iteraciones

para cada paso de tiempo, imponiendo un límite de tiempo final equivalente a que el fluido pase 3 veces a lo largo del intercambiador. El paso de tiempo varía entre 0,001 y 0,000001 segundos. El criterio de convergencia para cada paso de tiempo se obtiene al alcanzar valores de 1×10^{-3} para la velocidad y continuidad, mientras que para la energía se deben alcanzar valores de 1×10^{-6}

4. Metodología

En esta sección se muestra el método de trabajo para lograr los objetivos propuestos para este estudio. En primera instancia se determina un modelo base con resultados experimentales para luego trabajar en la validación de las simulaciones y la independencia del mallado en base a este último. Cabe destacar que esta etapa es iterativa, llevando incluso a una posible redefinición del modelo. Posteriormente se define el modelo base con tubos ovalados que servirá de referencia para la comparación con las mejoras realizadas posteriormente. Para este último modelo se determina una independencia del mallado (muy similar al modelo de validación). Luego, se definen los diferentes modelos de intercambiadores con aletas modificadas para que finalmente se realicen las simulaciones de los fenómenos de interés y se analicen los resultados, reiterando las simulaciones si las circunstancias lo requieren. Una vez obtenidos y analizados los resultados se realizan las conclusiones finales del trabajo.

En la figura 4.1 se muestra un diagrama que resume la metodología de trabajo descrita anteriormente. A continuación se describe cada etapa con más detalle.

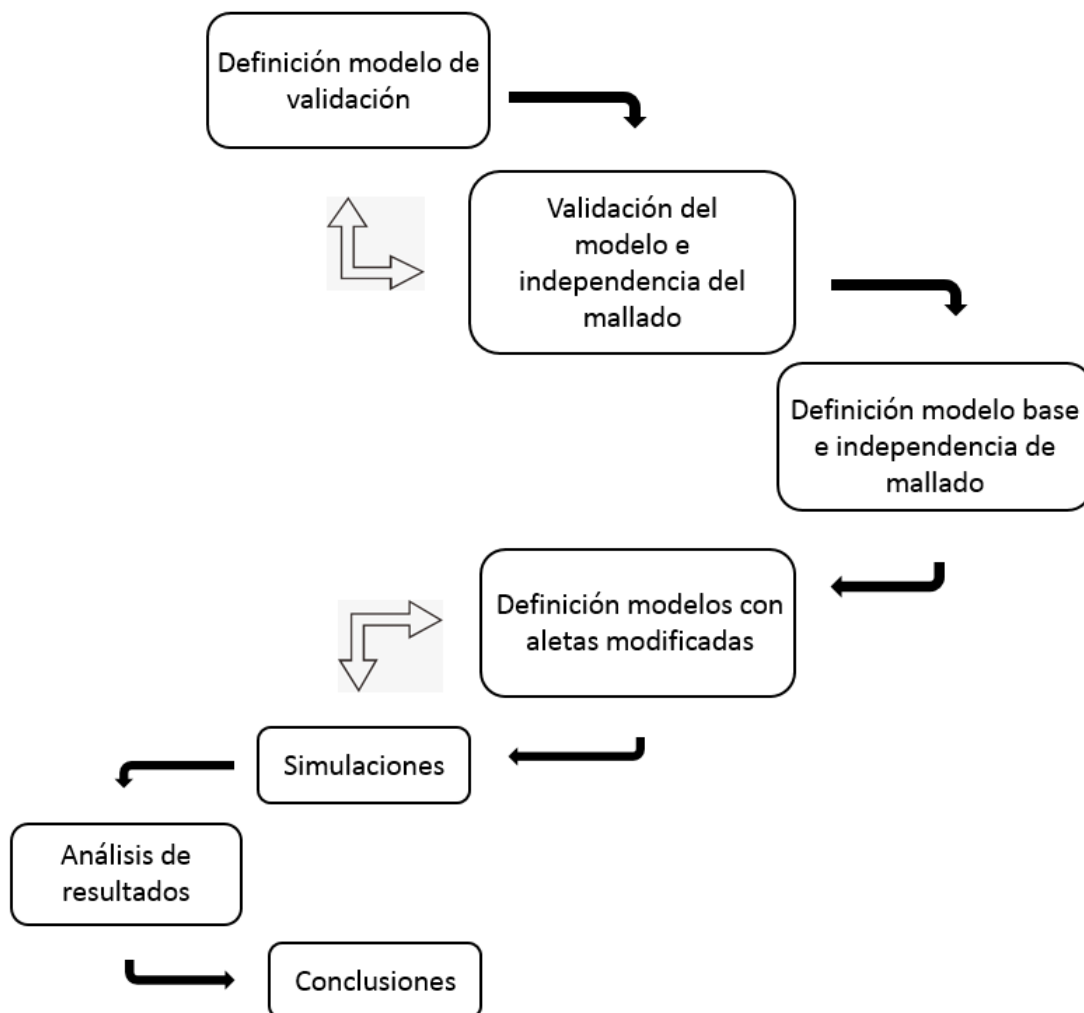


Figura 4.1: Diagrama del proceso de la metodología de trabajo.

Definición del modelo base para validación

Las dimensiones de este modelo base se obtienen del estudio experimental realizado por Wang et al. [2]. En el año 2000 este autor realiza una recopilación de diferentes estudios experimentales de transferencia de calor y caída de presión, en los cuales se varían diferentes parámetros como la cantidad de filas de tubos, espaciamiento entre aletas, grosor de aletas, etc. En esta recopilación se utilizan 74 muestras de intercambiadores de calor para lograr generar las correlaciones del factor de Colburn y factor de fricción. La muestra seleccionada para realizar la validación del presente trabajo tiene las características descritas en la sección 3.1.1. Se define esta muestra considerando que existen estudios numéricos, donde las validaciones también se basan en esta configuración, como lo hace He et al. en su estudio del año 2012 [23]. Destacar finalmente que el modelo de este intercambiador se construye mediante el software Autodesk Inventor 2016.

Validación del modelo e independencia del mallado

La geometría realizada en la etapa anterior se importa al software ANSYS Fluent para que en primera instancia se genere el dominio computacional descrito en la sección 3.2. Luego se define una configuración para el mallado y se insertan los parámetros correspondientes para las diferentes condiciones de borde descritas en la sección 3.3. Posteriormente se realiza la simulación para finalmente extraer los resultados referentes a la transferencia de calor y caída de presión. Los resultados extraídos directamente de la simulación son el calor Q [W] transferido en las superficies del intercambiador y la temperatura de salida del aire en la salida de este para así calcular el factor de Colburn mediante las ecuaciones descritas en la sección 3.4.3. Por otro lado, se obtiene la presión promedio tanto en la entrada como en la salida del intercambiador para determinar el factor de fricción. Esta simulación se repite para los valores de Reynolds mencionados en la sección 3.3.

Posteriormente, se generan dos casos con la misma configuración, variando solamente el refinado del mallado y repitiendo el mismo procedimiento de extracción de datos. Destacar que, dado que el tiempo de simulación no es tan extenso, se decide simular todos los valores de Reynolds para cada mallado. Además se comparan dos modelos de turbulencia ($k - w$ y $k - \epsilon$) con el fin de obtener simulaciones más precisas. Se evalúa el cambio en los resultados del factor de colburn y el factor de fricción entre el mallado más fino y los demás. Finalmente, se selecciona el mallado que cumpla con una leve variación de los resultados respecto al mallado más fino, además que el tiempo de simulación sea aceptable. Luego este mallado se utilizará para realizar las siguientes simulaciones.

En la figura 4.2 se muestra un esquema del proceso de validación. Los resultados obtenidos se comparan con las correlaciones obtenidas por el estudio experimental que se muestran en las ecuaciones 3.1 y 3.2. Por último destacar que los resultados obtenidos de estas simulaciones no deben diferir más allá de un 15 % respecto a los valores entregados por las correlaciones del estudio experimental. Mencionar además, que este valor de un 15 % se considera dado que en estudios actuales de intercambiadores de calor se muestran valores similares en la etapa de validación [24][25].

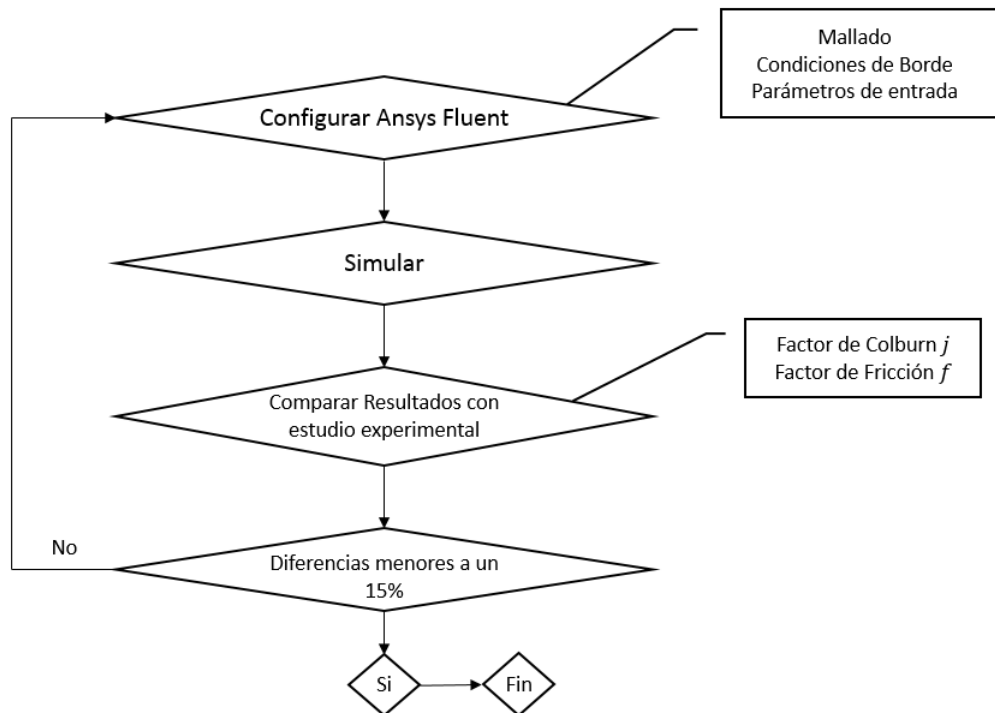


Figura 4.2: Diagrama del proceso de validación.

Definición de modelo base

En esta etapa se toma el mismo modelo utilizado en la validación y se cambia solamente las dimensiones del tubo, cambiando de tubos redondos a tubos ovalados. Las características de este modelo se muestran en la sección 3.1.2.

Determinación de independencia de mallado

Al igual que en la etapa de validación, se busca el mallado que entregue los resultados más precisos en las simulaciones. Para este caso se simula el modelo base para tres mallados diferentes utilizando como parámetro de entrada un valor de Reynolds $Re_H = 2200$. Una vez obtenidos los resultados, se selecciona el mallado que cumpla con una leve variación en el factor de Colburn y factor de fricción respecto al mallado más fino. Además se toma en consideración que el tiempo de simulación sea aceptable.

Definición de modelos con aletas mejoradas

En esta etapa se recopilan diferentes estudios numéricos de diferentes mejoras en aletas de intercambiadores. Los diferentes tipos de aletas seleccionados para este estudio corresponden a aletas onduladas, aletas con GVL, aletas con persianas y un modelo con aletas combinadas (aletas onduladas con GVL). En la sección 3.1 se muestran las geometrías utilizadas, que se seleccionan en base a su capacidad d transferencia de calor.

Simulaciones

Se realizan las simulaciones en base a la configuración de Ansys Fluent establecidas en la etapa de validación e independencia del mallado. Se simulan los 5 modelos descritos en la etapa anterior (considerando el modelo base) para los Reynolds $Re_H = 2200, 3000, 4000$ y 5000 . Destacar que estas simulaciones se realizan en estado transiente.

Análisis de Resultados

Se analizan los resultados a través de los parámetros descritos en la subsección 3.4.3. La extracción de resultados se realiza mediante la herramienta del Post Processing en el módulo Ansys, obteniendo perfiles de temperatura, vectores de velocidad y líneas de flujo.

Conclusiones

Se realizan las conclusiones en base a los objetivos establecidos para este trabajo.

5. Presentación y Análisis de Resultados

5.1. Validación

A continuación se muestran los resultados obtenidos en la etapa de validación e independencia del mallado.

Se simularon 3 configuraciones del modelo de validación, variando solamente el mallado de este. En la tabla 5.1 se muestran los valores obtenidos tanto para el factor de Colburn como el factor de Fricción para cada simulación, además de los valores obtenidos mediante las correlaciones del estudio experimental. A partir de estos resultados es posible obtener las diferencias porcentuales referentes a las correlaciones del estudio experimental (Wang et al.), las cuales se muestran en la tabla 5.2.

Tabla 5.1: Valores de factor de Colburn y Fricción en etapa de validación.

Mallado	Re_{D_c}	j $(k - \epsilon)$	j $(k - \omega)$	f $(k - \epsilon)$	f $(k - \omega)$	j correlación	f correlación
Grueso	3000	0,008633	0,007559	0,03667	0,03594	0,008503	0,03726
Medio		0,008815	0,007997	0,03859	0,03924		
Fino		0,008820	0,008099	0,03872	0,04011		
Grueso	5000	0,007076	0,006395	0,03072	0,02999	0,006574	0,03233
Medio		0,007221	0,006736	0,03197	0,03226		
Fino		0,007246	0,006820	0,03220	0,03324		
Grueso	7000	0,006234	0,005805	0,02697	0,02632	0,005545	0,02984
Medio		0,006366	0,006042	0,02748	0,02861		
Fino		0,006390	0,006088	0,02770	0,02943		
Grueso	10000	0,005315	0,005119	0,02379	0,02314	0,004627	0,02769
Medio		0,005424	0,005261	0,02459	0,02495		
Fino		0,005427	0,005283	0,02477	0,02618		

Tabla 5.2: Diferencias porcentuales de las simulaciones con los resultados experimentales

Mallado	Re_{D_c}	Dif. % de j ($k - \epsilon$)	Dif. % de j ($k - \omega$)	Dif. % de f ($k - \epsilon$)	Dif. % de f ($k - \omega$)
Grueso	3000	1,52	11,11	1,59	3,57
Medio		3,67	5,96	3,55	5,31
Fino		3,73	4,75	3,90	7,65
Grueso	5000	7,64	2,73	4,97	7,23
Medio		9,84	2,47	1,11	0,20
Fino		10,22	3,75	0,41	2,80
Grueso	7000	12,43	4,70	9,61	11,79
Medio		14,81	8,97	7,90	4,11
Fino		15,25	9,79	7,19	1,39
Grueso	1000	14,88	10,64	14,07	16,43
Medio		17,96	13,72	11,21	9,89
Fino		17,31	14,19	10,56	5,45

Como se puede observar, cada uno de los resultados muestra una diferencia porcentual menor al 15 % respecto al resultado experimental, por lo que en primera instancia las simulaciones se pueden considerar válidas. Como se menciona previamente, se estudiaron 2 modelos de turbulencia ($k - \epsilon$, $k - \omega$) para asegurar una mayor precisión en los resultados obtenidos. Para el modelo $k - \omega$ se tiene que los resultados de las simulaciones difieren de los experimentales entre 7,3 %-8,1 % y 4,3 % - 9,8 % para el factor de Colburn y factor de Fricción respectivamente. Mientras que para el modelo $k - \epsilon$ hay una diferencia entre 9,1 % - 11,6 % y 5,5 % - 7,6 % para el factor de Colburn y factor de Fricción respectivamente. Considerando que estas simulaciones se realizan en estado estacionario, las diferencias de resultados entre los modelos de turbulencia estudiados no es muy notoria, sin embargo el modelo $k - \omega$ muestra una mayor cercanía con los resultados experimentales por lo que será el modelo a utilizar en las próximas simulaciones. Cabe destacar que para una simulación en estado transiente el modelo $k - \omega$ si tiene mejores resultados respecto al modelo $k - \epsilon$, principalmente por el tratamiento del flujo cerca de la pared (near wall treatment) [20].

5.2. Independencia del mallado

Configuración del mallado

En el mallado del dominio computacional se utiliza el método llamado Sweep, que permite dividir el dominio en una cierta cantidad de elementos en una dirección específica. Para el presente caso se divide en 20 elementos siguiendo la dirección normal a las aletas del intercambiador. En la figura 5.1 se muestra el mallado utilizado para uno de los modelos de validación, que contiene 969.600 elementos y 1.038.576 nodos. Uno de los factores para determinar un mallado de buena calidad es el Sesgo (Skewness en inglés) cuyo valor promedio de todos los elementos debe ser aproximadamente 0,5 o menos. Además se tiene otro factor conocido como Calidad Ortogonal (Orthogonal Quality

en inglés) cuyo valor debe estar entre 0,5 y 1 para un buen mallado.

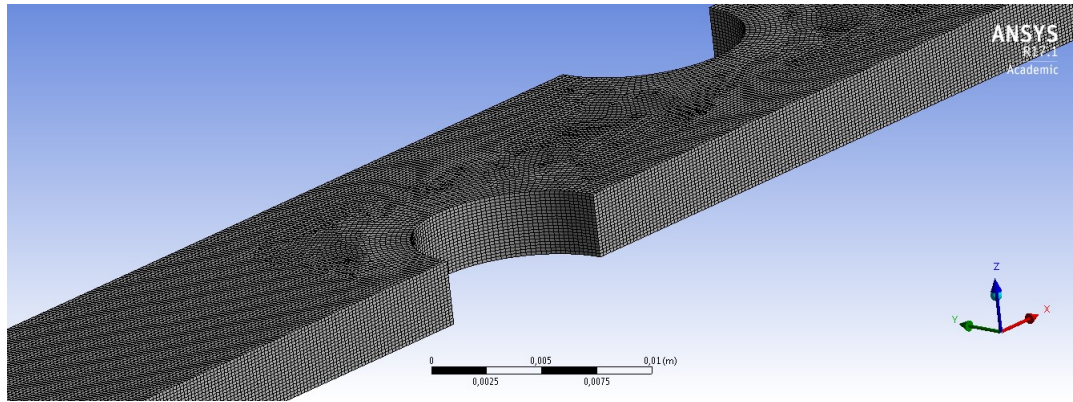


Figura 5.1: Mallado del modelo de validación, 969.600 elementos.

Independencia del mallado

Las tres configuraciones de mallado utilizadas se resumen en la tabla 5.3 en la cual se tiene un mallado grueso (326.240 elementos), uno medio (969.600 elementos) y otro fino (1.298.800 elementos). Para aumentar la cantidad de elementos en la malla se varía el tamaño máximo de tetraedro (Max. Tet Size) y el tamaño máximo de cara (Max Face Size).

Considerando que se va a utilizar el modelo de turbulencia ($k - \omega$), en la tabla 5.4 se muestran los valores obtenidos para el factor de Colburn y factor de Fricción en cada mallado estudiado. Luego, se puede observar en la tabla 5.5 que la diferencia porcentual de los valores del factor de Colburn entre el mallado Grueso y Fino es mayor que la diferencia entre el mallado Medio y Fino para los 4 valores de Reynolds estudiados. Lo mismo ocurre para los valores del factor de Fricción. De esta manera se decide trabajar con un mallado de aproximadamente 969.600 elementos.

Tabla 5.3: Características de mallados estudiados para validación

Característica	Mallado Grueso	Mallado Medio	Mallado Fino
Número de elementos	326240	969600	1298800
Max. Skewness	0,53509	0,57153	0,58117
Skewness Promedio	0,03996	0,03119	0,03151
Min. Calidad Ortogonal	0,71358	0,66955	0,67709
Calidad Ortogonal Promedio	0,99321	0,99506	0,99475
Max. tamaño de cara	4E-04	2,3E-04	2E-04
Max. tamaño de tetraedro	4E-04	2,3E-04	2E-04

Tabla 5.4: Valores de j y f para cada mallado usando modelo de turbulencia $k - \omega$

Reynolds	Tipo de Mallado	Factor de Colburn	Factor de Fricción
3000	Mallado Grueso	0,007559	0,03594
	Mallado Medio	0,007997	0,03924
	Mallado Fino	0,008099	0,04011
5000	Mallado Grueso	0,006395	0,02999
	Mallado Medio	0,006736	0,03226
	Mallado Fino	0,006820	0,03324
7000	Mallado Grueso	0,005805	0,02632
	Mallado Medio	0,006042	0,02861
	Mallado Fino	0,006088	0,02943
10000	Mallado Grueso	0,005119	0,02314
	Mallado Medio	0,005261	0,02495
	Mallado Fino	0,005283	0,02618

Tabla 5.5: Diferencias porcentuales en los valores de j y f de los mallados grueso y medio respecto al mallado fino para el modelo de turbulencia $k - \omega$.

Reynolds	Tipo de Mallado	Factor de Colburn	Factor de Fricción
3000	Mallado Grueso	6,67	10,42
	Mallado Medio	1,26	2,17
5000	Mallado Grueso	6,24	9,76
	Mallado Medio	1,24	2,92
7000	Mallado Grueso	4,63	10,55
	Mallado Medio	0,74	2,76
10000	Mallado Grueso	3,11	11,61
	Mallado Medio	0,42	4,70

Resultados de Simulaciones

En la siguiente sección se muestran los resultados obtenidos para las simulaciones de los modelos base con tubos ovalados, modelo con aletas onduladas, modelo con generadores de vórtices, modelo con persianas y modelo combinado para cada uno de los valores de Re_H definidos en la sección de parámetros de entrada.

5.3. Intercambiador con tubos ovalados y aletas planas

Comportamiento del flujo

En la figura 5.2 se puede observar las líneas de flujo a lo largo del intercambiador en un plano medio de este ($z = 0,0015[mm]$), para un valor de $Re_H = 3000$. Como primera observación

se tiene que el flujo genera una zona de recirculación en la parte trasera de cada tubo ovalado. Esta zona de recirculación es claramente menor a la generada en un intercambiador con tubos circulares, extendiéndose a lo largo del flujo. Esta última afirmación se observa en la comparación realizada con el modelo de validación en la figura 5.3, donde se observan los vectores de velocidad de cada modelo. A partir de esta observación, se puede explicar que la menor transferencia de calor generada en el intercambiador con tubos circulares se produce por la mayor zona de recirculación, evitando una mayor renovación del flujo en estos puntos.

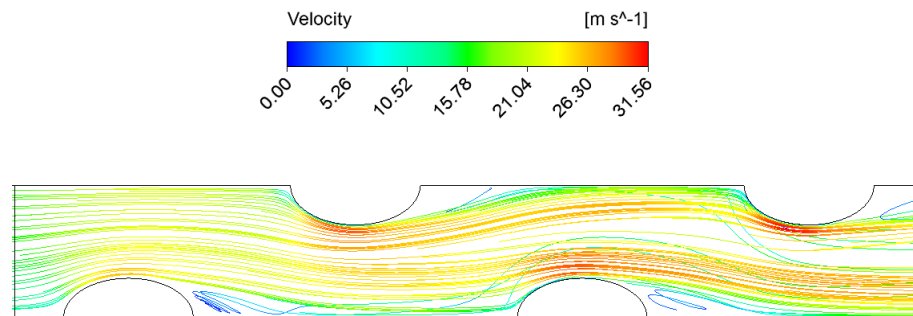


Figura 5.2: Líneas de flujo en intercambiador con tubos ovalados para $Re_H = 3000$.

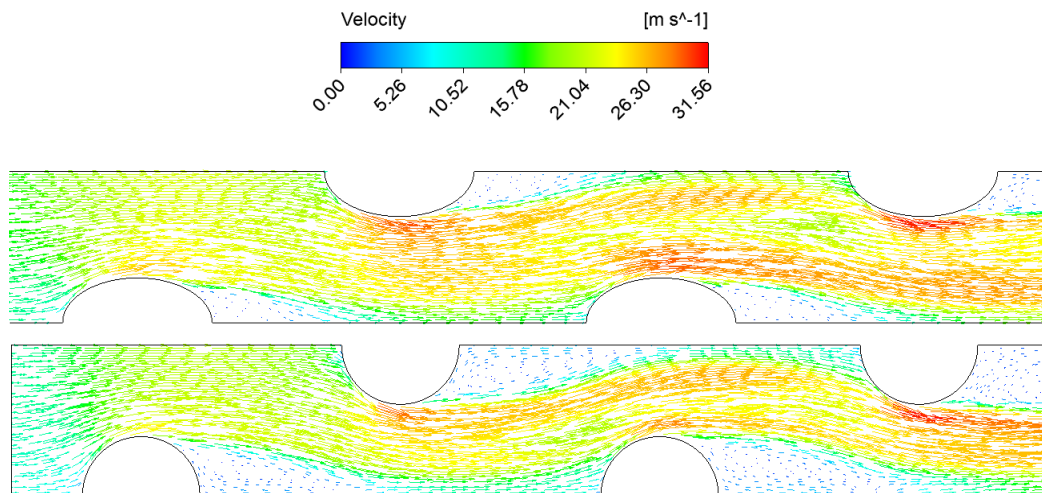


Figura 5.3: Comparación de líneas de flujo para intercambiador con tubos ovalados y tubos ondulados.

Comportamiento térmico

Al igual que en las figuras de línea de flujo y vectores velocidad, en la figura 5.4 se observan fenómenos similares a los descritos previamente. En las zonas de recirculación se tienen altas temperaturas respecto a otras zonas del intercambiador, y se debe a la no renovación del fluido en estas zonas, aumentando su temperatura con el paso del tiempo. Por otro lado, se observa que en la entrada del intercambiador existe alta sinergia entre la velocidad y gradiente de temperatura, es decir, el gradiente de temperatura tiene la misma dirección del flujo. Sin embargo, a medida que

se avanza a lo largo del intercambiador, esta sinergia se va perdiendo, observando un gradiente de temperatura en dirección transversal. Estos gradientes de temperatura se presentan claramente cerca de los tubos y en las zonas de recirculación. Cabe destacar que esta sinergia se hace menos evidente a medida que se aumenta la velocidad de entrada al intercambiador, llegando a casos en que el campo de temperatura se extiende hasta la salida del intercambiador [26].

En la figura 5.5 se muestra la distribución de temperatura en la aleta, evidenciando la buena conducción del calor a través de esta gracias a la configuración de Shell Conduction en la simulación. Cabe destacar que esta conducción se hace evidente en todas las simulaciones como se muestra en la sección de Anexos.

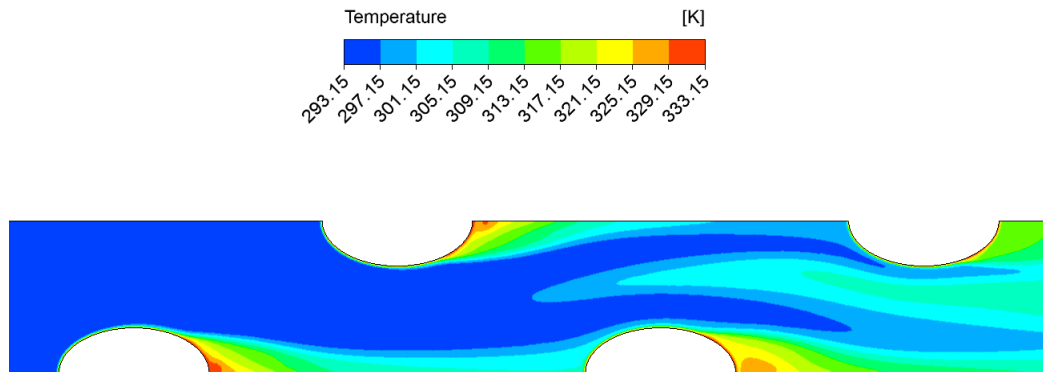


Figura 5.4: Distribución de temperatura en intercambiador con tubos ovalados para $Re_H = 3000$.

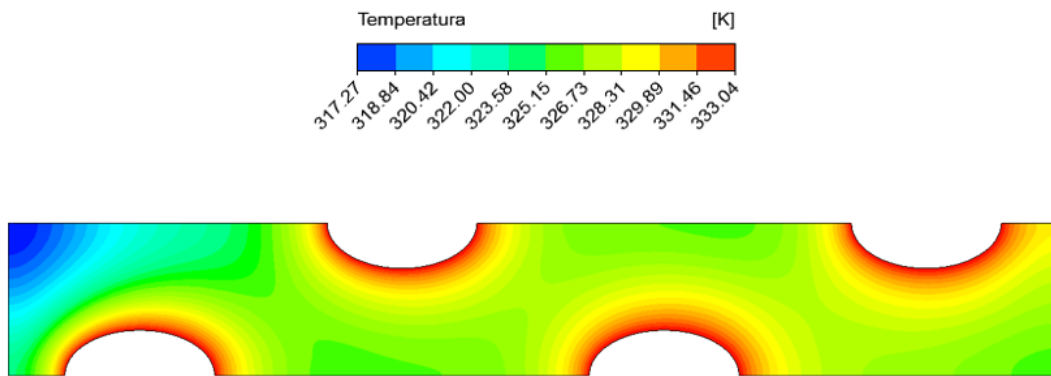


Figura 5.5: Perfil de temperatura en aletas para $Re_H = 3000$.

En la figura 5.6 se muestra un gráfico con los valores del factor de Colburn para cada simulación de este intercambiador. Aquí se puede observar una tendencia decreciente del factor de Colburn a medida que aumenta el valor de Re_H . Este caso será el base para luego comparar con los modelos de aletas mejoradas. Además en la figura 5.7 se muestra el comportamiento del factor de Fricción para cada valor de Reynolds estudiado.

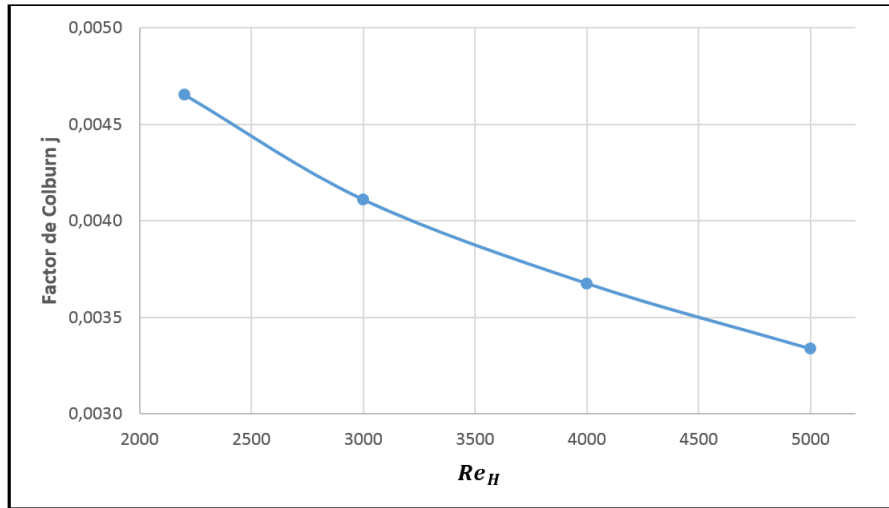


Figura 5.6: Valores del factor de Colburn para $Re_H = 2200, 3000, 4000$ y 5000 .

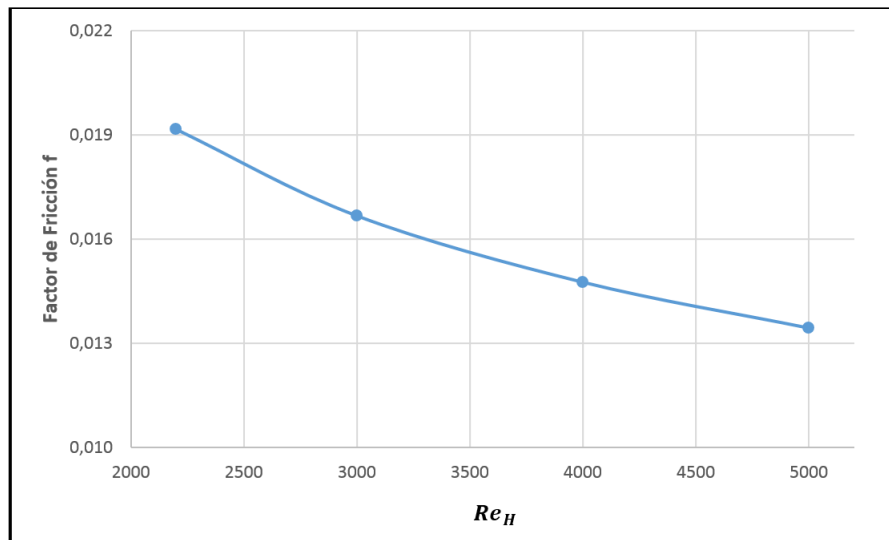


Figura 5.7: Valores del factor de Fricción para $Re_H = 2200, 3000, 4000$ y 5000 .

5.4. Intercambiador con aletas onduladas

Comportamiento del flujo

Para obtener un buen análisis tanto del flujo y distribución de la temperatura en este intercambiador, se deciden crear 11 secciones. Una de ellas corresponde a una sección en el plano XY definida como S1, mientras que la sección S2 se ubica en la sección media del plano XZ. Las 9 secciones restantes se ubican perpendicularmente al flujo de entrada en diferentes posiciones del intercambiador (desde la entrada S3 a la salida S11). Estas secciones se muestran en la figura 5.8.

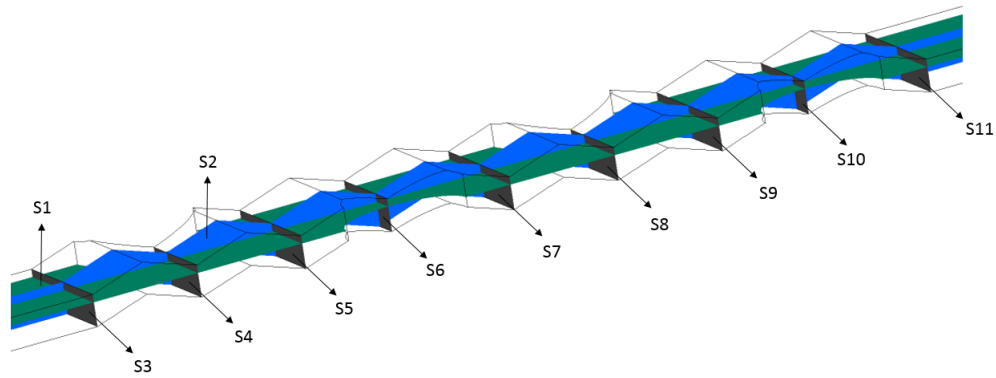


Figura 5.8: Posiciones de las diferentes secciones de control.

En la figura 5.9 se muestran los vectores velocidad en las secciones S1 y S2 para un valor de $Re_H = 3000$, donde se aprecia que las mayores velocidades se alcanzan en las zonas donde están ubicados los tubos del intercambiador. Uno de las razones para utilizar aletas onduladas en la mejora de la transferencia de calor, es su capacidad para generar una desestabilización de flujo a lo largo del intercambiador gracias a que el fluido es acelerado hacia diferentes zonas de curvatura. Se puede observar en la figura 5.9 que la zona de recirculación es menor a la mostrada en la figura 5.3, y se debe únicamente a la capacidad de las aletas onduladas para generar una mejor mezcla del fluido y aumentando la transferencia de calor en estas zonas.

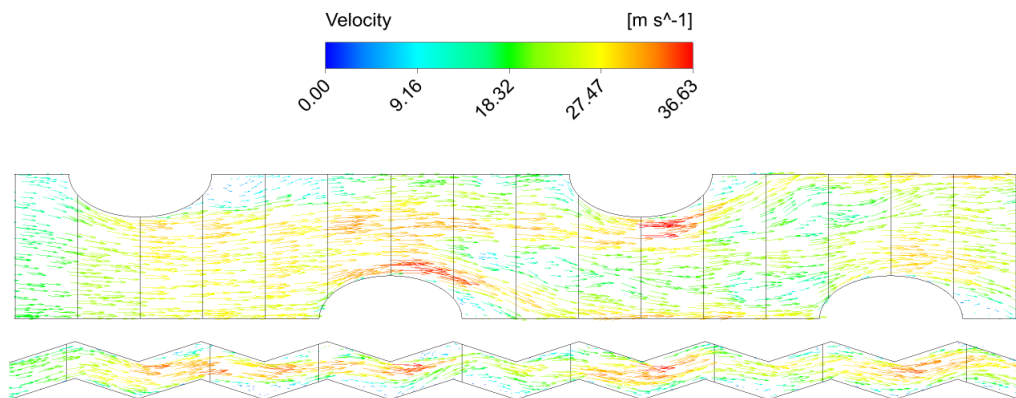


Figura 5.9: Vectores velocidad en S1 y S2 para un $Re_H = 3000$

Comportamiento térmico

En la figura 5.10 se muestra la distribución de temperatura en el plano medio del intercambiador. Al comparar con el mostrado en la sección anterior para el intercambiador de tubos ovalados y aletas planas, se observa que no existen zonas marcadas de altas temperaturas detrás de los tubos. Esto se explica por lo mencionado anteriormente sobre la mejor mezcla de fluido que existe en este modelo. Al igual que en el caso de aletas planas, se observa que el gradiente de temperatura, a medida que se avanza por el intercambiador, se vuelve cada vez más perpendicular a la dirección del flujo.

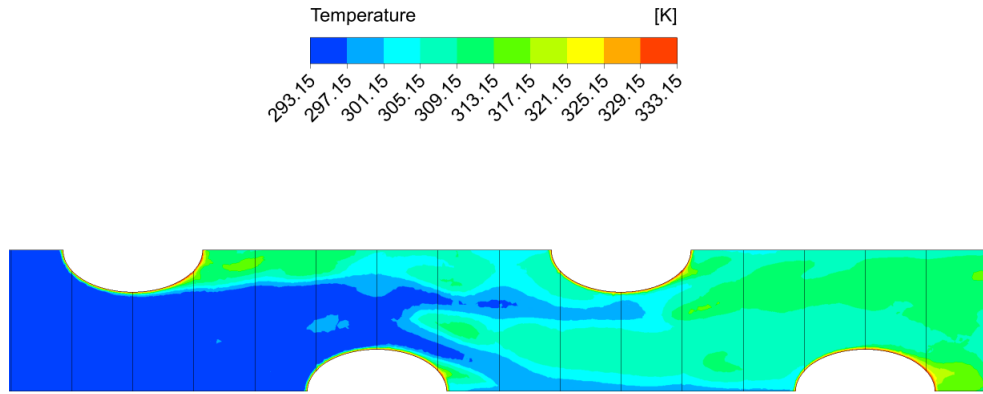


Figura 5.10: Distribución de temperatura en plano medio del intercambiador con aletas onduladas para $Re_H = 3000$.

Otro de los mecanismos para aumentar la transferencia de calor con las aletas onduladas, es modificar la capa térmica. Esto se puede observar en la figura 5.11 donde en las secciones S3 y S4 se tiene una distribución parecida a una U en forma horizontal, destacando que en S4 se aprecia el gradiente de temperatura en el borde del tubo. Sin embargo, en las demás secciones se tienen diferentes modificaciones en la capa límite. Esto se debe principalmente al aumento en la mezcla del fluido generada por las aletas onduladas y además se puede observar la generación de vórtices longitudinales. Estos últimos pueden ser los denominados vórtices de Görtler generados en superficies cóncavas. La generación de estos vórtices se produce cuando el espesor de la capa límite térmica es comparable al radio de curvatura de la aleta, generando una variación de presión a través de la capa límite desencadenando finalmente una inestabilidad centrífuga reflejada en los vórtices de Görtler. Algunos de estos vórtices se pueden observar en las secciones S7 y S9 donde se observa la variación de la capa límite.

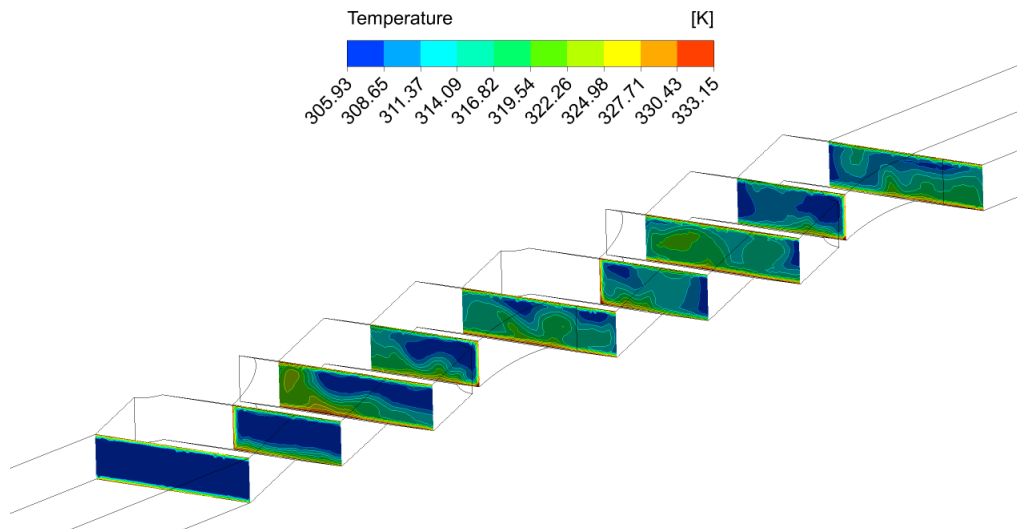


Figura 5.11: Distribución de temperatura en secciones S3, S4, S5, S6, S7, S9, S10 y S11 del intercambiador con aletas onduladas para $Re_H = 3000$.

Otra manera de observar estos vórtices a lo largo del intercambiador es viendo las velocidades tangenciales en cada una de las superficies transversales. En la figura 5.12 se muestran estas velocidades para cada sección y se aprecian claramente los vórtices generados por ejemplo en la sección S7 y S9.

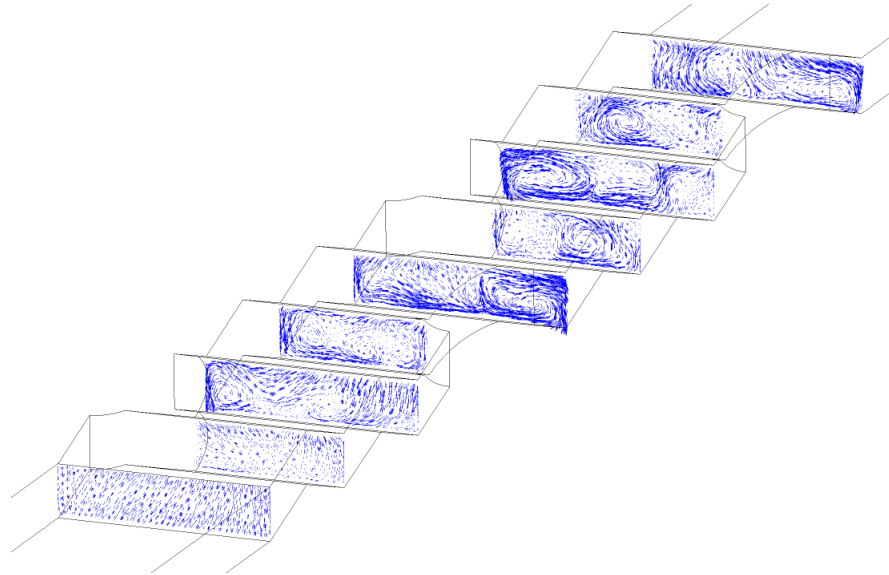


Figura 5.12: Velocidades tangenciales en secciones S3, S4, S5, S6, S7, S9, S10 y S11 del intercambiador con aletas onduladas para $Re_H = 3000$.

En la figura 5.13 se muestra el gráfico con los valores del factor de Colburn para cada valor de Reynolds estudiado. Además, se incluye la curva del modelo base para comparar sus resultados. Como primera observación se tiene que la transferencia de calor es mayor en el intercambiador con aletas onduladas y una de las principales razones son las expuestas previamente respecto a los mecanismos de aumento de transferencia de calor. La mayor diferencia se logra para un $Re_H = 2200$ alcanzando un 53,39 % de aumento, mientras que la menor diferencia se logra a los $Re_H = 5000$ con un aumento del 29,89 % en la transferencia de calor. Por otro lado el factor de fricción se muestra en la figura 5.14, en el cual se observa un claro aumento para el intercambiador de aletas onduladas. El mayor aumento se encuentra para un $Re_H = 4000$ con un valor del 148,72 %, mientras que la menor diferencia se logra para un $Re_H = 4000$ con un valor del 143,29 %. Cabe destacar que estas diferencias porcentuales son en base al modelo con aletas planas y tubos ovalados.

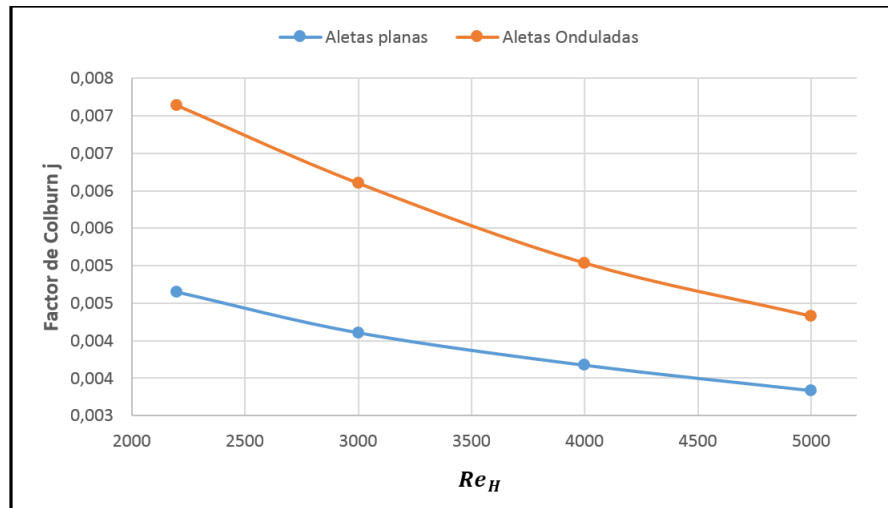


Figura 5.13: Valores del factor de Colburn para $Re_H = 2200, 3000, 4000$ y 5000 . en intercambiador de aletas planas y aletas onduladas.

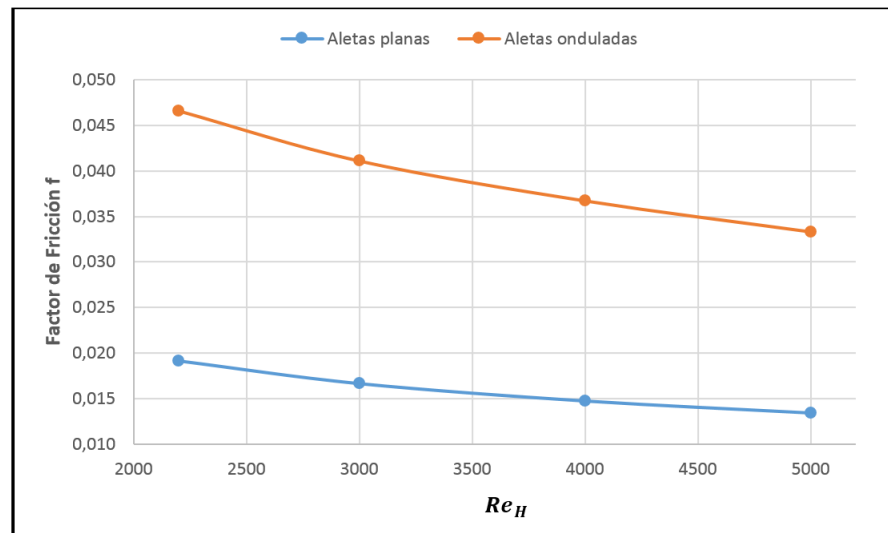


Figura 5.14: Valores del factor de Fricción para $Re_H = 2200, 3000, 4000$ y 5000 . en intercambiador de aletas planas y aletas onduladas.

5.5. Intercambiador con GVL

Comportamiento del flujo

Al igual que para el modelo con aletas onduladas, se decide crear diferentes secciones en el dominio para observar detalladamente los fenómenos ocurridos en esta simulación. En la figura 5.15 se muestran las 6 secciones en las que se divide el dominio donde S1 corresponde a un plano horizontal al intercambiador ubicado en la mitad de la altura del GVL, mientras que S2 es un plano vertical. Luego las secciones S3, S4, S5 y S6 se ubican posteriormente a cada GVL.

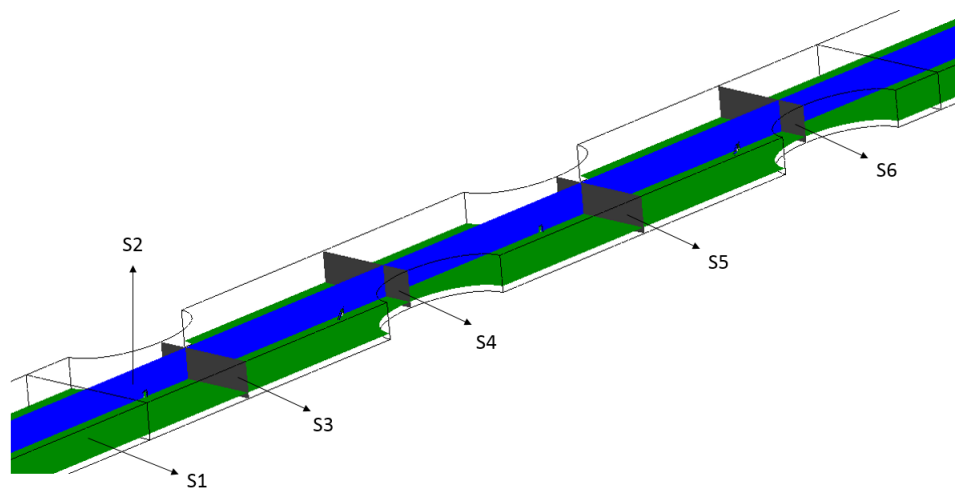


Figura 5.15: Posiciones de las diferentes secciones de control.

El movimiento giratorio de los vórtices se generan por la separación del flujo a través del borde de esquina del GVL debido a la diferencia de presión existente entre las zonas de aguas arriba y aguas abajo. En la figura 5.16 se muestran los vórtices formados por este fenómeno para cada uno de los GVL. Se aprecian claramente tanto los vórtices principales como los vórtices de esquina, los cuales tienen una menor intensidad que el vórtice principal. En la sección S1 solo se observa el vórtice generado por el GVL, sin embargo en las otras secciones se aprecia otro tipo de vórtice y es el generado por la recirculación existente en la parte posterior a cada tubo del intercambiador. Este vórtice se ve afectado por la inducción de los vórtices del GVL, aumentando así su intensidad comparado a un intercambiador sin GVL.

En la figura 5.17 se muestran los vectores velocidad en las secciones S1 y S2. Aquí se observan las zonas de recirculación, posterior a cada tubo ovalado y las máximas velocidades se concentran en las zonas cercanas a cada uno de ellos. Algo que llama la atención es el comportamiento del fluido a lo largo del intercambiador, ya que el fluido tiene una dirección que coincide casi en su totalidad con la dirección en la que están posicionados los GVL. Esta observación puede explicar el porque los vórtices no se desarrollan en su totalidad a lo largo del intercambiador, sino que toman la misma dirección del GVL. En la figura 5.18 se muestran las líneas de flujo en dos secciones ubicadas entre S4 y S5 (S4.1 ubicada inmediatamente después del segundo tubo y S4.2 ubicada justo antes del tercer GVL). En S4.1 se observa en la zona izquierda parte del vórtice generado por el segundo GVL que claramente sigue la dirección de este. Por otro lado en S4.2 este vórtice ya desaparece dejando solo a la vista el vórtice debido a la recirculación en el tercer tubo.

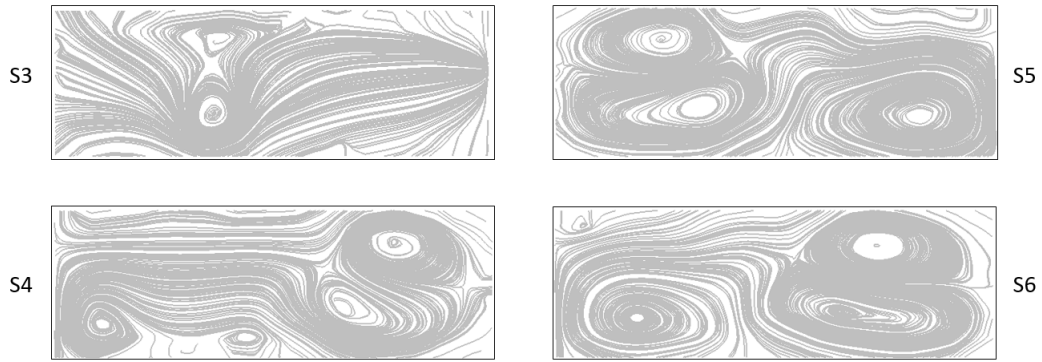


Figura 5.16: Líneas de flujo en secciones S3, S4, S5 y S6. para $Re_H = 3000$

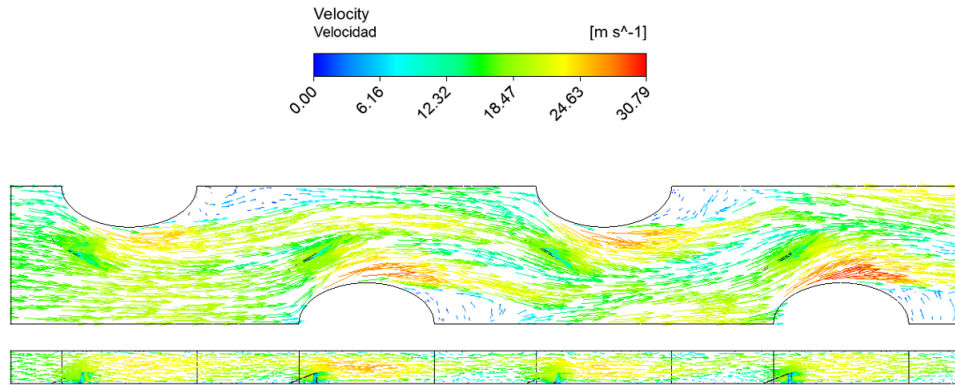


Figura 5.17: Vectores velocidad en secciones S1 y S2. para $Re_H = 3000$

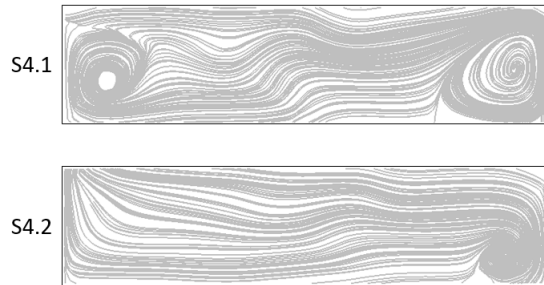


Figura 5.18: Líneas de flujo en secciones S4.1 y S4.2. para $Re_H = 3000$

Comportamiento térmico

Cada uno de los GVL va a generar un cambio en la distribución de temperatura a lo largo del intercambiador, generando distorsión en las capas límite térmicas debido a la fuerte influencia del flujo girando en estas zonas. En la figura 5.19 se muestra la distribución de la temperatura en las diferentes secciones de control. Aquí se observa que los vórtices generan una disminución de la capa límite térmica en ciertas zonas como se observa por ejemplo en la sección S4 donde el vórtice principal genera este efecto en el borde de la aleta superior del intercambiador.

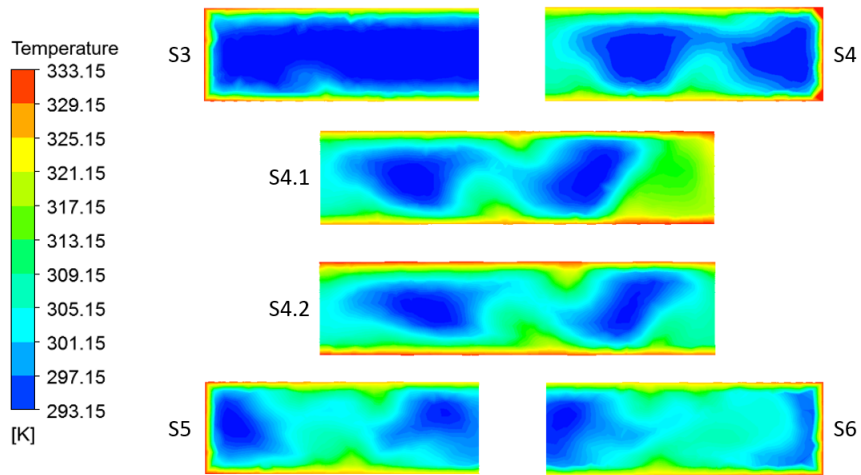


Figura 5.19: Distribución de temperatura en todas las secciones de control para $Re_H = 3000$.

En la figura 5.20 se muestran los valores obtenidos para el factor de Colburn para cada valor de Reynolds estudiado. Además se incluye la curva con los valores obtenidos para el intercambiador con aletas planas para comparar los resultados. Se puede apreciar el aumento de la transferencia de calor al utilizar el intercambiador con GVL, a pesar del efecto mencionado anteriormente sobre la dirección que toman los vórtices longitudinales. El mayor aumento se logra para un $Re_H = 2200$ con un valor de 21,84 %, mientras que el menor aumento se logra para un $Re_H = 5000$ con un valor de 1,53 %. Por otro lado, el valor del factor de fricción se muestra en la figura 5.21. En esta ocasión el valor de f disminuye al utilizar los GVL. La mayor diferencia se obtiene para un $Re_H = 5000$ con un valor del 22,44 % de disminución, mientras que para un $Re_H = 2200$ se obtiene una disminución del 0,22 %. Cabe destacar que estas diferencias porcentuales son en base al modelo con aletas planas y tubos ovalados.

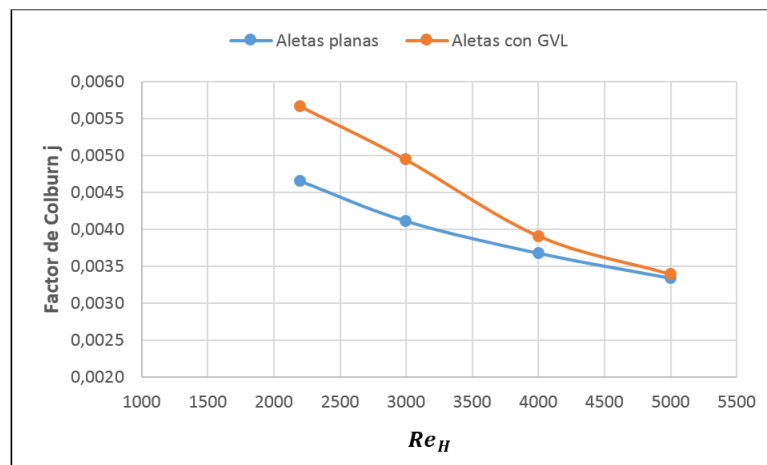


Figura 5.20: Valores del factor de Colburn para $Re_H = 2200, 3000, 4000$ y 5000 . en intercambiador de aletas planas y aletas con GVL.

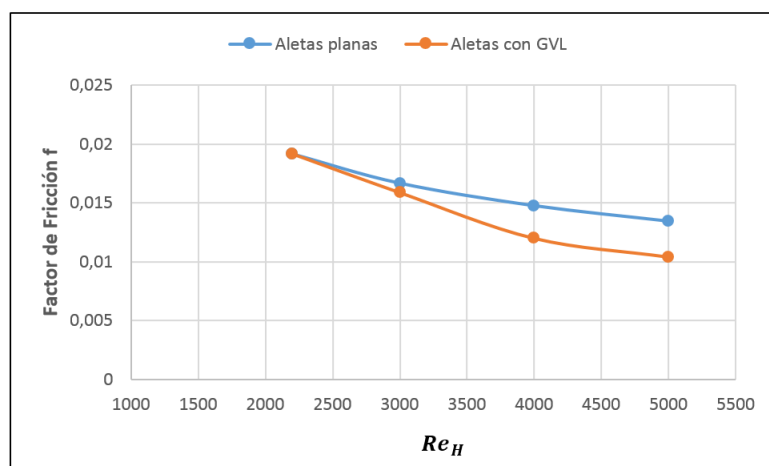


Figura 5.21: Valores del factor de Colburn para $Re_H = 2200, 3000, 4000$ y 5000 . en intercambiador de aletas planas y aletas con GVL.

5.6. Intercambiador con aletas con persianas

Para observar de mejor manera los fenómenos presentes en este tipo de intercambiador se decide dividir el dominio en distintas secciones. En la figura 5.22 se muestran las 8 secciones en las que se divide el dominio, donde P1 corresponde a un plano horizontal ubicado en la mitad del intercambiador, P2 corresponde a un plano muy cercano a la aleta inferior del intercambiador, P3 se posiciona transversalmente a lo largo del intercambiador muy cerca de los tubo. Finalmente las secciones P4 Y P8 se ubican en la entrada y salida del intercambiador respectivamente, mientras que las secciones P5, P6 y P7 se ubican posterior a cada grupo de persianas.

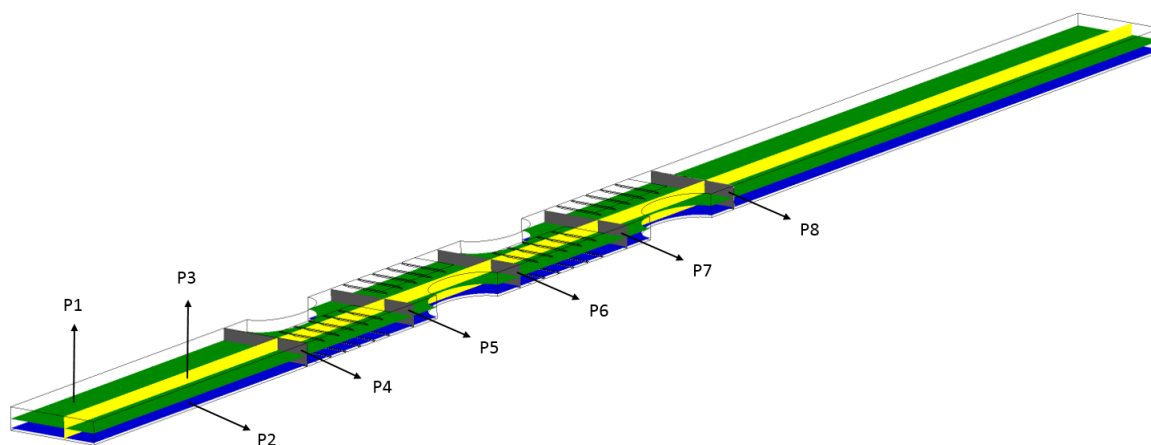


Figura 5.22: Posiciones de las secciones de control para intercambiador de aletas con persianas.

Comportamiento de flujo

Como se observa en la figura 5.23, el fluido se redirecciona rápidamente debido a las ranuras de las persianas. Además las líneas de flujo más cercanas a las persianas aumentan rápidamente su velocidad, lo cual se debe al repentino cambio de geometría provocado por el ángulo de

cada persiana. Gran parte del flujo sigue la trayectoria del intercambiador, especialmente en las zonas entre el tubo y las persianas. Destacar además que las mayores velocidades se alcanzan en las zonas de las persianas y las zonas cercanas a los tubos. Otro fenómeno a destacar es la mínima recirculación que existe en las zonas posteriores a cada tubo, y se debe principalmente a la mezcla de fluido que generan las persianas, mecanismo que permite obtener un alto aumento en la transferencia de calor.

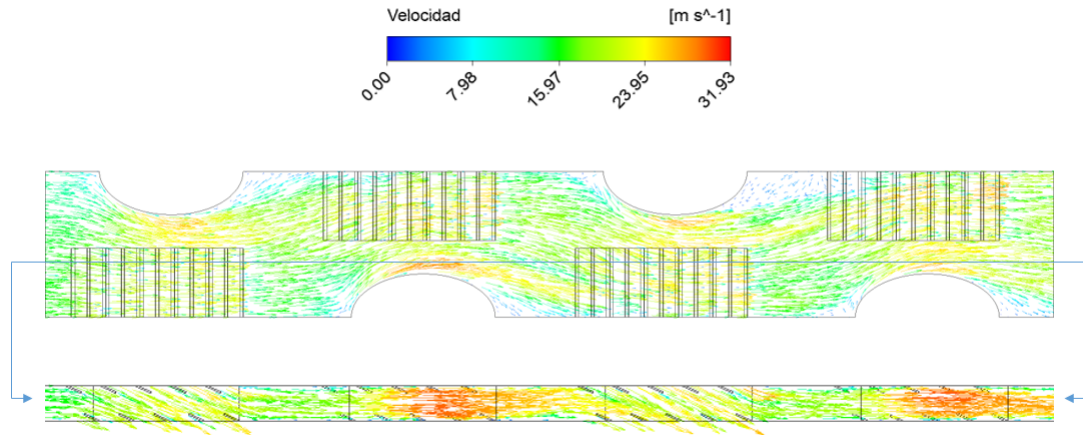


Figura 5.23: Vectores velocidad en plano medio y plano vertical en intercambiador de calor con aletas para $Re_H = 3000$.

En la figura 5.24 se muestran las líneas de flujo en secciones transversales a lo largo del intercambiador. Estas secciones se ubican posterior a cada grupo de persianas y en la entrada y salida del intercambiador. Se observa la generación de un vórtice en la zona cercana a la aleta superior, el cual puede ser provocado por el choque frontal del flujo con el borde de las persianas de la aleta superior, funcionando como un GVL. Este fenómeno ayuda notablemente en el aumento de la transferencia de calor en este tipo de intercambiador, lo cual se evidencia posteriormente con los gráficos de factor de Colburn.

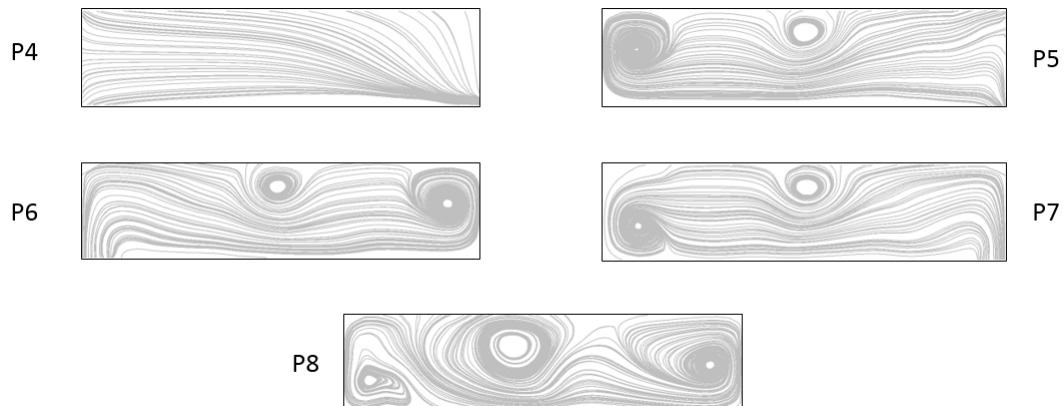


Figura 5.24: Líneas de flujo en secciones transversales en intercambiador de calor con aletas para $Re_H = 3000$.

Comportamiento térmico

En la figura 5.25 se muestra el perfil de temperatura en la aleta del intercambiador y la superficie de las persianas. Como primera observación se tiene que el gradiente de temperatura cerca de los tubos indica una buena transferencia de calor a lo largo de todo el intercambiador. En las zonas de recirculación (detrás de cada tubo) se tiene que el gradiente es más pequeño debido a la poca renovación de fluido. En la superficie de cada persiana se puede observar también un gradiente de temperatura, indicando que la configuración de Shell Conduction en la simulación funciona correctamente, conduciendo el calor desde la aleta hacia las persianas.

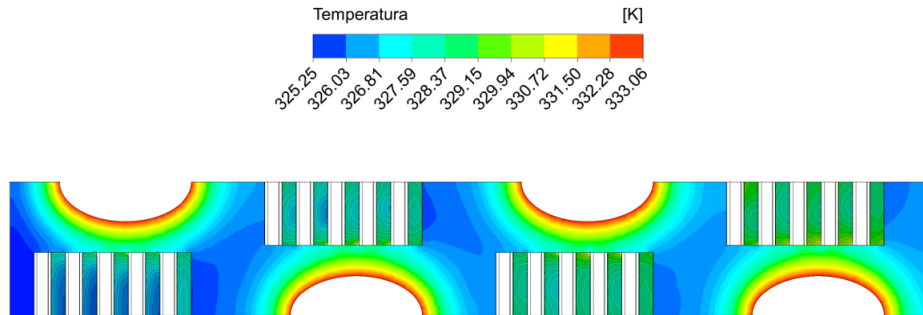


Figura 5.25: Perfil de temperatura en aletas y persianas en intercambiador de calor con persianas para $Re_H = 3000$.

En la figura 5.26 se muestran los resultados obtenidos para el factor de fricción. Para este caso los valores superan a los del intercambiador con aletas planas, alcanzando el máximo para un $Re_H = 5000$ con un 112,31 %. Por otro lado en la figura 5.27 se muestran los valores obtenidos para el factor de Colburn, donde se observa un aumento en la transferencia de calor respecto al modelo de aletas planas para todos los valores de Reynolds estudiados. El mayor aumento se logra para un $Re_H = 2200$ con un valor del 63,02 %, mientras que el menor aumento se alcanza para un valor de $Re_H = 3000$ alcanzando un valor de 55,58 %.

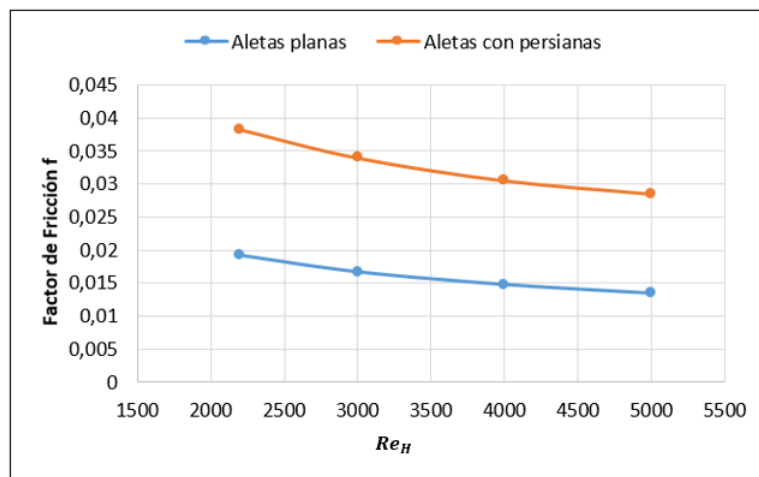


Figura 5.26: Valores del factor de Fricción para $Re_H = 2200, 3000, 4000$ y 5000 . en intercambiador de aletas con persianas.

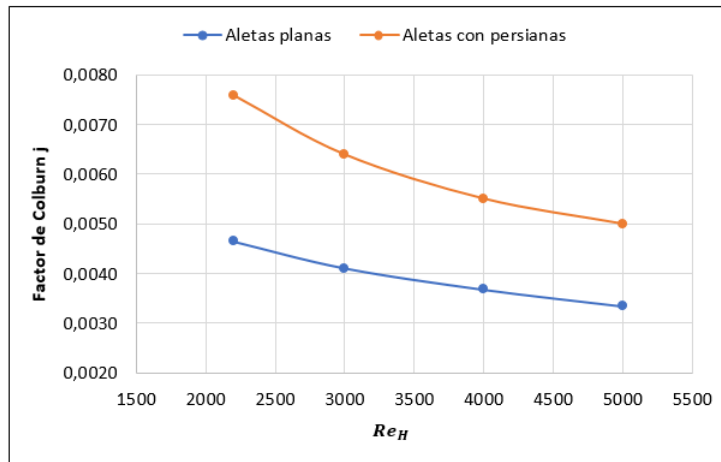


Figura 5.27: Valores del factor de Colburn para $Re_H = 2200, 3000, 4000$ y 5000 . en intercambiador de aletas con persianas.

5.7. Intercambiador con aletas combinadas

Comportamiento del flujo

Para un mejor análisis del flujo y comportamiento térmico se generan 9 secciones en el dominio de este intercambiador. En la figura 5.28 se muestran estas secciones donde, S1 se ubica en el plano horizontal (XY), S2 se ubica en el plano vertical (XZ) y las secciones S3, S4, S5, S6, S7 y S8 se ubican en planos transversales (YZ) a lo largo del intercambiador. Destacar que las secciones S3, S5, S7 y S9 se ubican inmediatamente después de cada GVL.

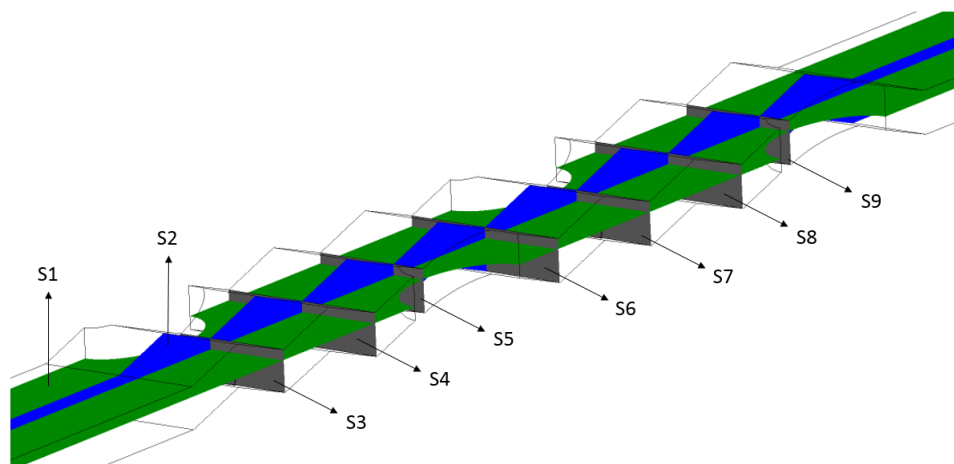


Figura 5.28: Secciones de control en intercambiador de calor con aletas combinadas.

En la figura 5.29 se muestran las líneas de flujo en cada una de las secciones transversales. Se aprecia claramente el efecto de los GVL en las secciones S3, S5, S7 y S9 donde se distinguen los vórtices longitudinales generados por estos, sumados a los ya vistos en la figura 5.12 en la misma ubicación correspondientes a los vórtices de Goertl. Gracias a esto, la desestabilización de flujo a

lo largo del intercambiador se hace aun mayor, llevando a una mejor transferencia del calor.

Los vectores de velocidad mostrados en la figura 5.30 muestran que las mayores velocidades se alcanzan cerca de los tubos del intercambiador. Además, como se muestra en el análisis del modelo con aletas onduladas, las zonas de recirculación son menores comparadas con un intercambiador de aletas planas. Esto último se debe principalmente a la capacidad de las aletas onduladas y los GVL de mezclar el fluido en las zonas de menor transferencia de calor gracias a la desestabilización generada por los vórtices.

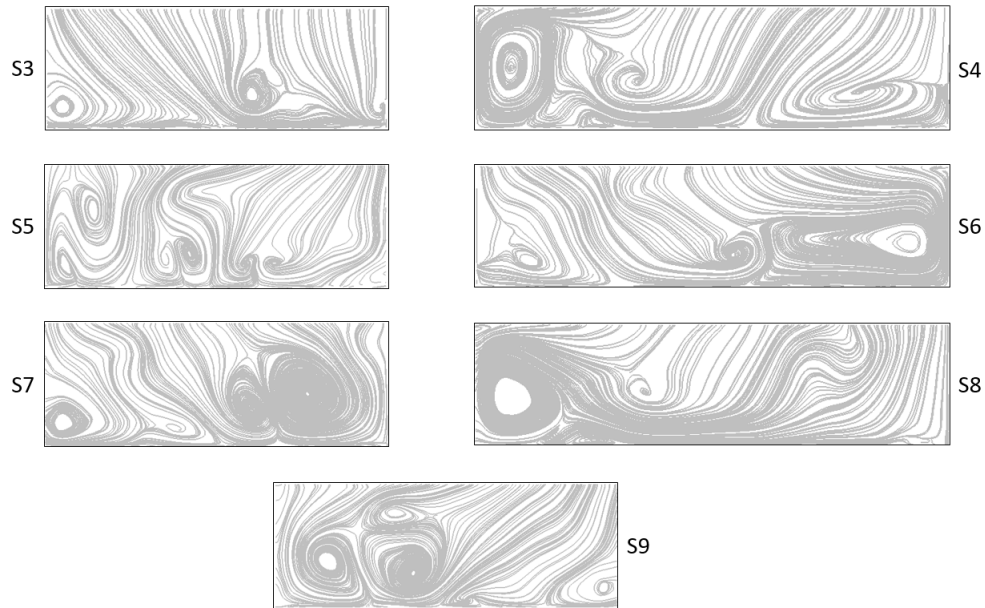


Figura 5.29: Líneas de flujo en secciones transversales en intercambiador con aletas combinadas para $Re_H = 3000$.

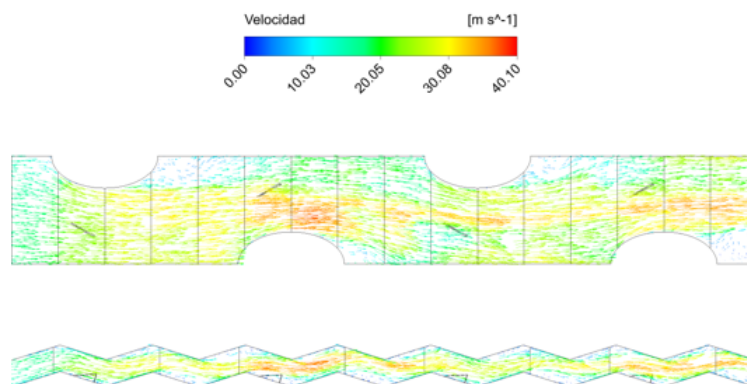


Figura 5.30: Vectores velocidad en plano medio del intercambiador con aletas combinadas para $Re_H = 3000$.

Comportamiento Térmico

Gracias a a la desestabilización de flujo a lo largo del intercambiador, se genera una mejor mezcla del fluido en las zonas de recirculación. Eso se evidencia también en la distribución de temperatura de la figura 5.31 donde no existen zonas muy marcadas detrás de los tubos como se observó en el intercambiador con aletas planas.

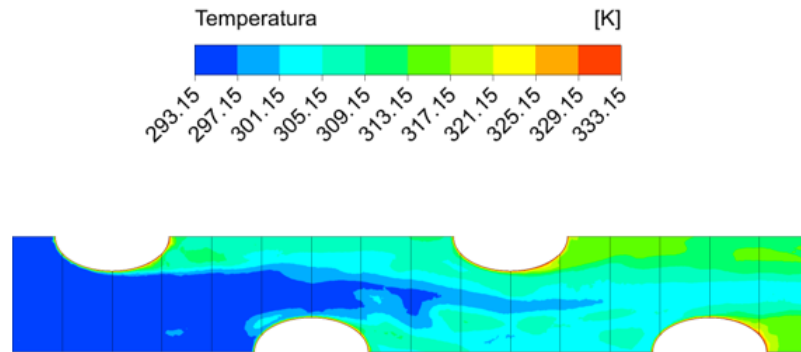


Figura 5.31: Distribución de temperatura en plano medio en intercambiador con aletas combinadas para $Re_H = 3000$.

Otro de los fenómenos destacados en este intercambiador es la modificación en la capa límite térmica generada por los diferentes vórtices. En la figura 5.32 se muestran los perfiles de temperatura para cada una de las secciones transversales. En las primeras secciones (S3 y S4) muestran una distribución en forma de U al igual que en el modelo de aletas onduladas, sin embargo en la zona baja de S4 ya se empieza a apreciar el efecto del vórtice longitudinal generado por el GVL, evidenciando una destrucción en la capa límite térmica. Posteriormente el efecto de los diferentes vórtices se hace notorio debido a la distribución caótica mostrada en las secciones S5 a S9.

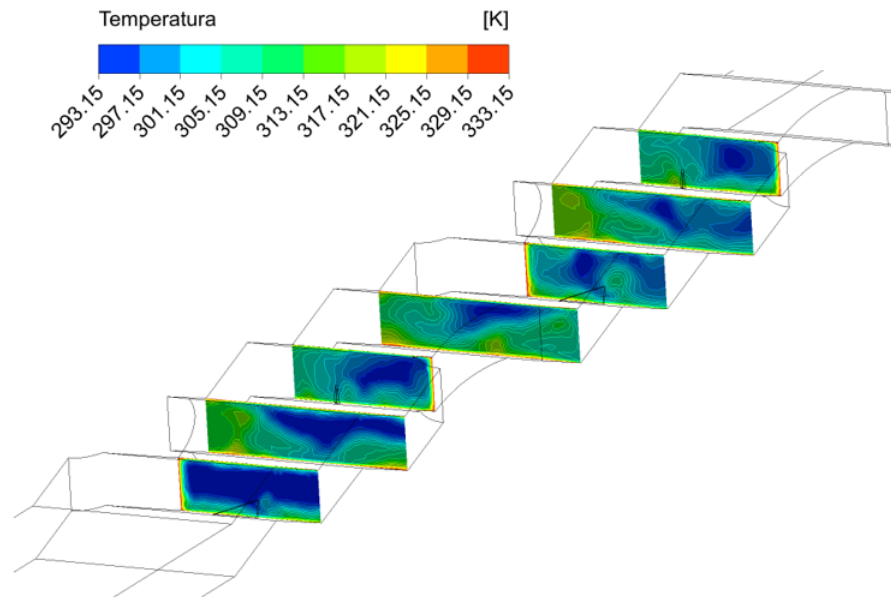


Figura 5.32: Distribución de temperatura en secciones transversales (S3 a S9) en intercambiador con aletas combinadas para $Re_H = 3000$.

En la figura 5.33 se muestran las curvas con los valores del factor de Colburn para cada uno de los valores de Reynolds estudiados, tanto para el intercambiador con aletas onduladas y generadores de vórtices, como el intercambiador con aletas planas. Se observa claramente que el factor de Colburn es mucho mayor para el intercambiador con aletas combinadas alcanzando un máximo en aumento de 38,2 % para $Re_H = 2200$ respecto al modelo con aletas planas, mientras que el menor aumento es de 31,87 % para $Re_H = 5000$. Por otro lado el factor de fricción se muestra en la figura 5.34, donde se observa un claro aumento para el intercambiador con aletas combinadas. El mayor aumento se detecta para $Re_H = 5000$ alcanzando un 222,05 %, mientras que el menor aumento se logran para un $Re_H = 2200$ alcanzando un 158,41 %.

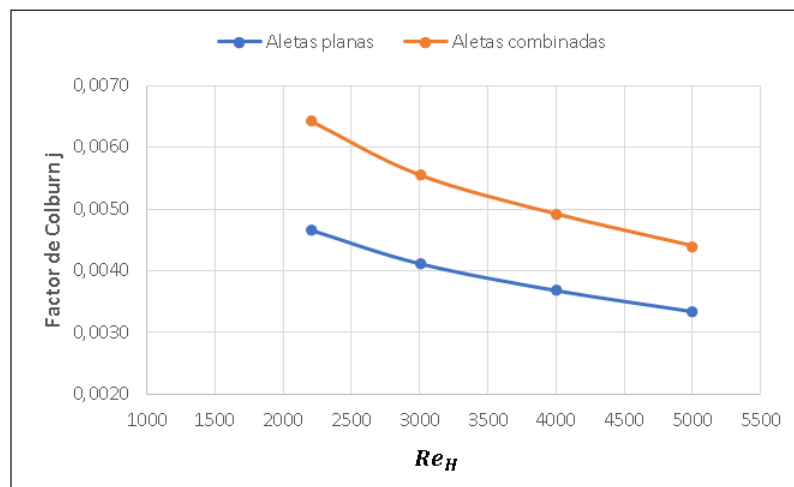


Figura 5.33: Valores del factor de Colburn en intercambiador con aletas combinadas y aletas planas para $Re_H = 2200, 3000, 4000$ y 5000 .

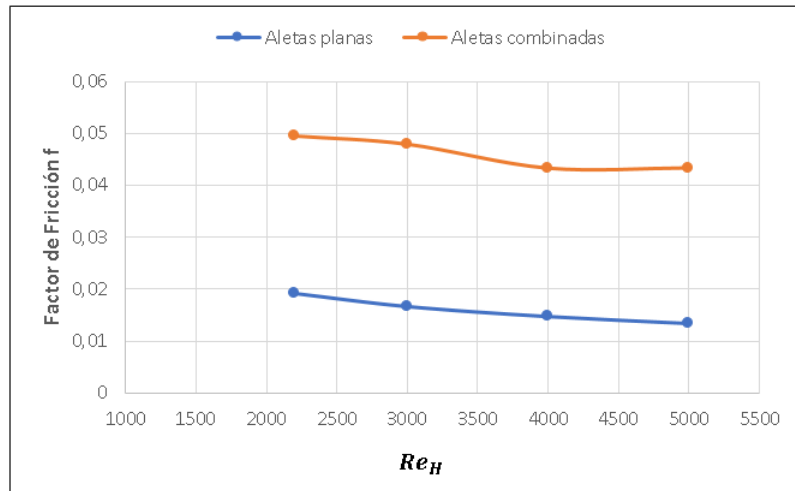


Figura 5.34: Valores del factor de Fricción en intercambiador con aletas combinadas y aletas planas para $Re_H = 2200, 3000, 4000$ y 5000 .

Mencionar que todos los perfiles de temperatura, velocidad y presión para todos los intercambiadores estudiados y todos los valores de Reynolds se muestran desde el ANEXO A hasta el ANEXO D.

5.8. Comparación entre intercambiadores

A continuación se recopilan los resultados obtenidos para cada modelo y para cada valor de Re_H . Se realiza un análisis respecto al comportamiento del factor de Colburn, factor de fricción y rendimiento de las configuraciones estudiadas.

5.8.1. Factor de Fricción

La variación del factor de Fricción se muestra en la figura 5.35. Estos resultados muestran que los valores obtenidos para el modelo base (aletas planas y tubos ovalados) son menores comparados con los obtenidos para los otros modelos, excepto al modelo con GVL donde los valores de f son menores. En la misma figura 5.35 se muestra la caída de presión en función de Reynolds para cada modelo, evidenciando un aumento en la caída de presión a medida que el valor de Reynolds crece. Sin embargo la curva del factor de fricción ocurre lo contrario, lo que indica que a medida que aumenta el valor de Reynolds, las pérdidas generadas por fricción (variación del coeficiente de arrastre) disminuyen. Dentro de los intercambiadores estudiados se observa que el que tiene un mejor comportamiento es el de aletas con GVL, alcanzando valores incluso menores a los obtenidos para el modelo con aletas planas. Una de las razones que pueden explicar este fenómeno es que debido a la menor zona de recirculación existente en el intercambiador con GVL, las fuerzas de arrastre generadas en esta zona son menores.

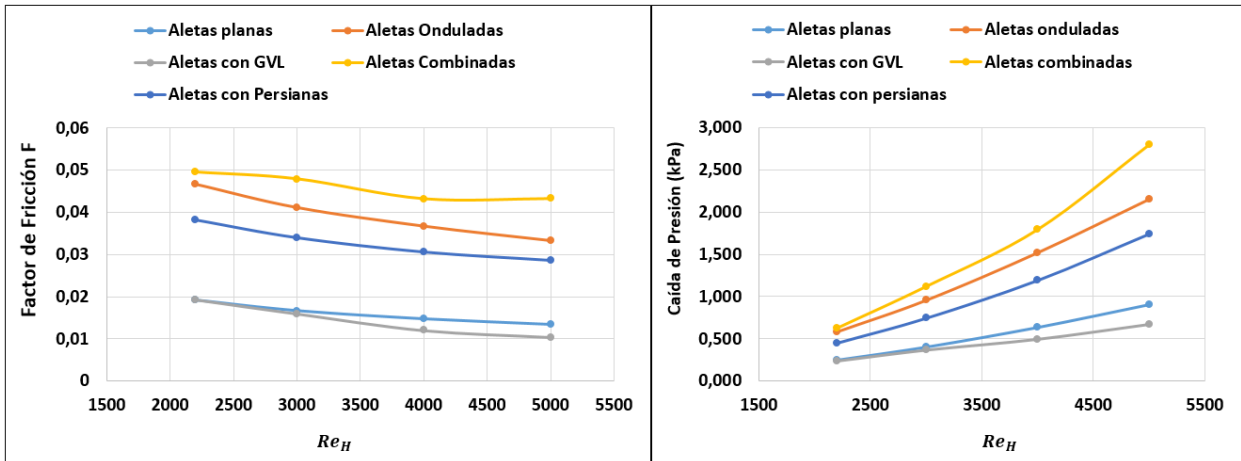


Figura 5.35: Valores del factor de fricción y caída de presión en intercambiadores estudiados para $Re_H = 2200, 3000, 4000$ y 5000 .

5.8.2. Factor de Colburn

En la figura 5.36 se muestran las curvas obtenidas del factor de Colburn para todos los modelos estudiados. Este coeficiente muestra la relación entre la transferencia de calor convectiva, propiedades del fluido, condiciones del flujo y la geometría. En los resultados se observa un claro aumento del factor de Colburn para cada uno de los modelos estudiados, respecto al modelo base de aletas planas. Esta misma observación se puede realizar en la curva del coeficiente de fricción, donde cada uno de los modelos mejorados entrega un valor mayor al del modelo base. Destacar además que a medida que aumenta el valor de Reynolds, el coeficiente de transferencia de calor aumenta igualmente, lo que tiene sentido al considerar que existe una mayor turbulencia en el flujo a lo largo de cada intercambiador. Con estos gráficos se puede determinar que dentro de los modelos estudiados, las aletas onduladas entregan una mayor transferencia de calor (sin tomar en cuenta las pérdidas mostradas en los gráficos del factor de fricción y caída de presión.). Sin embargo, es posible obtener índices de rendimiento para obtener una mirada más global del comportamiento de cada intercambiador.

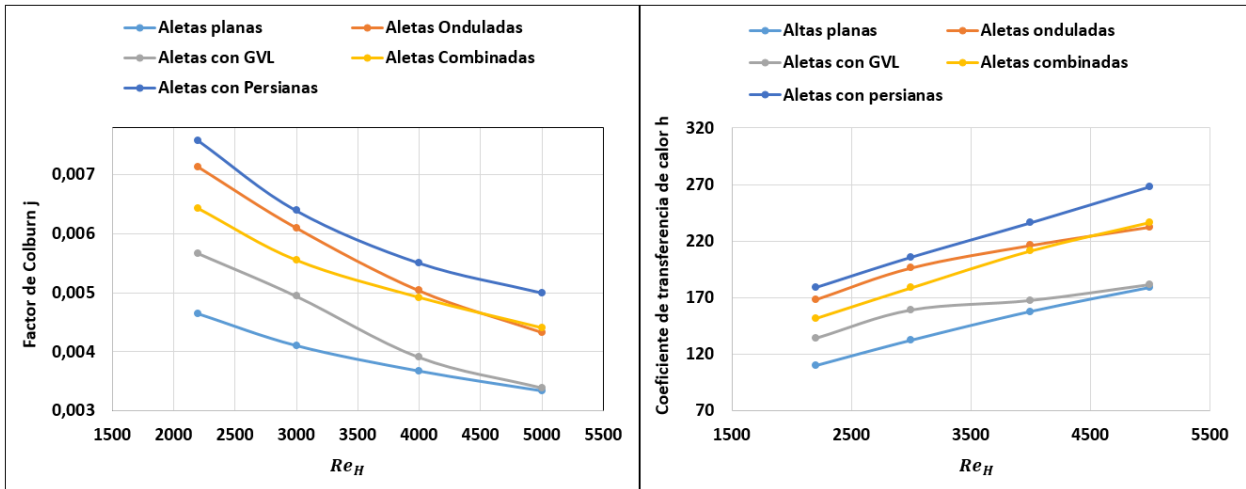


Figura 5.36: Valores del factor de colburn y factor de transferencia de calor en intercambiadores estudiados para $Re_H = 2200, 3000, 4000$ y 5000 .

5.8.3. Evaluación de rendimiento en intercambiadores

Uno de los criterios más usados para evaluar el rendimiento térmico e hidráulico en un intercambiador es utilizar el factor de rendimiento de área (área goodness factor en inglés). Este factor se define en la sección 3.4.3 y básicamente indica que, mientras mas grande es su valor, significa una menor área frontal para una transferencia de calor y caída de presión fijas. En la figura 5.37 se muestran las curvas obtenidas para cada intercambiador estudiado. Como se puede observar, el intercambiador con generadores de vórtices es el que requiere una menor área frontal.

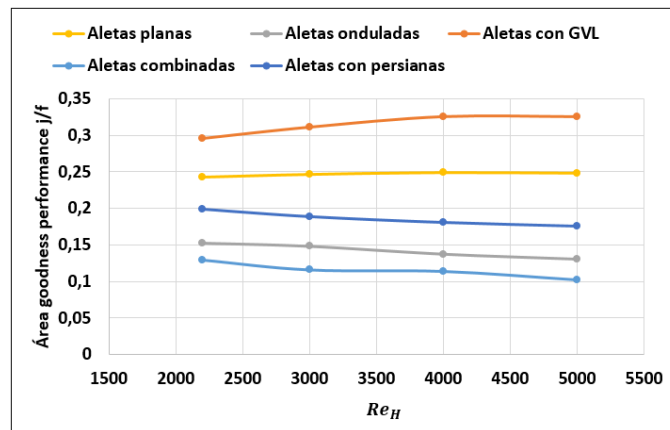


Figura 5.37: Valores del factor de rendimiento de área en todos los intercambiadores estudiados para $Re_H = 2200, 3000, 4000$ y 5000 .

Estudios realizados por LaHaye et al. [27] recomiendan utilizar otro factor para evaluar el rendimiento térmico e hidráulico de los intercambiadores de calor. Este se conoce como factor de rendimiento de transferencia de calor J , el cual se grafica en función del factor de potencia de bombeo F . Estos factores se definen en las ecuaciones 3.22 y 3.23 respectivamente. La principal

condición que se requiere para utilizar estos factores es que el diámetro hidráulico D_h en los intercambiadores sean iguales, lo cual si se cumple en este estudio. Estos autores muestran que para un mismo D_h , J es proporcional a la transferencia de calor por unidad de volumen, mientras que F es proporcional a la potencia de bombeo por unidad de volumen, luego la curva J vs. F mostrada en la figura 5.38 se entiende como el factor de rendimiento de volumen. En esta curva podemos observar que para la misma potencia de bombeo, todas las aletas mejoradas muestran una mejor transferencia de calor que el modelo con aletas planas, destacando el modelo con aletas onduladas. A partir de estas curvas es posible generar un criterio de selección de intercambiadores para una cierta cantidad de transferencia de calor y potencia de bombeo fijas, manejando por ejemplo los tamaños de los equipos.

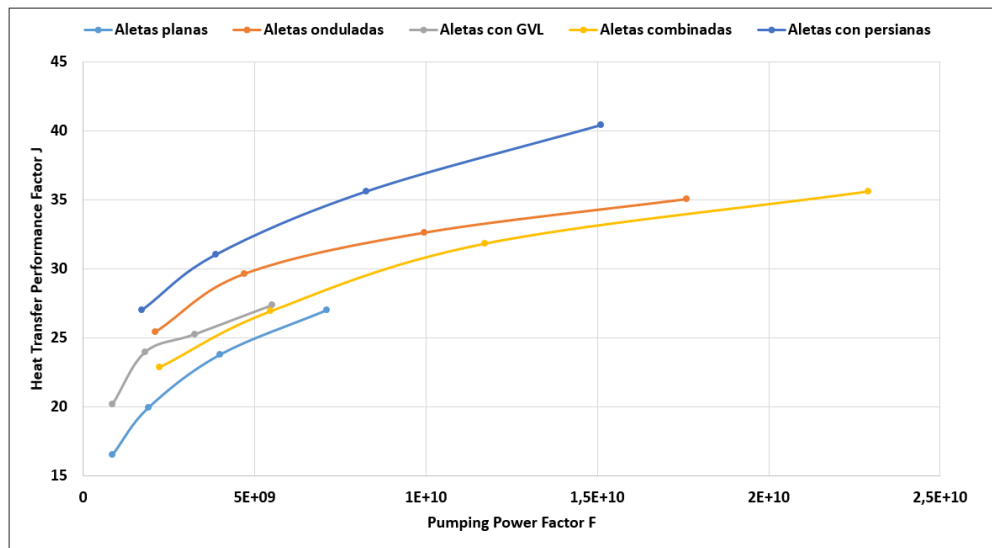


Figura 5.38: Evaluación de rendimiento sugerido por LaHaye et al. para todos los intercambiadores estudiados con $Re_H = 2200, 3000, 4000$ y 5000 .

Finalmente se tiene un factor que engloba todas las características esenciales de un intercambiador. Este factor se conoce como factor de rendimiento global JF , el cual se utiliza para investigar la capacidad integral del intercambiador a través de la transferencia de calor y resistencia del flujo. Este factor se define en la ecuación 3.25 y los resultados para todos los intercambiadores estudiados se muestran en la figura 5.39 donde destaca el intercambiador con aletas combinadas. Para este intercambiador la curva está bajo los valores del intercambiador con aletas planas, por lo que su rendimiento global dista mucho de su rendimiento térmico visto en la figura 5.36. Esta gran diferencia se explica fácilmente por la elevada caída de presión existente en el modelo con aletas combinadas, que se debe al efecto de los GVL combinados con las aletas onduladas. Por otro lado, el intercambiador con GVL destaca por tener los valores más elevados del factor de rendimiento global. Al observar las curvas de coeficiente de transferencia de calor y caída de presión, se tiene que la transferencia de calor por si sola no es destacable comparado con los otros modelos. Sin embargo la caída de presión alcanza los valores más bajos entre los intercambiadores estudiados. Finalmente, a pesar de estas condiciones, el intercambiador con GVL tiene el mejor rendimiento

integral entre la transferencia de calor y la caída de presión.

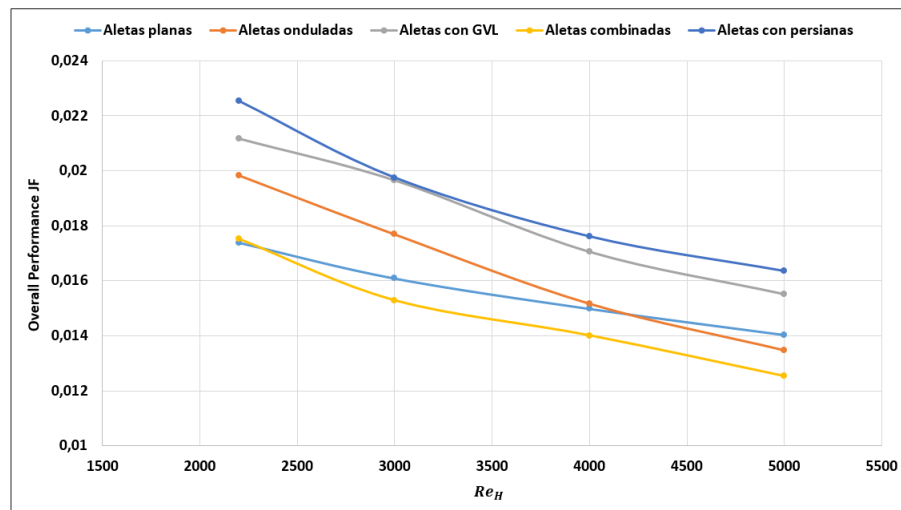


Figura 5.39: Factor de rendimiento global JF para todos los intercambiadores estudiados con $Re_H = 2200, 3000, 4000$ y 5000 .

Destacar que existe otro factor conocido como factor de rendimiento térmico que permite comparar cada uno de los intercambiadores estudiados con uno de referencia. Como se ha mencionado a lo largo de este trabajo, el intercambiador de referencia corresponde al de aletas planas. Este factor se define en la ecuación 3.24 y tiene como base el factor de rendimiento global. La ventaja de este último gráfico es que se distingue el modelo de referencia posicionado en el valor 1 para todos los valores de Reynolds. Estos datos se muestran en la figura 5.40

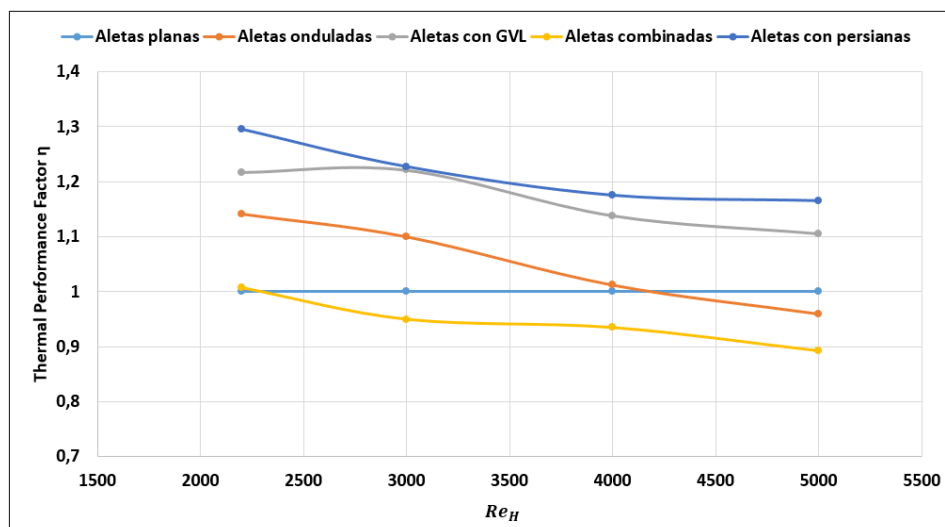


Figura 5.40: factor de rendimiento térmico η para todos los intercambiadores estudiados con $Re_H = 2200, 3000, 4000$ y 5000 .

6. Discusión y Conclusiones

El objetivo principal de este trabajo es evaluar térmicamente y globalmente, mediante simulación numérica, los efectos de la modificación de aletas sobre un flujo de aire en intercambiadores de tubos ovalados. Las configuraciones usadas corresponden a aletas planas, aletas onduladas, aletas con GVL, aletas con persianas y aletas combinadas. Respecto a la validación del modelo se tiene que las simulaciones logran resultados similares al estudio experimental realizado por Wang et al. [2]. Dentro de los valores obtenidos, se destaca:

- Se utiliza un modelo con aletas planas y tubos circulares donde los valores de simulación para el factor de Colburn j difieren entre un 7,3 % y 8,1 % para los valores de Reynolds evaluados ($Re_{D_c} = 3000, 5000, 7000$ y 10000).
- Respecto a los valores del factor de fricción f , las diferencias obtenidas con el estudio experimental varían entre un 4,9 % y 9,8 %.

Dado que las diferencias con los resultados experimentales son menores a un 15 %, se confirma la validación del modelo.

En esta etapa de validación también se determina el mejor mallado para continuar con las simulaciones, donde el mallado medio (969600 elementos) alcanza diferencias entre un 0,42 % y 1,26 % para el factor de Colburn, y diferencias entre un 2,17 % y 4,70 % para el factor de fricción respecto al mallado fino (1298800 elementos). Estas diferencias se consideran despreciables respecto a las obtenidas con el mallado grueso (326240 elementos), por lo que el mallado medio se utiliza para las siguientes simulaciones.

Se modelan los diferentes intercambiadores mediante el software Inventor, para los cuales se detectan los diferentes mecanismos de aumento en la transferencia de calor. Entre ellos se detecta la mezcla del fluido en diferentes zonas críticas como la parte posterior a cada tubo del intercambiador. En el modelo de aletas planas se observa una zona de recirculación muy marcada, sin embargo en los demás intercambiadores estudiados, esta zona disminuye en tamaño, ya sea por los vórtices generados por los GVL, la curvatura de las aletas onduladas, la redirección de flujo en las aletas con persianas o simplemente el aumento en la velocidad de aire, lo que conlleva a un aumento en la turbulencia del flujo. Otro de los mecanismos observados es la reducción de la capa límite térmica, reflejado en el aumento del gradiente de temperatura en la dirección normal a las aletas, vistas en los perfiles de temperaturas de cada intercambiador. Cabe destacar el fenómeno observado en el intercambiador con GVL donde la posición de estos puede tener un alto grado de impacto en la modificación de la transferencia de calor. Esto se concluye al observar que la dirección del flujo tiene la misma dirección del GVL a medida que se avanza a lo largo del intercambiador, provocando una redirección del vórtice longitudinal.

Comparación entre intercambiadores

Se decide basar el análisis entre intercambiadores a partir de dos enfoques: Mejoramiento térmico y mejoramiento global. De los resultados obtenidos en las diversas simulaciones realizadas, se tiene que el equipo que evidencia un mayor aumento en la transferencia de calor, respecto al modelo de aletas planas, es el intercambiador de aletas con persianas (Considerando todos los valores de Reynolds estudiados). En el modelo con persianas se alcanza un aumento de un 63,02 % para $Re_H = 2200$, lo sigue el intercambiador de aletas onduladas con un aumento del 48,52 % para un valor de $Re_H = 3000$, luego el intercambiador de aletas combinadas con un aumento del 35,07 % para $Re_H = 3000$ y finalmente el intercambiador con GVL con un aumento del 21,84 % para $Re_H = 2200$. Sin embargo cabe destacar que a medida que aumenta el valor de Reynolds, el efecto de los GVL en el modelo de aletas combinadas tiene un mayor impacto comparado al modelo de aletas onduladas. Esto se evidencia en el gráfico de comparación del factor de Colburn, donde para un valor de $Re_H = 5000$ el modelo con aletas combinadas sobrepasa al de aletas onduladas.

En términos de caída de presión se evidencia un claro aumento en comparación con el modelo de aletas planas donde el mayor aumento para un $Re_H = 3000$ lo obtiene el intercambiador con aletas combinadas con un 187,41 %, seguido del modelo con aletas onduladas con un 146,57 %, luego el intercambiador con aletas y persianas con un 103,69 %. Sin embargo la caída de presión del intercambiador de aletas con GVL es menor respecto al modelo de aletas planas alcanzando una diferencia del 4,56 %.

Mencionar también que, a partir del factor de rendimiento global JF se determina que el modelo con persianas tiene mejores resultados integrales entre la transferencia de calor y la caída de presión. Esto se evidencia en que no solo alcanza los mayores valores de transferencia de calor, sino que además la pérdidas por fricción son menores comparadas con los demás intercambiadores con aletas modificadas. Destacar que este análisis puede permitir seleccionar diferentes equipos, obteniendo las menores pérdidas en términos térmicos y económicos.

Finalmente se concluye que el intercambiador de aletas con persianas posee el mejor desempeño en términos de transferencia de calor para el rango de flujo estudiado. Además, este intercambiador obtiene además el mejor desempeño global integrando la transferencia de calor y la caída de presión para el rango de flujo estudiado.

Trabajo futuro

El análisis realizado en este trabajo puede tomar varios caminos. Uno de ellos es estudiar la variación de distintos parámetros en los intercambiadores, como por ejemplo el espaciamiento entre aletas, observar que sucede en rangos más turbulentos, estudiar el efecto de la posición de los GVL en las aletas, entre otros. Otro enfoque que pueden tomar estos estudios es evaluar no solo térmicamente los equipos, sino que detectar los efectos económicos que tienen los parámetros previamente mencionados en la construcción de ellos.

Bibliografía

- [1] Sayed Ahmed, S., Mesalhy, O. and Abdelatif, M. (2015). Flow and heat transfer enhancement in tube heat exchangers. *Heat and Mass Transfer*, 51(11), pp.1607-1630.
- [2] Wang, C., Chi, K. and Chang, C. (2000). Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43(15), pp.2693-2700.
- [3] Kakac, S., Bergles, A., Mayinger, F. and Yuncu, H. (2010). *Heat Transfer Enhancement of Heat Exchangers*. 1st ed. Dordrecht: Springer Netherlands.
- [4] Rohsenow, W., Hartnett, J. and Cho, Y. (1998). *Handbook of heat transfer*. 1st ed. Chicago, Ill: McGraw-Hill Education LLC.
- [5] ANSYS FLUENT 12.0 Theory Guide, ANSYS, Inc., Abril, 2016.
- [6] Incropera, F. (2011). *Introduction to heat transfer*. 1st ed. Hoboken, N.J.: Wiley.
- [7] Chu, P., He, Y. and Tao, W. (2009). Three-Dimensional Numerical Study of Flow and Heat Transfer Enhancement Using Vortex Generators in Fin-and-Tube Heat Exchangers. *Journal of Heat Transfer*, 131(9), p.091903.
- [8] Webb, R. and Kim, N. (2006). *Principles of enhanced heat transfer*. 1st ed. Boca Raton: Taylor Francis.
- [9] Zhang, L., Balachandar, S., Tafti, D. and Najjar, F. (1997). Heat transfer enhancement mechanisms in inline and staggered parallel-plate fin heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40(10), pp.2307-2325.
- [10] Gorman, J., Carideo, M., Sparrow, E. and Abraham, J. (2015). Heat transfer and pressure drop comparison of louver- and plain-finned heat exchangers where one fluid passes through flattened tubes. *Case Studies in Thermal Engineering*, 5, pp.122-126.
- [11] Erbay, L., Doğan, B. and Özturk, M. (2017). *Comprehensive Study of Heat Exchangers with Louvered Fins*. *Heat Exchangers - Advanced Features and Applications*.
- [12] Saric, W. (1994). Görtler Vortices. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 26(1), pp.379-409.
- [13] Westphalen, D., Roth, K. and Brodrick, J. (2006). Heat Transfer Enhancement. *ASHRAE Journal*, 48(4).
- [14] Jang, J., Wu, M. and Chang, W. (1996). Numerical and experimental studies of threedimensional plate-fin and tube heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 39(14), pp.3057-3066.
- [15] Wang, C., Chang, Y., Hsieh, Y. and Lin, Y. (1996). Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins. *International Journal of Refrigeration*, 19(4), pp.223-230.
- [16] Wang, C., Fu, W. and Chang, C. (1997). Heat transfer and friction characteristics of typical wavy fin-and-tube heat exchangers. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 14(2), pp.174-186.

- [17] Bhuiyan, A., Amin, M., Naser, J. and Islam, A. (2015). Effects of geometric parameters for wavy finned-tube heat exchanger in turbulent flow: A CFD modeling. *Frontiers in Heat and Mass Transfer*, 6..
- [18] Díaz, D. (2015). Aumento de la transferencia de calor con generadores de vórtices longitudinales en intercambiador de calor de tubos ovalados y aletas. Memoria para optar al título de Ingeniero Civil Mecánico. Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas. Universidad de Chile.
- [19] Chu, P., He, Y., Lei, Y., Tian, L. and Li, R. (2009). Three-dimensional numerical study on fin-and-oval-tube heat exchanger with longitudinal vortex generators. *Applied Thermal Engineering*, 29(5-6), pp.859-876.
- [20] Bhuiyan, A., Islam, A. and Amin, M. (2012). NUMERICAL STUDY OF 3D THERMAL AND HYDRAULIC CHARACTERISTICS OF WAVY FIN-AND-TUBE HEAT EXCHANGER. *Frontiers in Heat and Mass Transfer*, 3(3).
- [21] Čarija, Z., Franković, B., Perčić, M. and Čavrak, M. (2014). Heat transfer analysis of fin-and-tube heat exchangers with flat and louvered fin geometries. *International Journal of Refrigeration*, 45, pp.160-167.
- [22] Li, J., Wang, S., Chen, J. and Lei, Y. (2011). Numerical study on a slit fin-and-tube heat exchanger with longitudinal vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54(9-10), pp.1743-1751.
- [23] He, Y., Han, H., Tao, W. and Zhang, Y. (2012). Numerical study of heat-transfer enhancement by punched winglet-type vortex generator arrays in fin-and-tube heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55(21-22), pp.5449-5458.
- [24] Gholami, A., Wahid, M. and Mohammed, H. (2017). Thermal–hydraulic performance of fin-and-oval tube compact heat exchangers with innovative design of corrugated fin patterns. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 106, pp.573-592.
- [25] Esmaeilzadeh, A., Amanifard, N. and Deylami, H. (2017). Comparison of simple and curved trapezoidal longitudinal vortex generators for optimum flow characteristics and heat transfer augmentation in a heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 125, pp.1414-1425.
- [26] Glazar, V., Trp, A. and Lenic, K. (2012). Numerical Study of Heat Transfer and Analysis of Optimal Fin Pitch in a Wavy Fin-and-Tube Heat Exchanger. *Heat Transfer Engineering*, 33(2), pp.88-96.
- [27] [20:50, 18/1/2018] +56 9 8312 8915: P.G. LaHaye, F.J. Neugebauer, R.K. Sakhuja, Generalized prediction of heat transfer surfaces, *J. Heat Transfer* 96 Ser C (4) (1974) 511–517.

Anexos

A. Perfiles de temperatura, presión y velocidad para intercambiador con aletas planas.

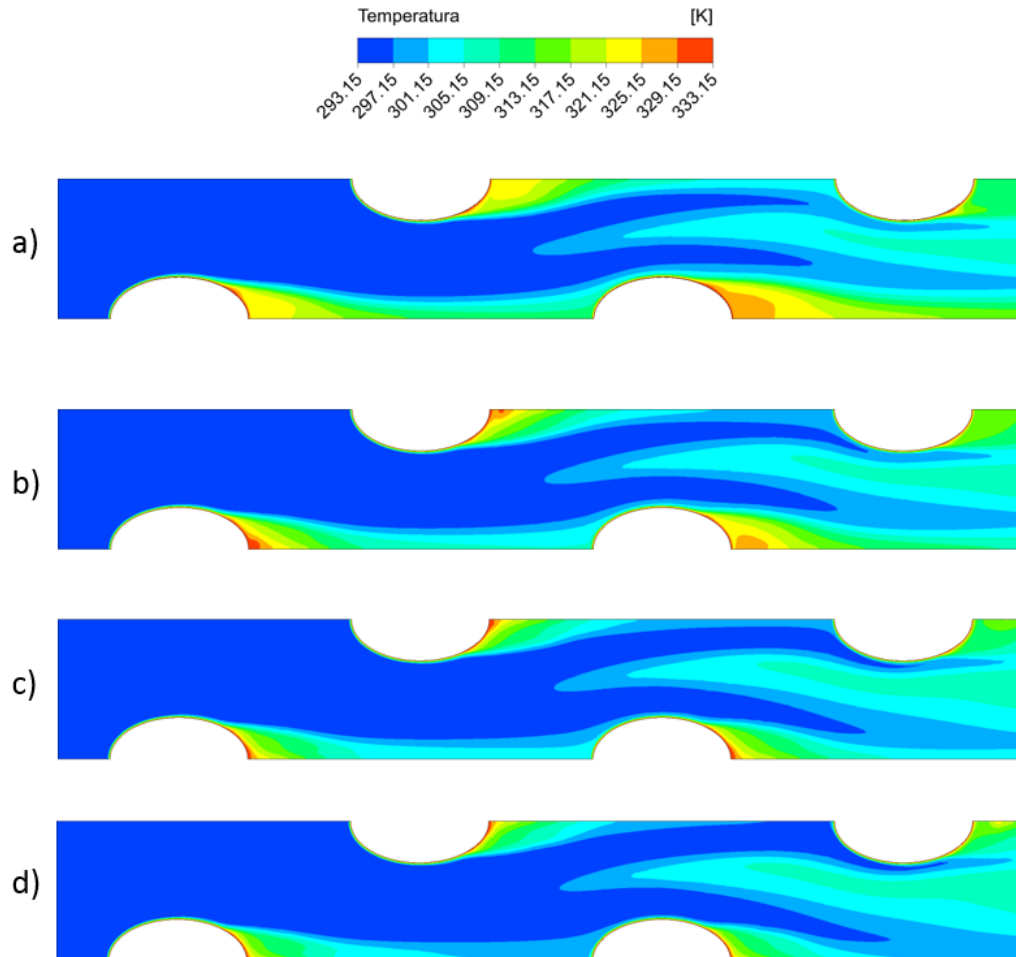


Figura A.1: Perfiles de temperatura para a) $Re_H = 2200$, b) $Re_H = 3000$, c) $Re_H = 4000$ y d) $Re_H = 5000$ en plano medio del intercambiador con aletas planas.

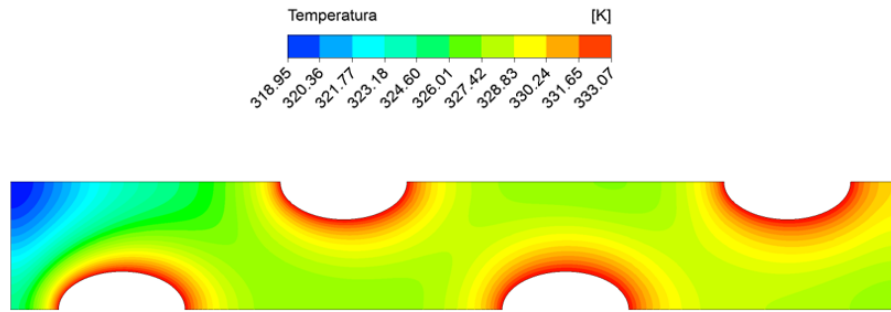


Figura A.2: Perfil de temperatura en aletas para $Re_H = 2200$.

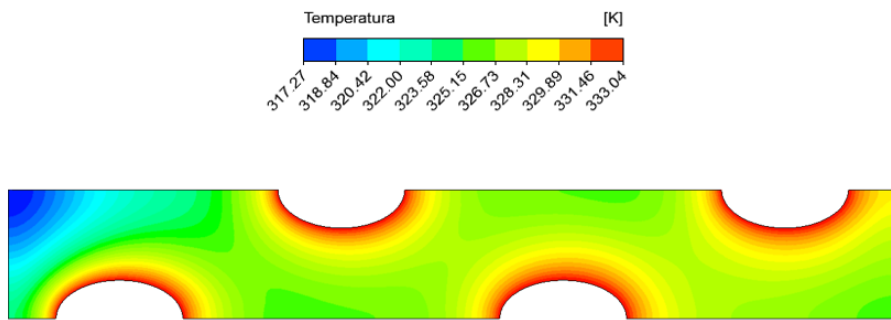


Figura A.3: Perfil de temperatura en aletas para $Re_H = 3000$.

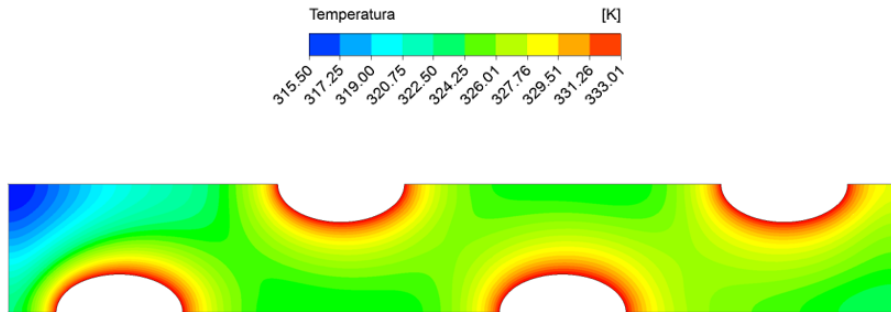


Figura A.4: Perfil de temperatura en aletas para $Re_H = 4000$.

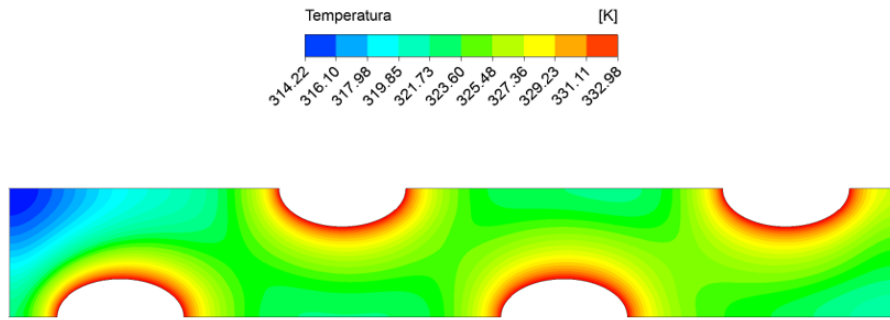


Figura A.5: Perfil de temperatura en aletas para $Re_H = 5000$.

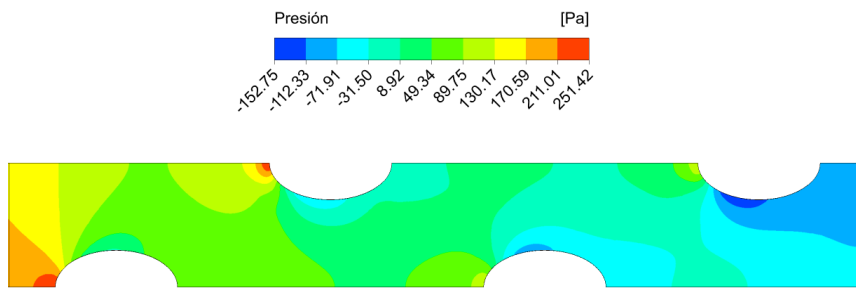


Figura A.6: Perfiles de presión para a) $Re_H = 2200$ en plano medio del intercambiador con aletas planas.

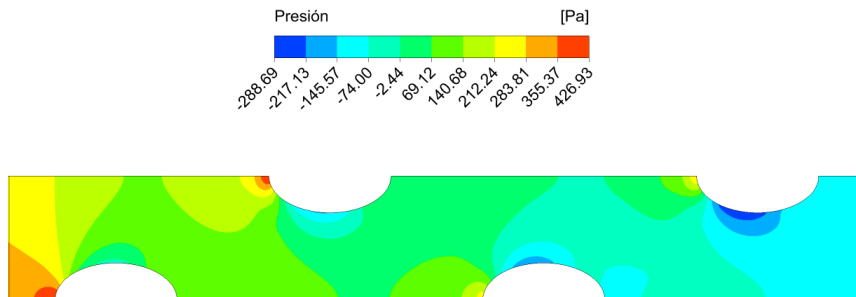


Figura A.7: Perfiles de presión para a) $Re_H = 3000$ en plano medio del intercambiador con aletas planas.

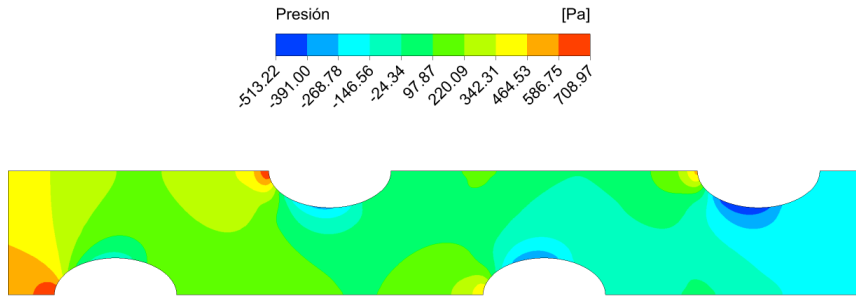


Figura A.8: Perfiles de presión para a) $Re_H = 4000$ en plano medio del intercambiador con aletas planas.

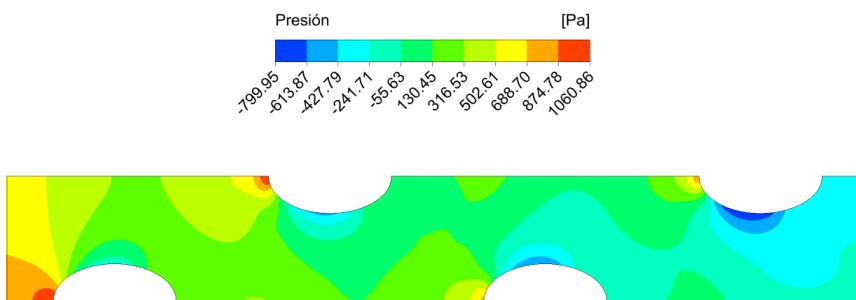


Figura A.9: Perfiles de presión para a) $Re_H = 5000$ en plano medio del intercambiador con aletas planas.

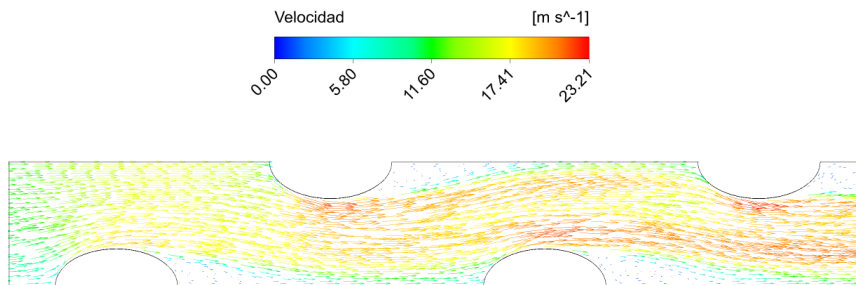


Figura A.10: Vectores de velocidad para a) $Re_H = 2200$ en plano medio del intercambiador con aletas planas.

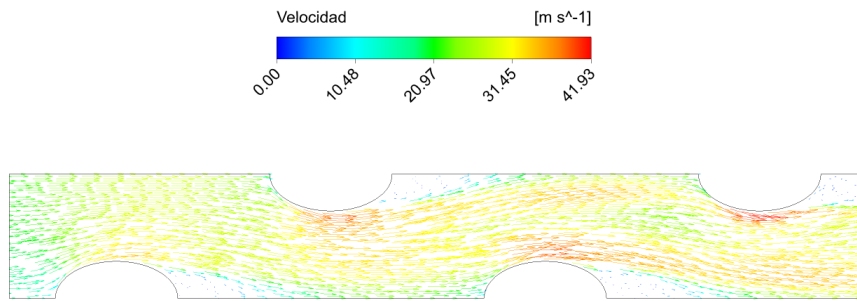


Figura A.11: Vectores de velocidad para a) $Re_H = 4000$ en plano medio del intercambiador con aletas planas.

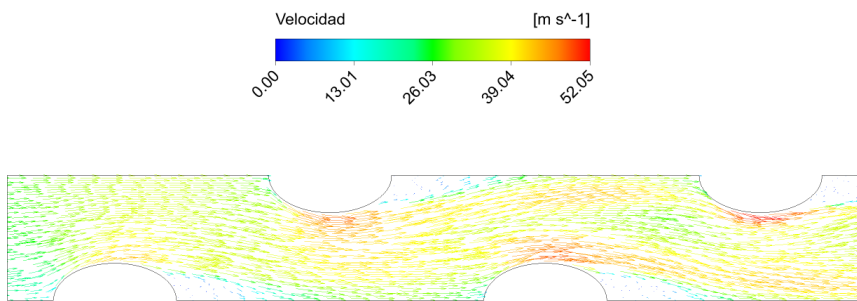


Figura A.12: Vectores de velocidad para a) $Re_H = 5000$ en plano medio del intercambiador con aletas planas.

B. Perfiles de temperatura, presión y velocidad para intercambiador con aletas onduladas.

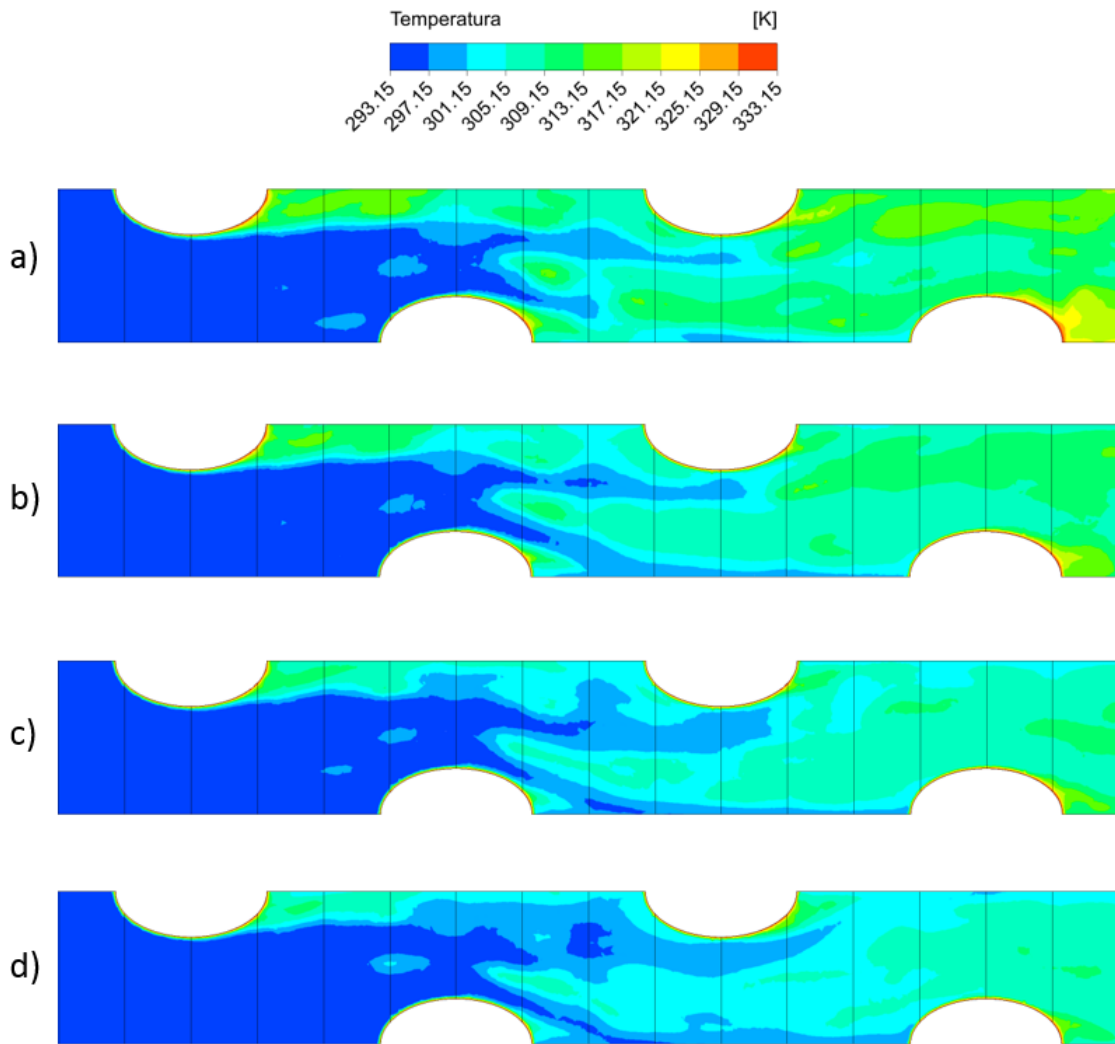


Figura B.1: Perfiles de temperatura para a) $Re_H = 2200$, b) $Re_H = 3000$, c) $Re_H = 4000$ y d) $Re_H = 5000$ en plano medio del intercambiador con aletas onduladas.

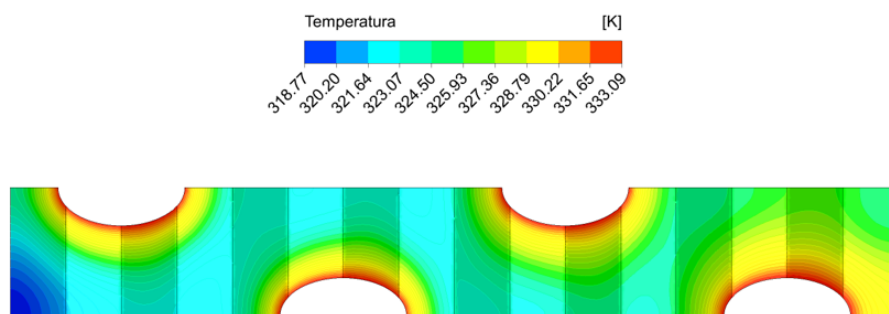


Figura B.2: Perfil de temperatura en aletas para $Re_H = 2200$.

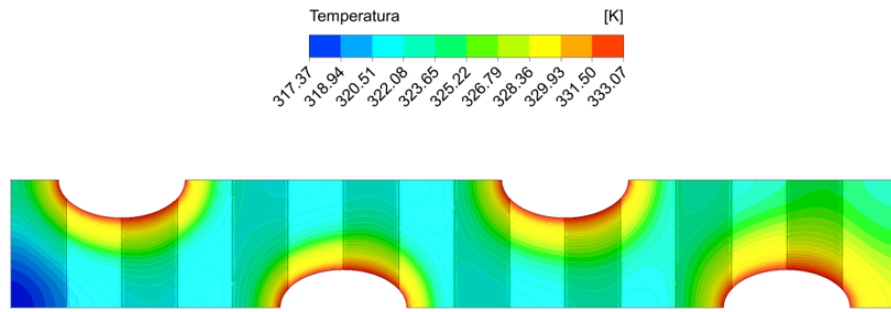


Figura B.3: Perfil de temperatura en aletas para $Re_H = 3000$.

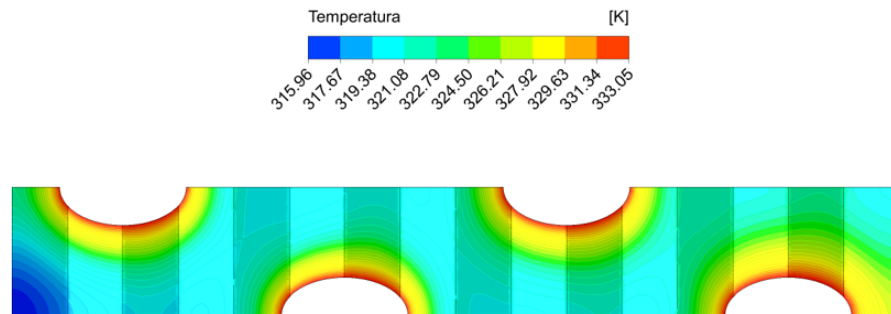


Figura B.4: Perfil de temperatura en aletas para $Re_H = 4000$.

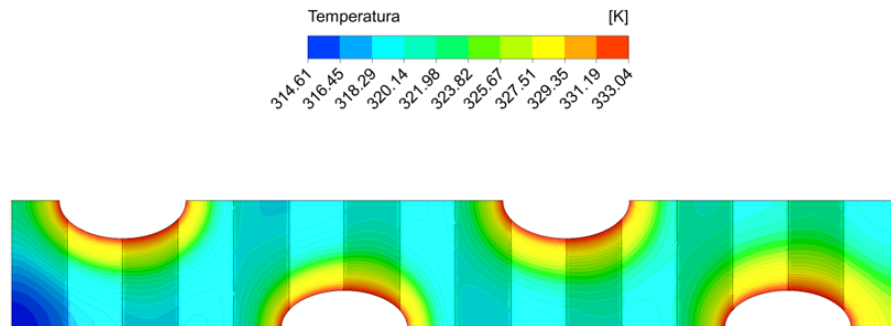


Figura B.5: Perfil de temperatura en aletas para $Re_H = 5000$.

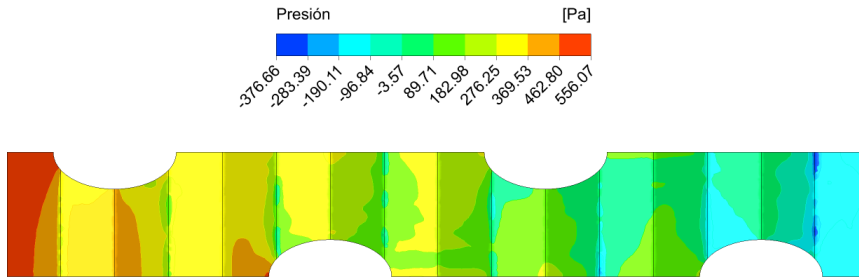


Figura B.6: Perfiles de presión para a) $Re_H = 2200$ en plano medio del intercambiador con aletas onduladas.

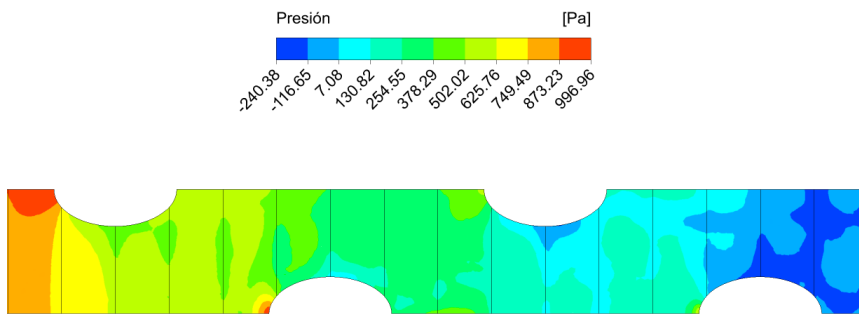


Figura B.7: Perfiles de presión para a) $Re_H = 3000$ en plano medio del intercambiador con aletas onduladas.

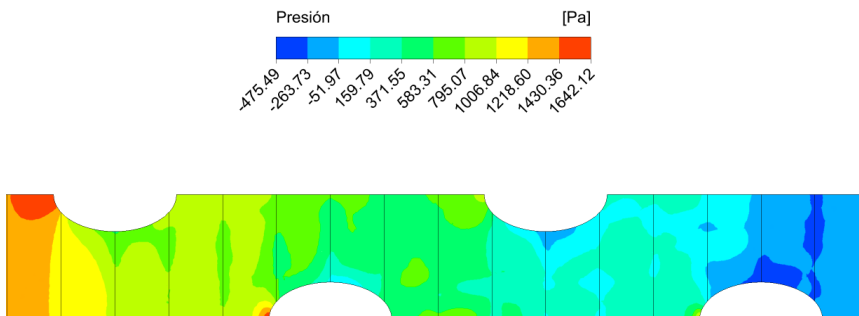


Figura B.8: Perfiles de presión para a) $Re_H = 4000$ en plano medio del intercambiador con aletas onduladas.

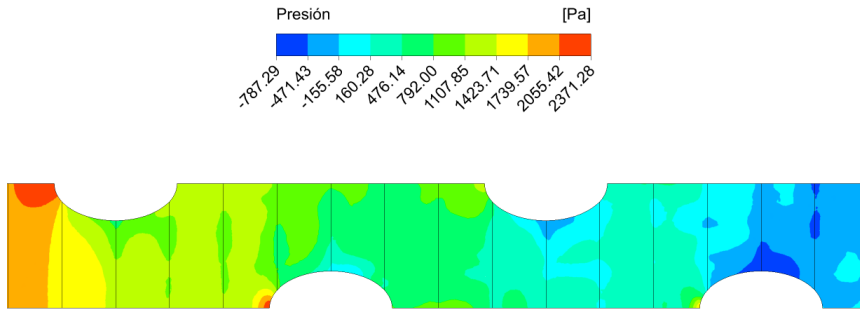


Figura B.9: Perfiles de presión para a) $Re_H = 5000$ en plano medio del intercambiador con aletas onduladas.

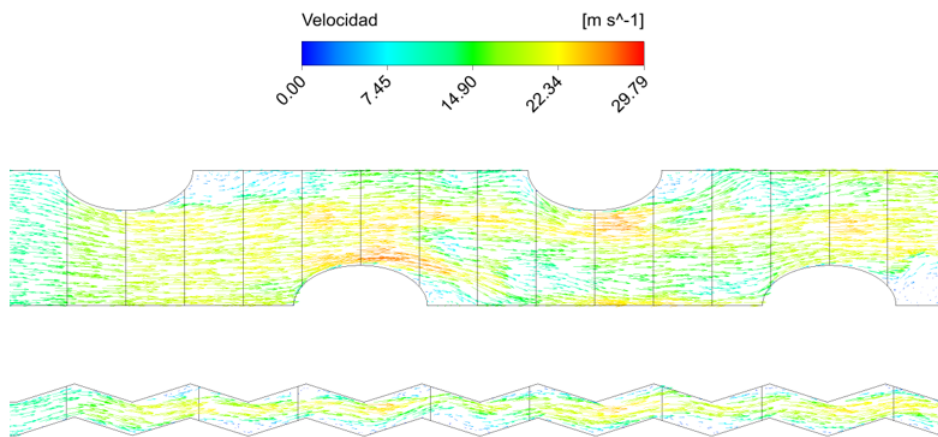


Figura B.10: Vectores de velocidad para a) $Re_H = 2200$ en plano medio del intercambiador con aletas onduladas.

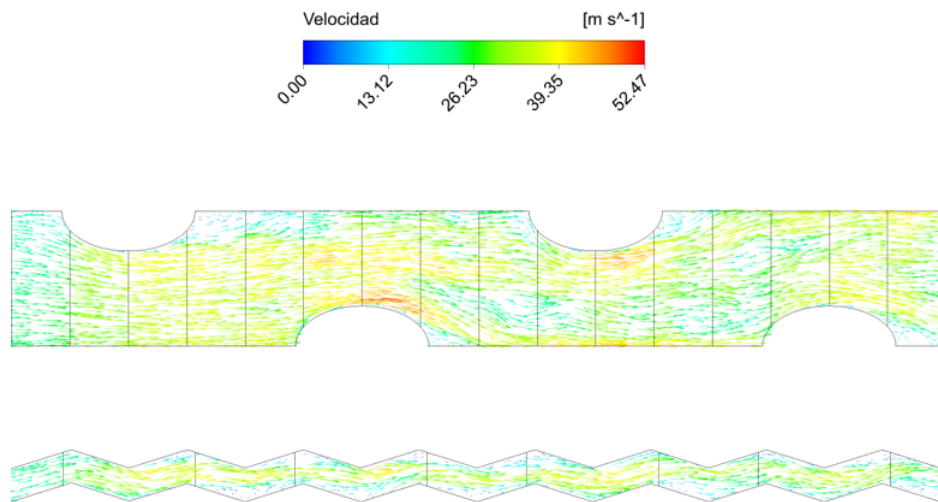


Figura B.11: Vectores de velocidad para a) $Re_H = 4000$ en plano medio del intercambiador con aletas onduladas.

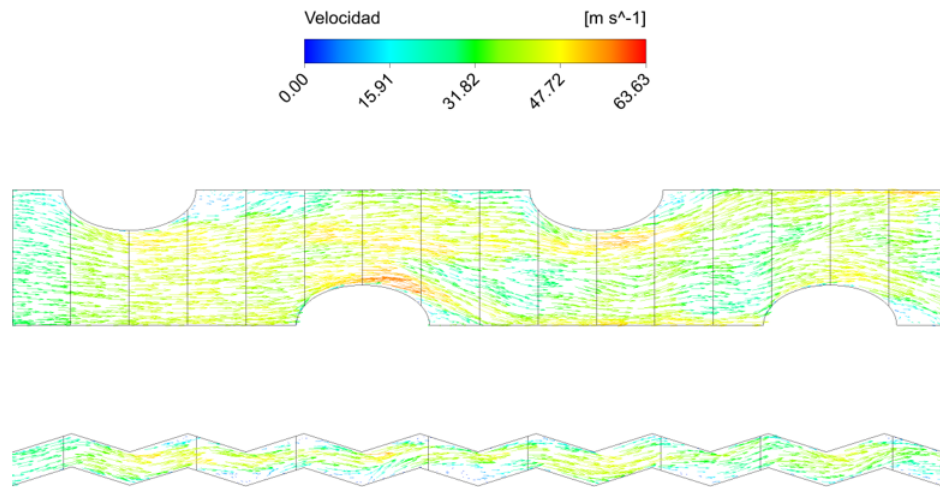


Figura B.12: Vectores de velocidad para a) $Re_H = 5000$ en plano medio del intercambiador con aletas onduladas.

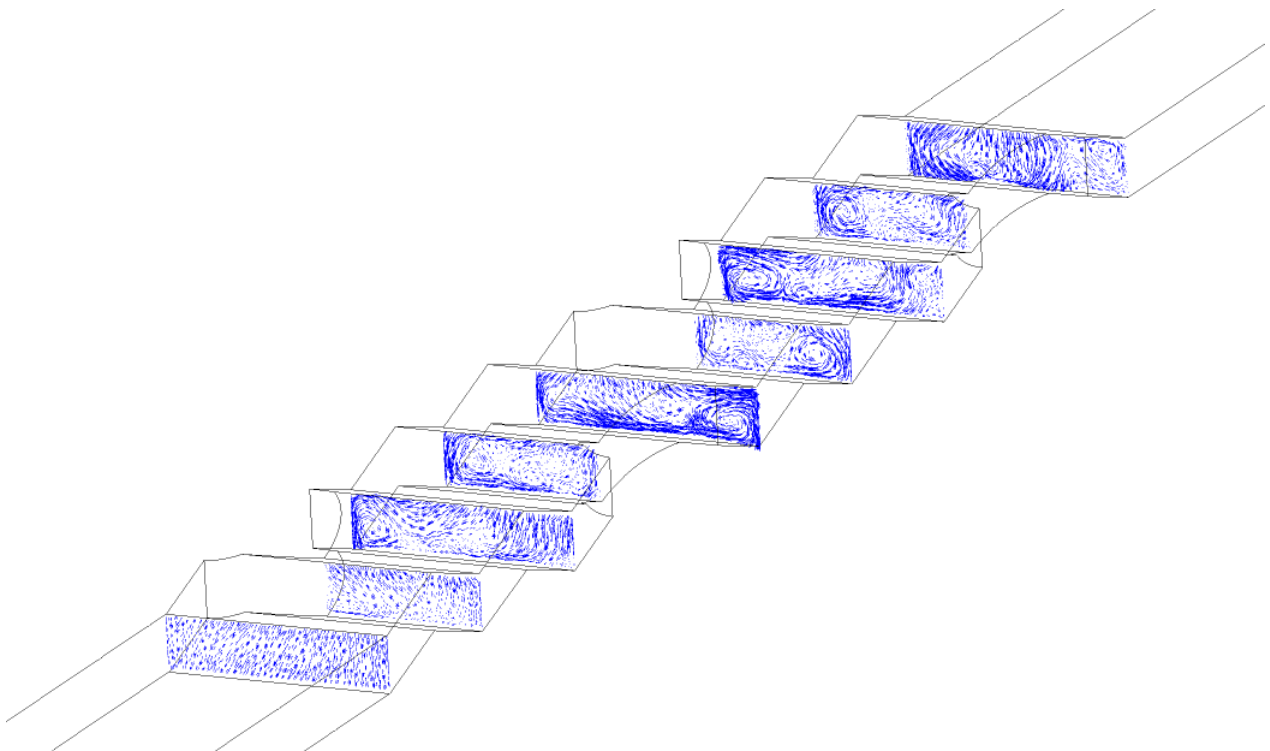


Figura B.13: Vectores de velocidad en secciones transversales para a) $Re_H = 2200$ en plano medio del intercambiador con aletas onduladas.

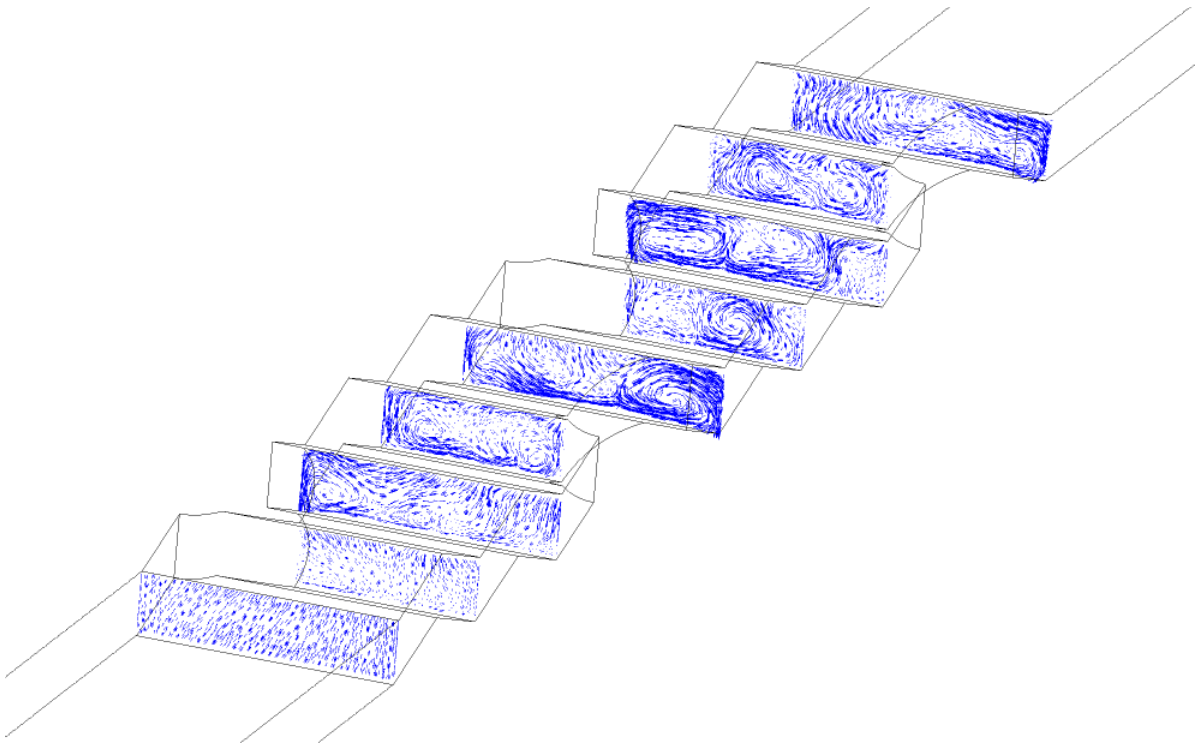


Figura B.14: Vectores de velocidad en secciones transversales para a) $Re_H = 4000$ en plano medio del intercambiador con aletas onduladas.

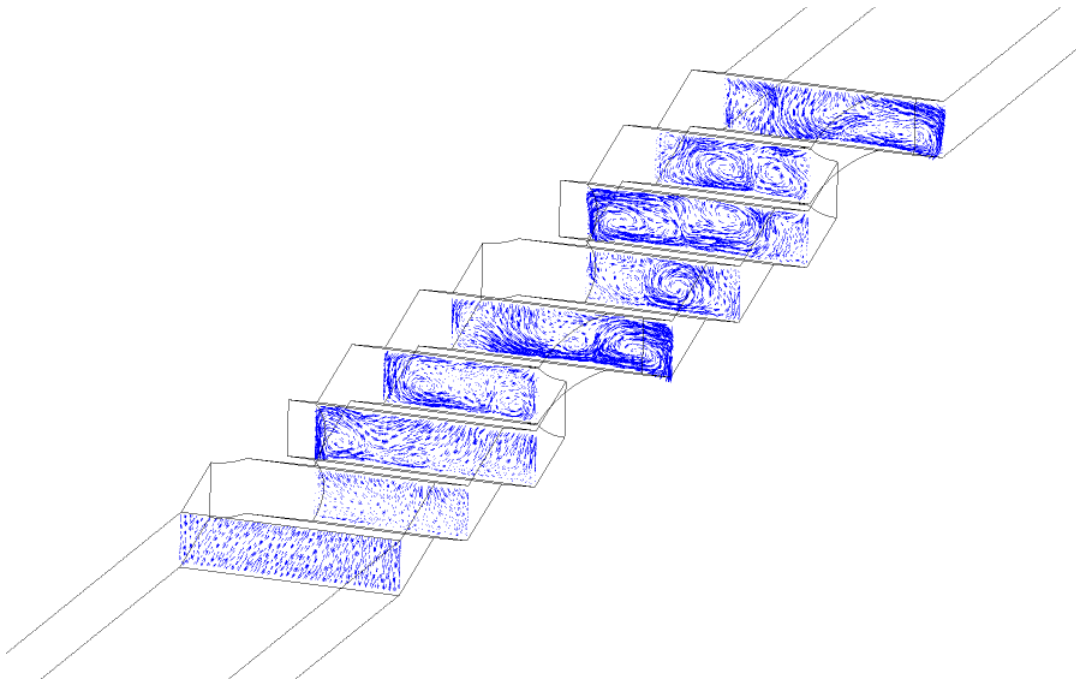


Figura B.15: Vectores de velocidad en secciones transversales para a) $Re_H = 5000$ en plano medio del intercambiador con aletas onduladas.

C. Perfiles de temperatura, presión y velocidad para intercambiador con GVL.

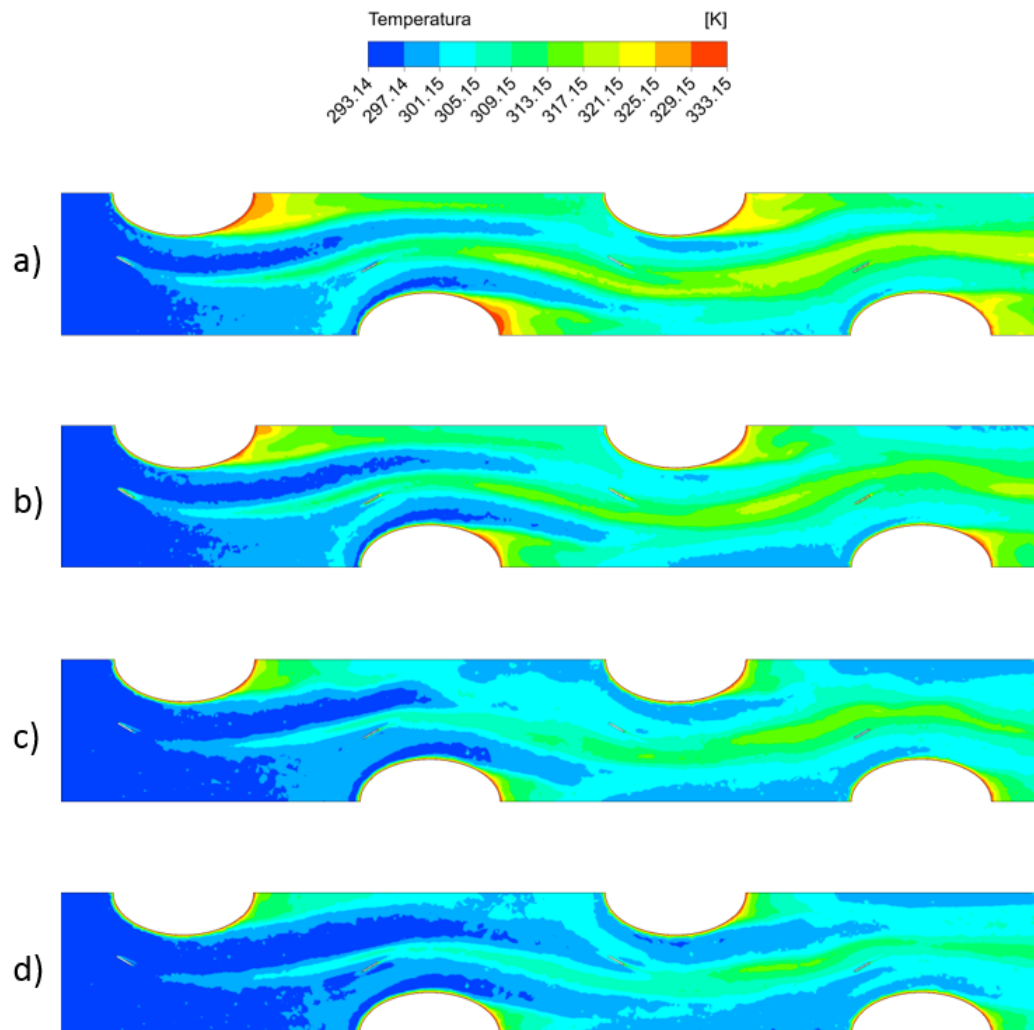


Figura C.1: Perfiles de temperatura para a) $Re_H = 2200$, b) $Re_H = 3000$, c) $Re_H = 4000$ y d) $Re_H = 5000$ en plano ubicado en la altura media del GVL del intercambiador con GVL.

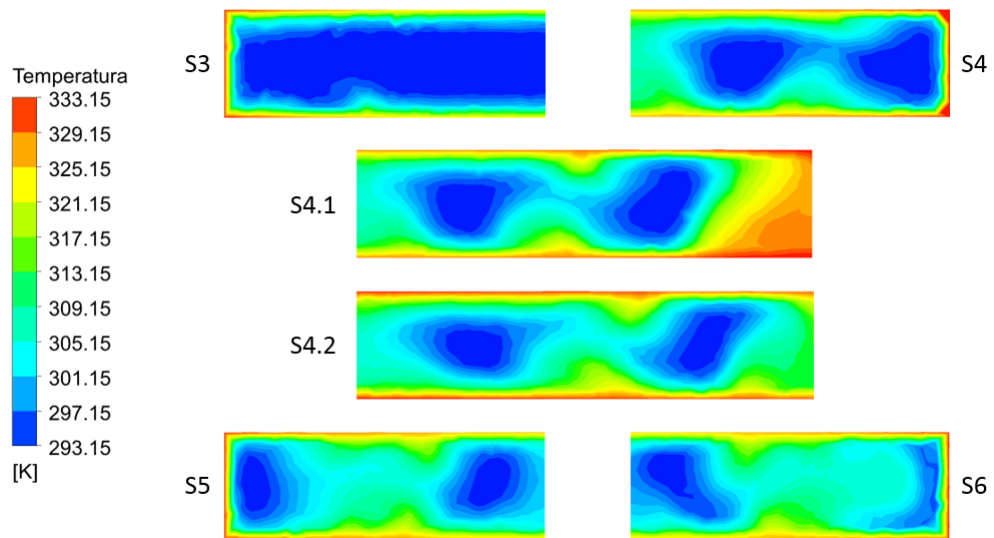


Figura C.2: Perfiles de temperatura en secciones transversales para a) $Re_H = 2200$ en intercambiador con GVL.

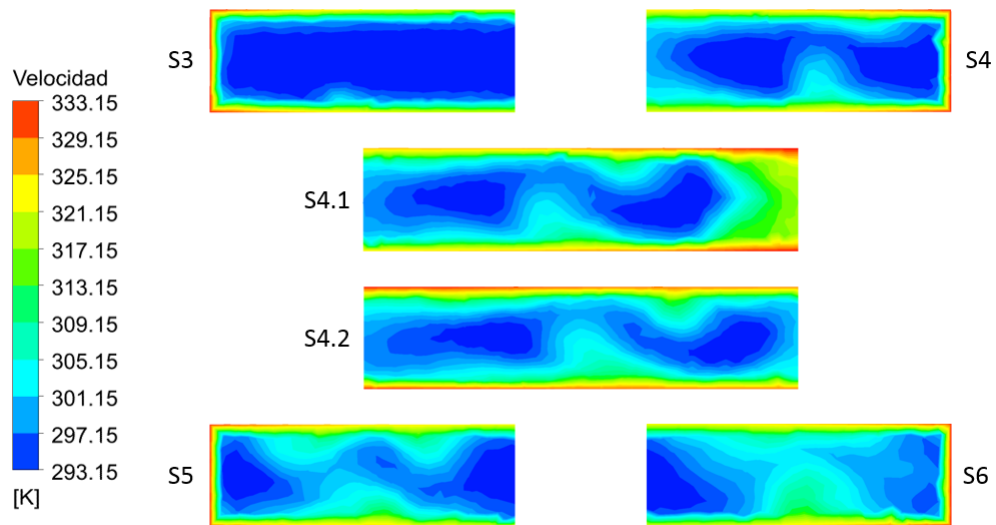


Figura C.3: Perfiles de temperatura en secciones transversales para a) $Re_H = 4000$ en intercambiador con GVL.

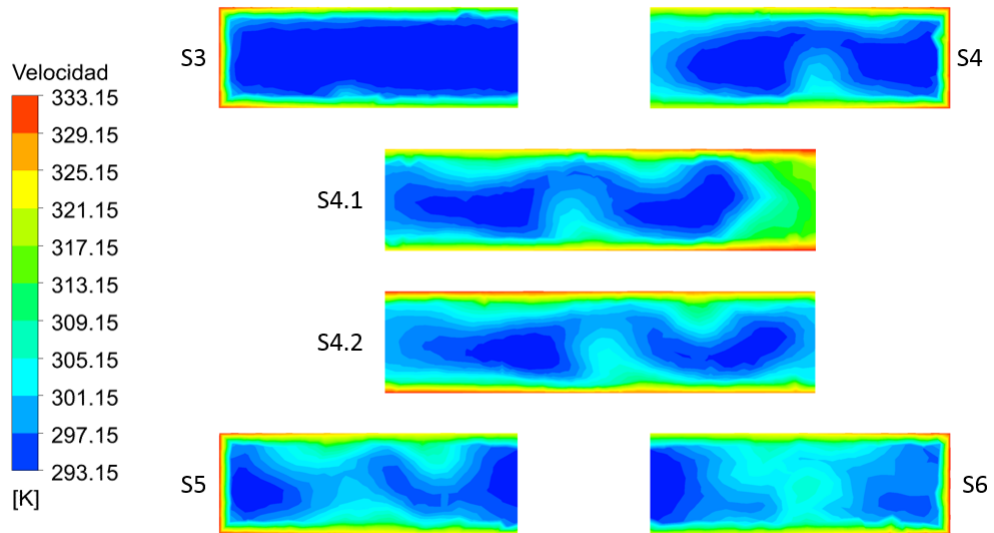


Figura C.4: Perfiles de temperatura en secciones transversales para a) $Re_H = 5000$ en intercambiador con GVL.

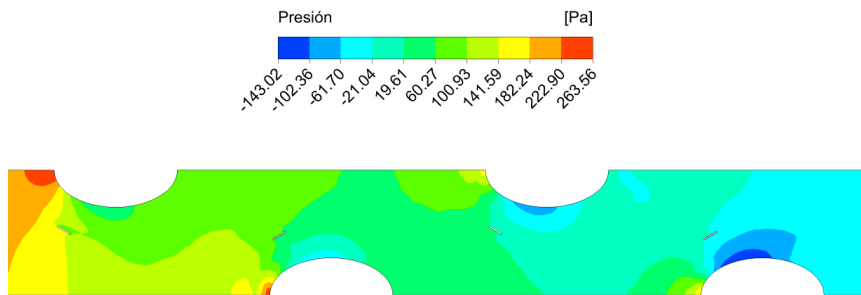


Figura C.5: Perfiles de presión para a) $Re_H = 2200$ en plano ubicado en la altura media del GVL del intercambiador con GVL.

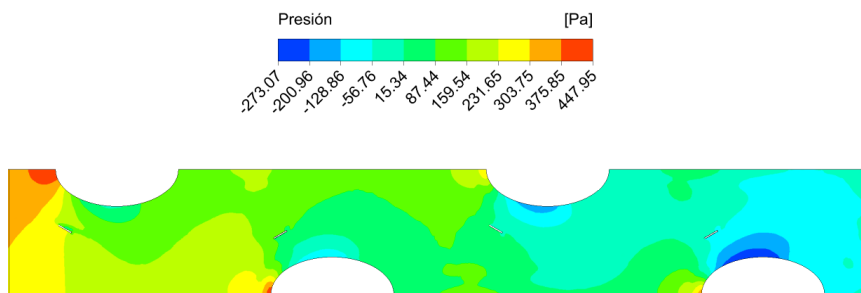


Figura C.6: Perfiles de presión para a) $Re_H = 3000$ en plano ubicado en la altura media del GVL del intercambiador con GVL.

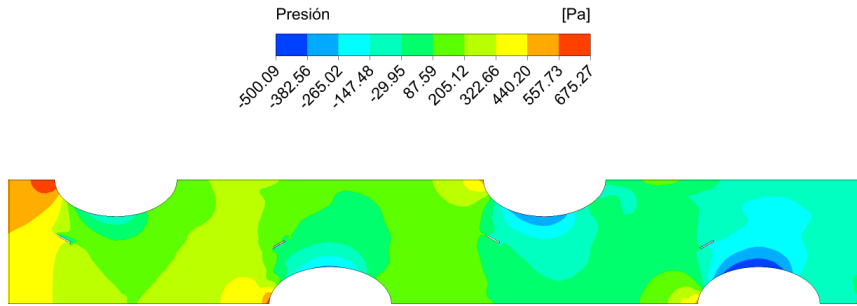


Figura C.7: Perfiles de presión para a) $Re_H = 4000$ en plano ubicado en la altura media del GVL del intercambiador con GVL.

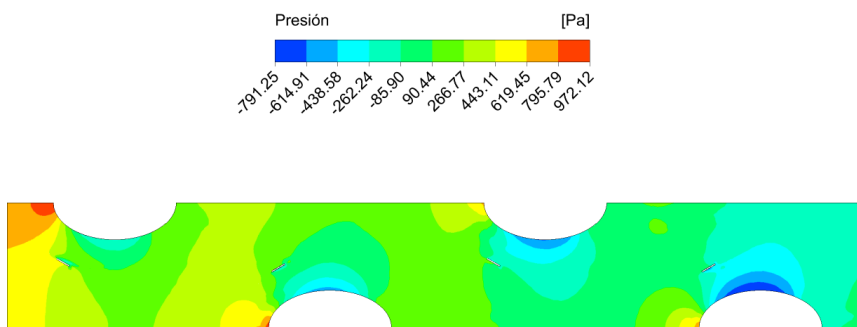


Figura C.8: Perfiles de presión para a) $Re_H = 5000$ en plano ubicado en la altura media del GVL del intercambiador con GVL.

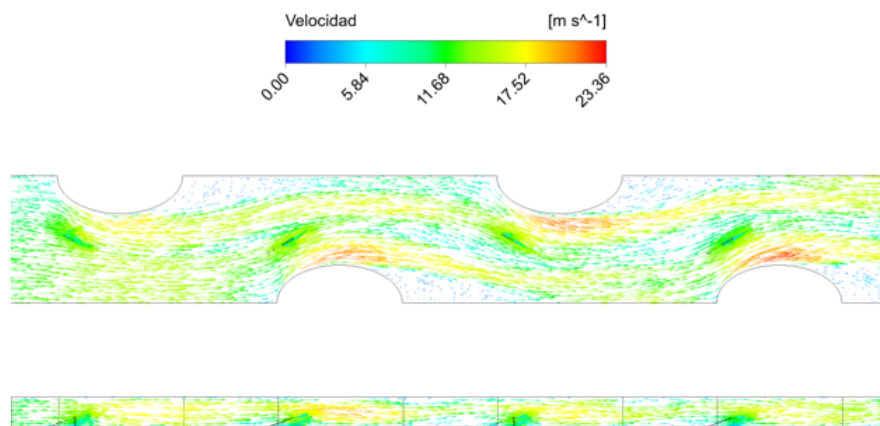


Figura C.9: Vectores de velocidad en plano ubicado en la altura media del GVL para a) $Re_H = 2200$ en intercambiador con GVL.

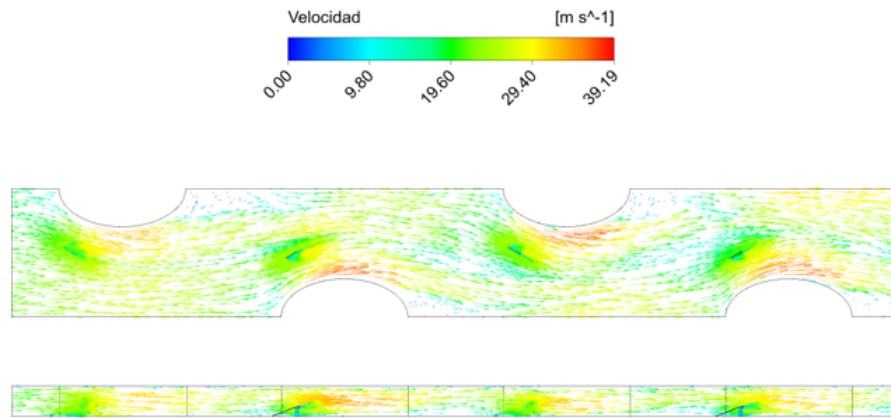


Figura C.10: Vectores de velocidad en plano ubicado en la altura media del GVL para a) $Re_H = 4000$ en intercambiador con GVL.

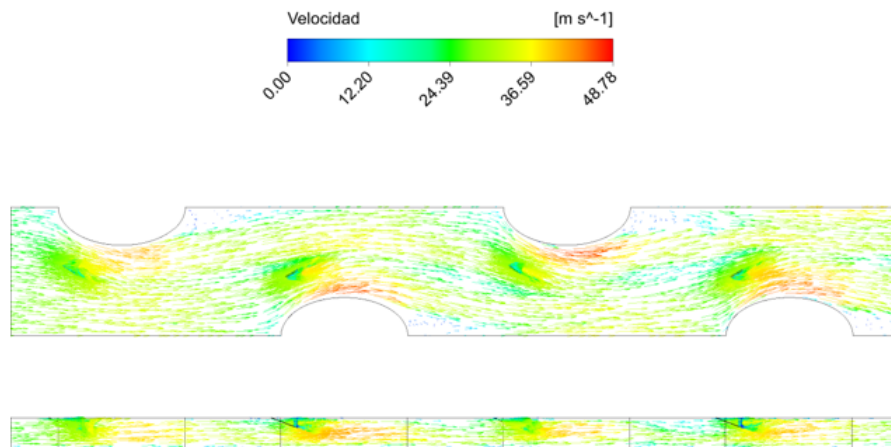


Figura C.11: Vectores de velocidad en plano ubicado en la altura media del GVL para a) $Re_H = 5000$ en intercambiador con GVL.

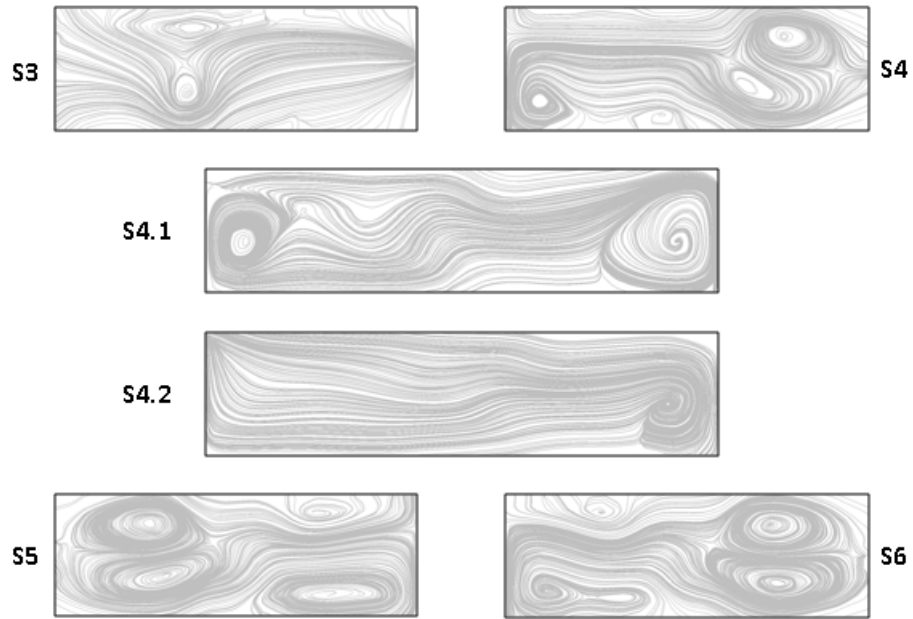


Figura C.12: Líneas de flujo en secciones transversales para a) $Re_H = 2200$ en intercambiador con GVL.

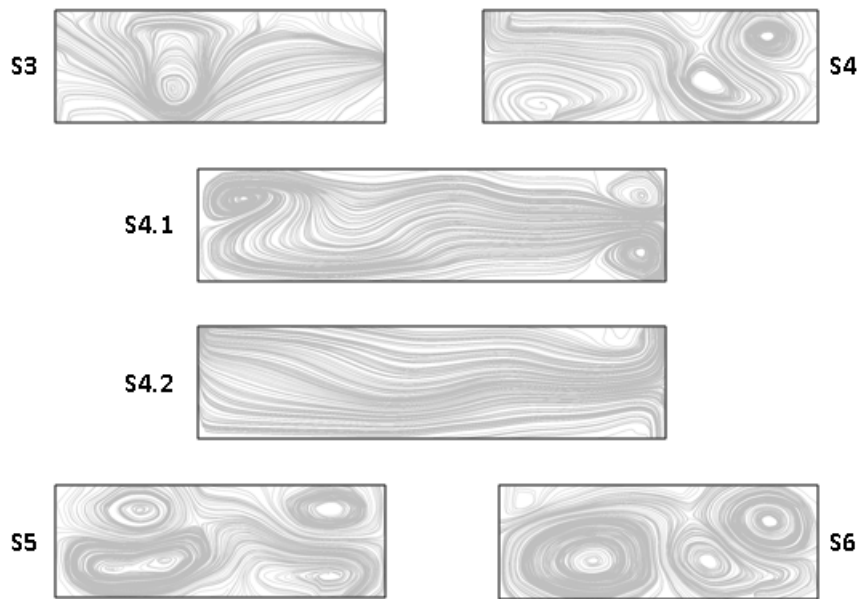


Figura C.13: Líneas de flujo en secciones transversales para a) $Re_H = 4000$ en intercambiador con GVL.

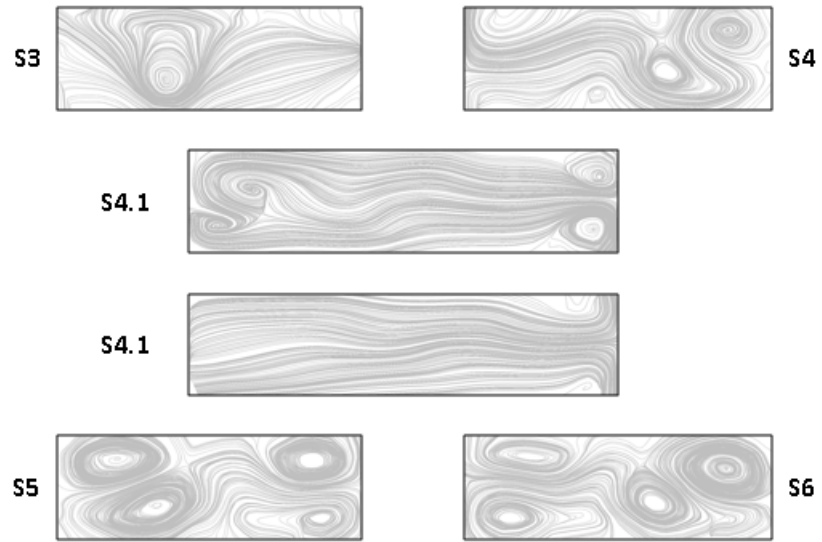


Figura C.14: Líneas de flujo en secciones transversales para a) $Re_H = 5000$ en intercambiador con GVL.

D. Perfiles de temperatura, presión y velocidad para intercambiador con aletas y persianas

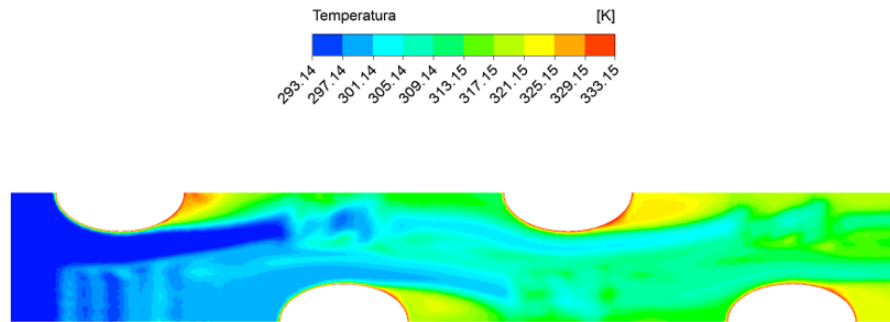


Figura D.1: Perfil de temperatura en plano medio, en intercambiador con persianas para $Re_H = 2200$.

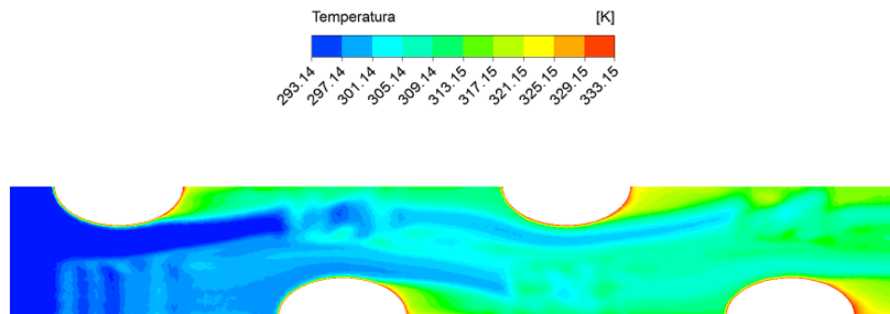


Figura D.2: Perfil de temperatura en plano medio, en intercambiador con persianas para $Re_H = 3000$.

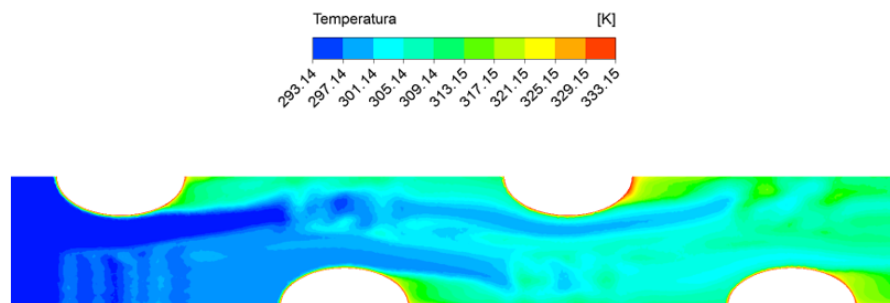


Figura D.3: Perfil de temperatura en plano medio, en intercambiador con persianas para $Re_H = 4000$.

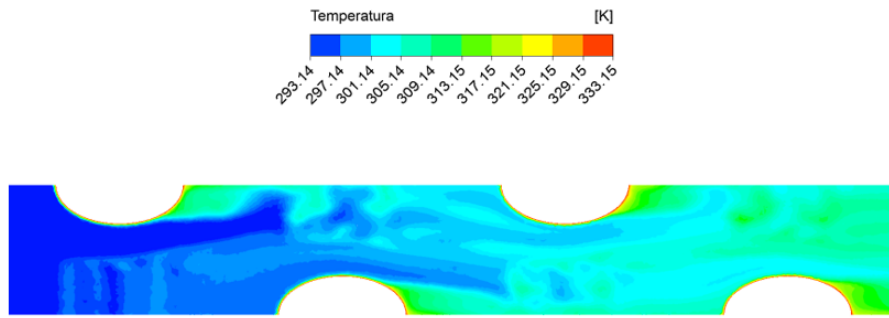


Figura D.4: Perfil de temperatura en plano medio, en intercambiador con persianas para $Re_H = 5000$.

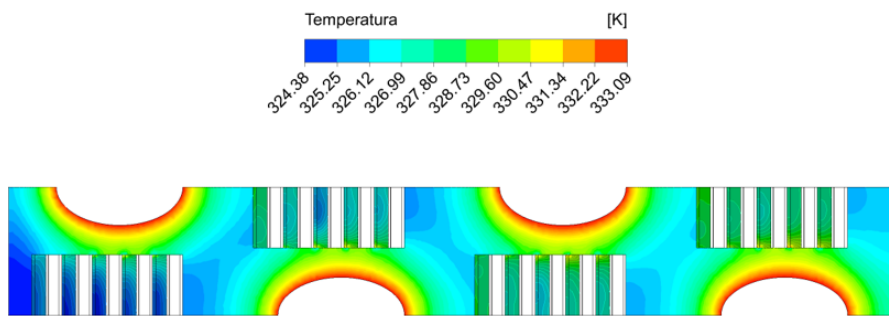


Figura D.5: Perfil de temperatura en aletas para $Re_H = 2200$.

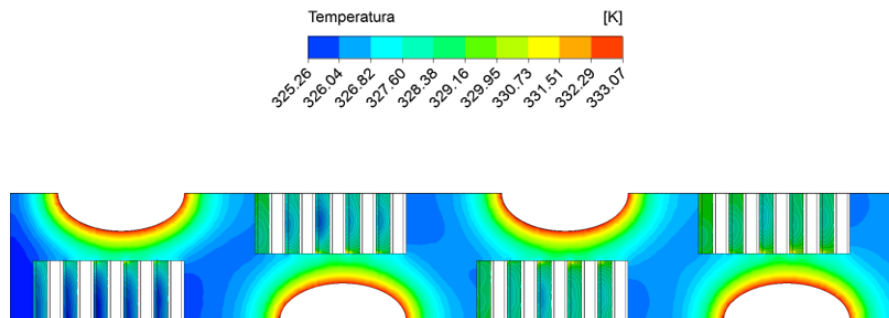


Figura D.6: Perfil de temperatura en aletas para $Re_H = 3000$.

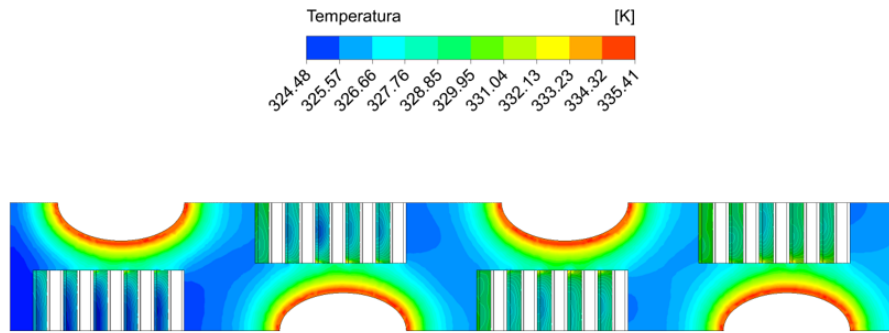


Figura D.7: Perfil de temperatura en aletas para $Re_H = 4000$.

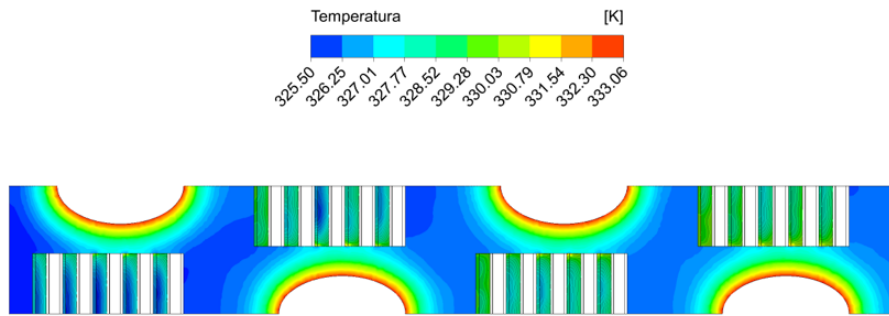


Figura D.8: Perfil de temperatura en aletas para $Re_H = 5000$.

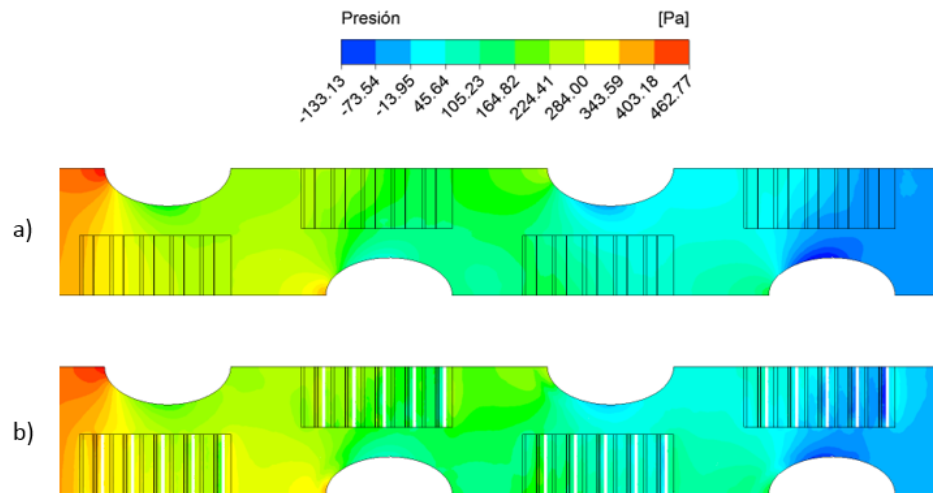


Figura D.9: Perfiles de presión en a) plano medio y b) plano cercano a aleta baja para $Re_H = 2200$ en intercambiador con persianas.

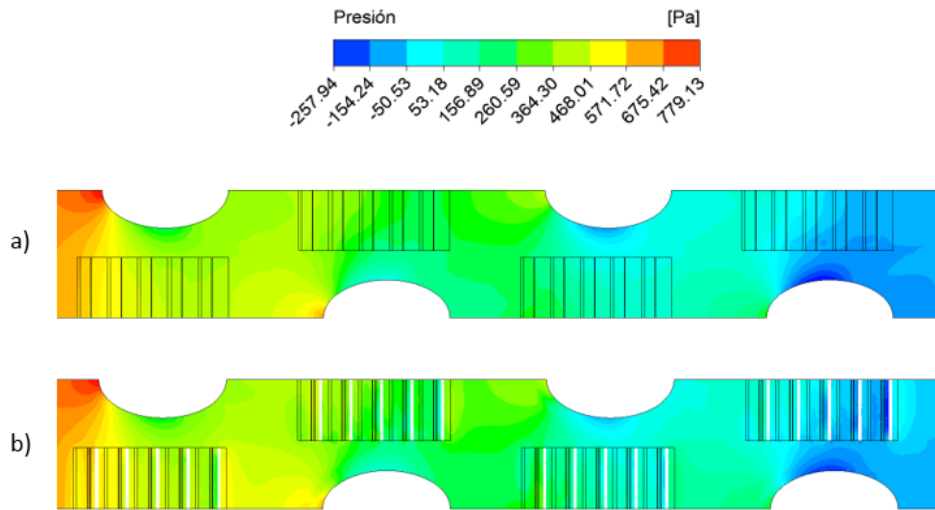


Figura D.10: Perfiles de presión en a) plano medio y b) plano cercano a aleta baja para $Re_H = 3000$ en intercambiador con persianas.

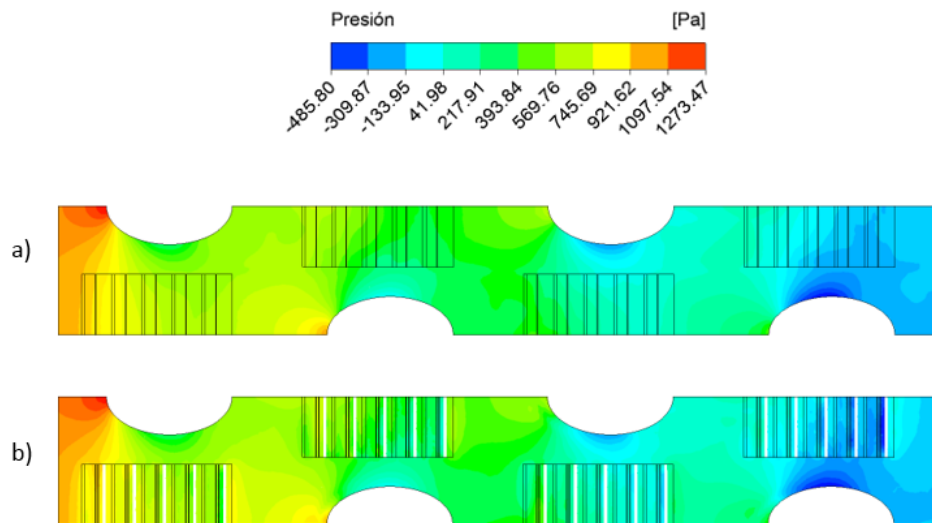


Figura D.11: Perfiles de presión en a) plano medio y b) plano cercano a aleta baja para $Re_H = 4000$ en intercambiador con persianas.

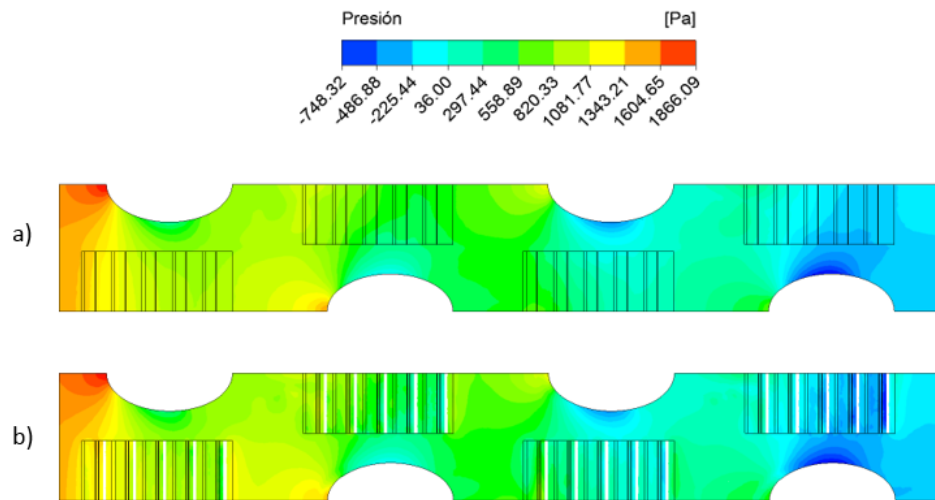


Figura D.12: Perfiles de presión en a) plano medio y b) plano cercano a aleta baja para $Re_H = 5000$ en intercambiador con persianas.

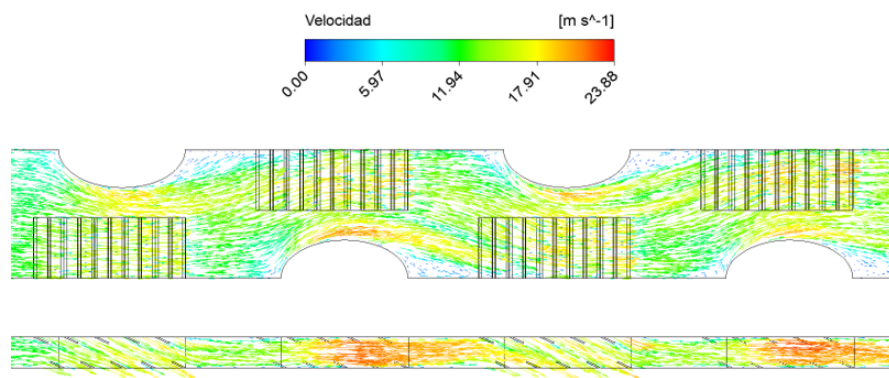


Figura D.13: vectores de velocidad en plano medio para $Re_H = 2200$ en intercambiador con persianas.

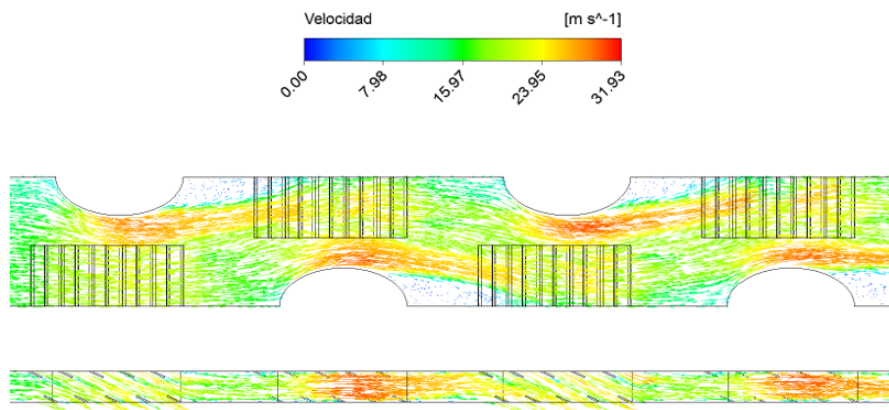


Figura D.14: vectores de velocidad en plano medio para $Re_H = 3000$ en intercambiador con persianas.

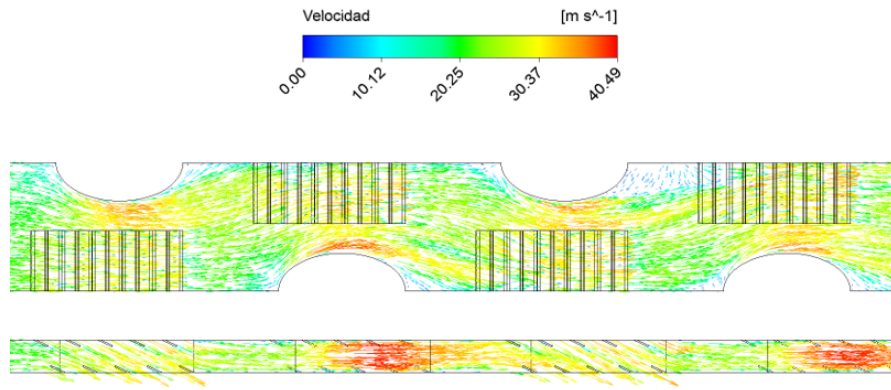


Figura D.15: vectores de velocidad en plano medio para $Re_H = 4000$ en intercambiador con persianas.

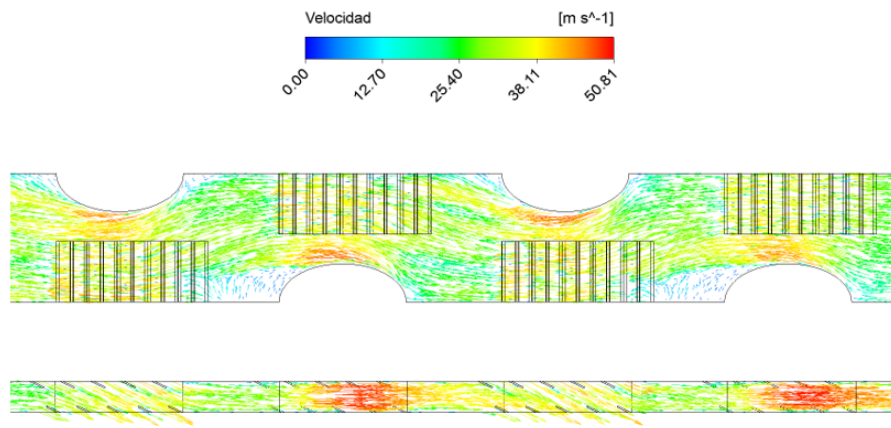


Figura D.16: vectores de velocidad en plano medio para $Re_H = 5000$ en intercambiador con persianas.

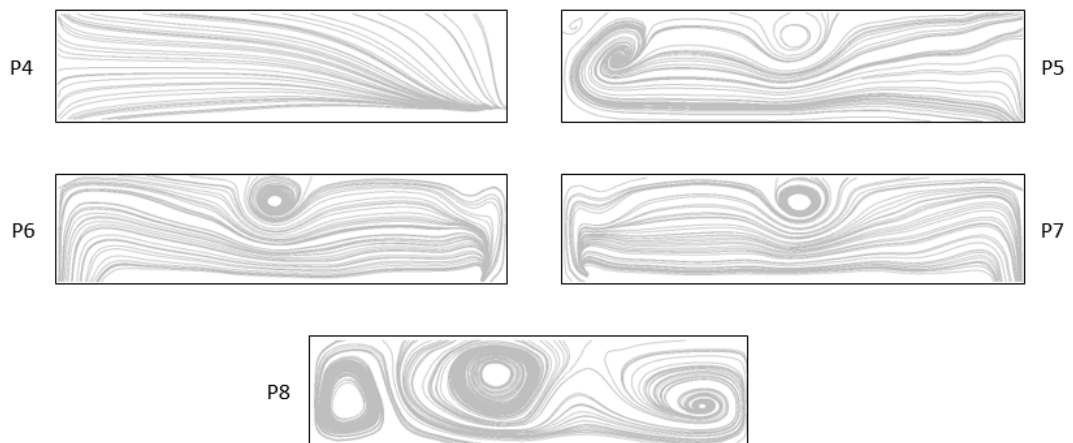


Figura D.17: Líneas de flujo en secciones transversales para $Re_H = 2200$ en intercambiador con persianas.

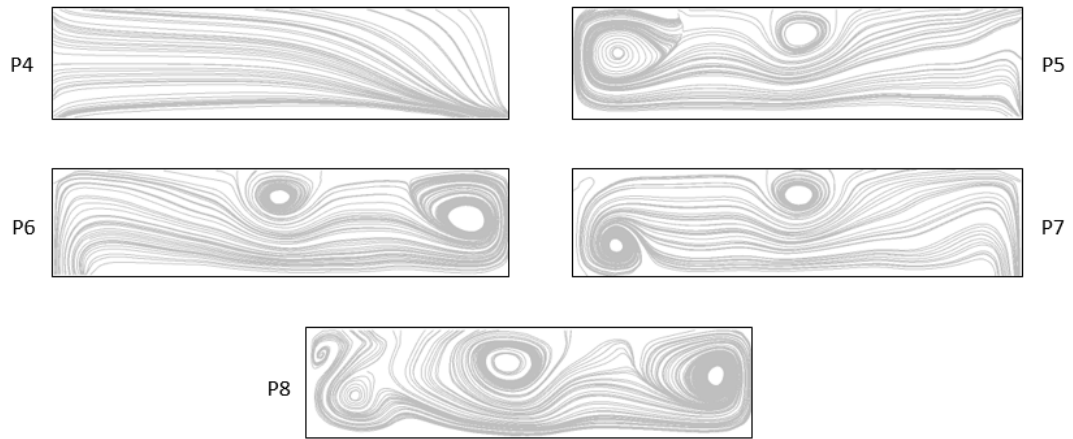


Figura D.18: Líneas de flujo en secciones transversales para $Re_H = 2200$ en intercambiador con persianas.

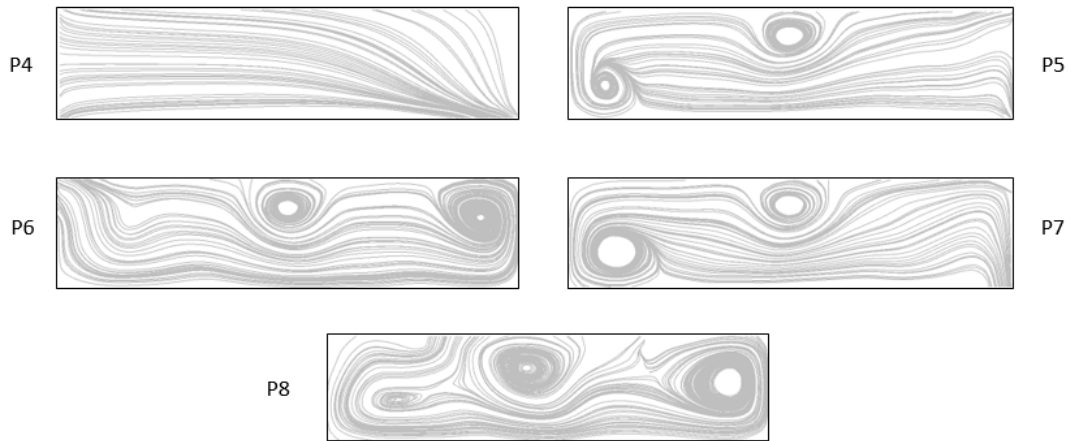


Figura D.19: Líneas de flujo en secciones transversales para $Re_H = 2200$ en intercambiador con persianas.

E. Perfiles de temperatura, presión y velocidad para intercambiador con aletas combinadas

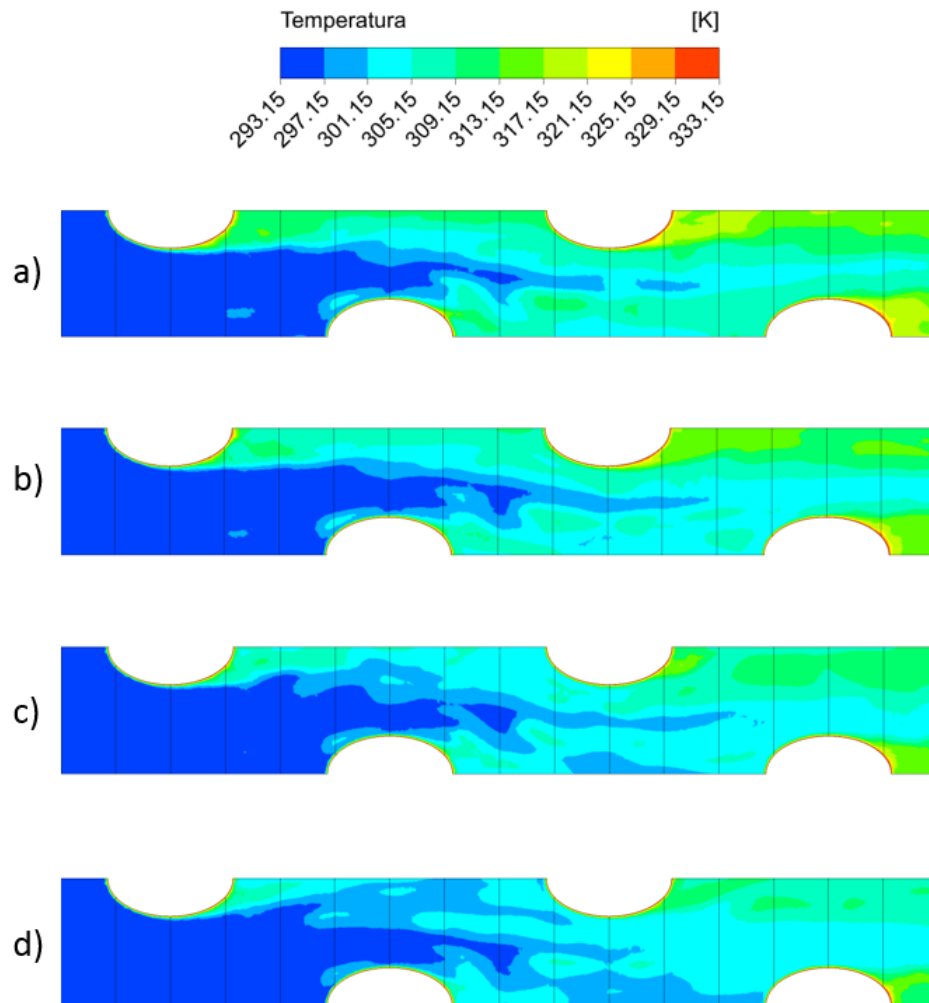


Figura E.1: Perfiles de temperatura para a) $Re_H = 2200$, b) $Re_H = 3000$, c) $Re_H = 4000$ y d) $Re_H = 5000$ en plano medio del intercambiador con aletas combinadas.

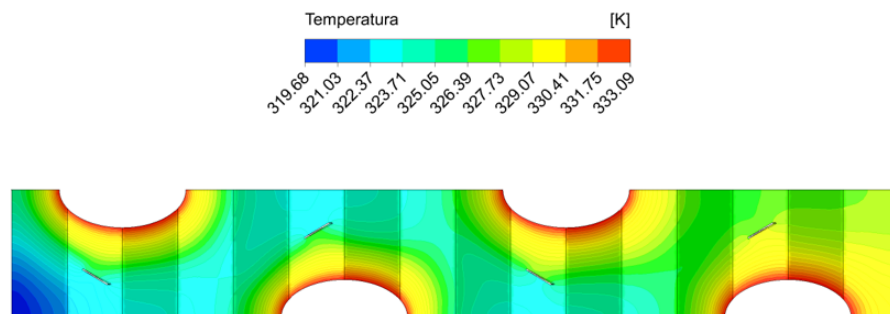


Figura E.2: Perfil de temperatura en aletas para $Re_H = 2200$.

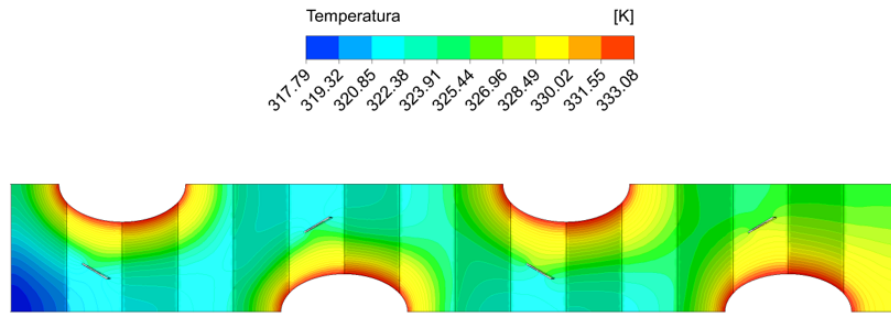


Figura E.3: Perfil de temperatura en aletas para $Re_H = 3000$.

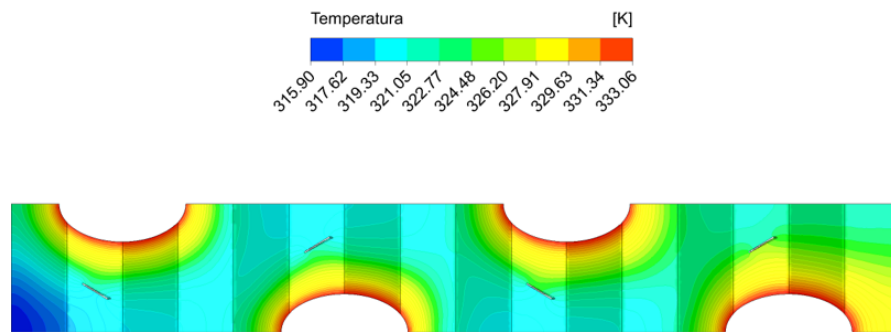


Figura E.4: Perfil de temperatura en aletas para $Re_H = 4000$.

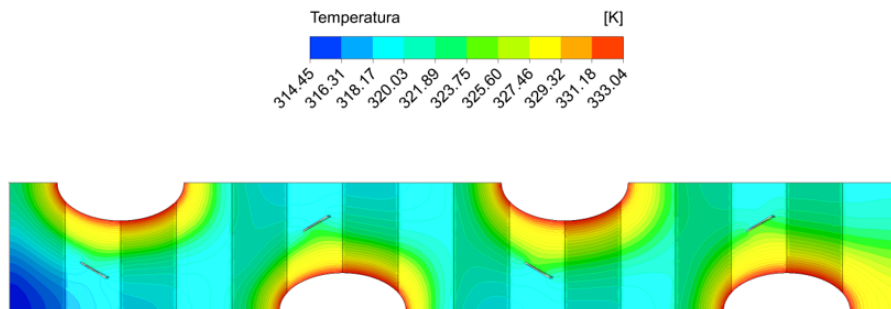


Figura E.5: Perfil de temperatura en aletas para $Re_H = 5000$.

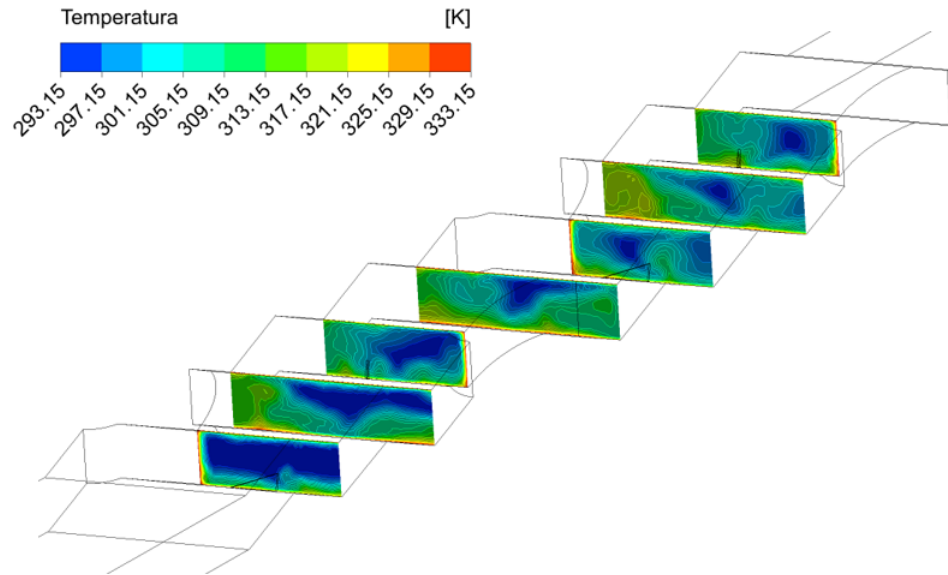


Figura E.6: Perfiles de temperatura en secciones transversales para a) $Re_H = 2200$ en intercambiador con aletas combinadas.

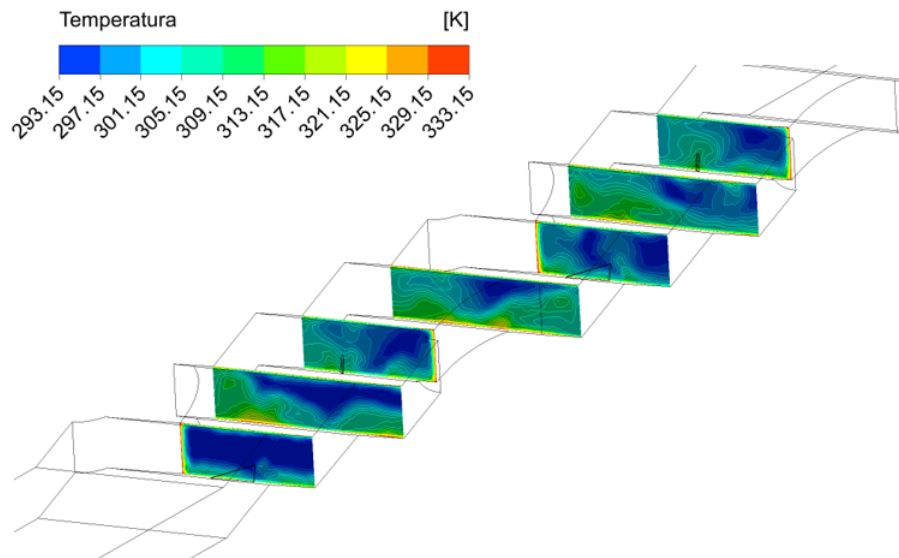


Figura E.7: Perfiles de temperatura en secciones transversales para a) $Re_H = 4000$ en intercambiador con aletas combinadas.

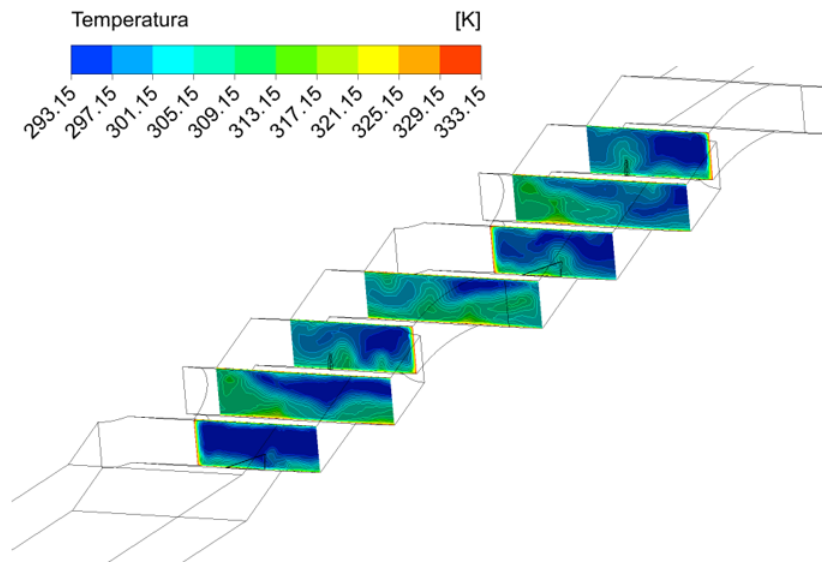


Figura E.8: Perfiles de temperatura en secciones transversales para a) $Re_H = 5000$ en intercambiador con aletas combinadas.

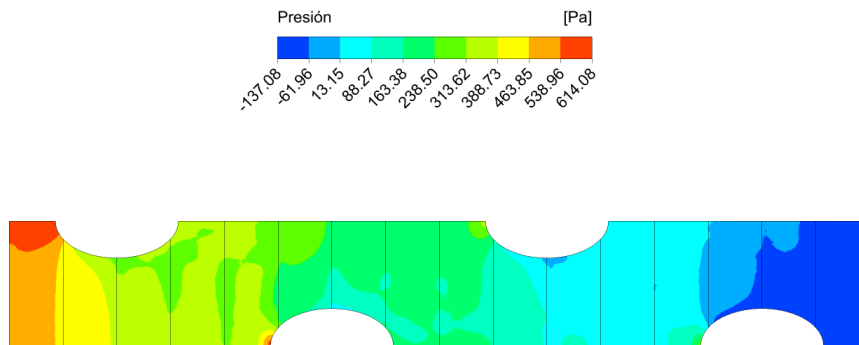


Figura E.9: Perfiles de presión para a) $Re_H = 2200$ en plano medio del intercambiador con aletas combinadas.

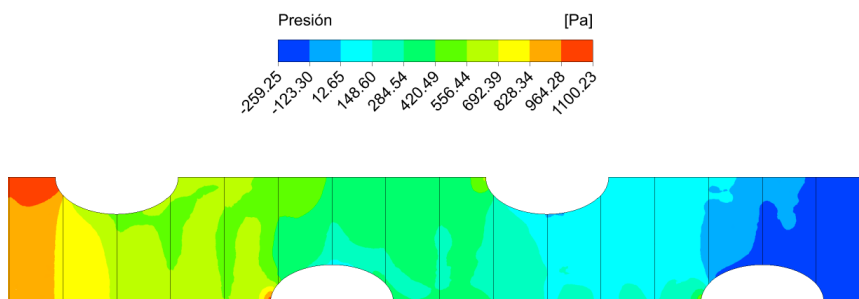


Figura E.10: Perfiles de presión para a) $Re_H = 3000$ en plano medio del intercambiador con aletas combinadas.

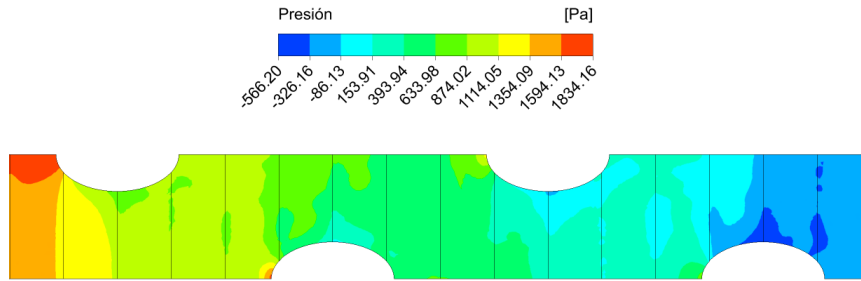


Figura E.11: Perfiles de presión para a) $Re_H = 4000$ en plano medio del intercambiador con aletas combinadas.

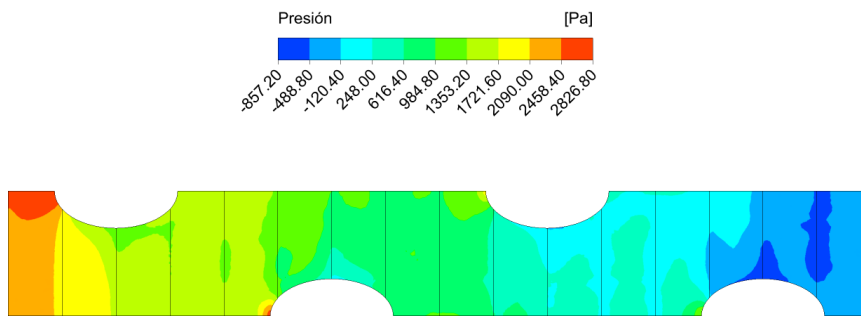


Figura E.12: Perfiles de presión para a) $Re_H = 5000$ en plano medio del intercambiador con aletas combinadas.

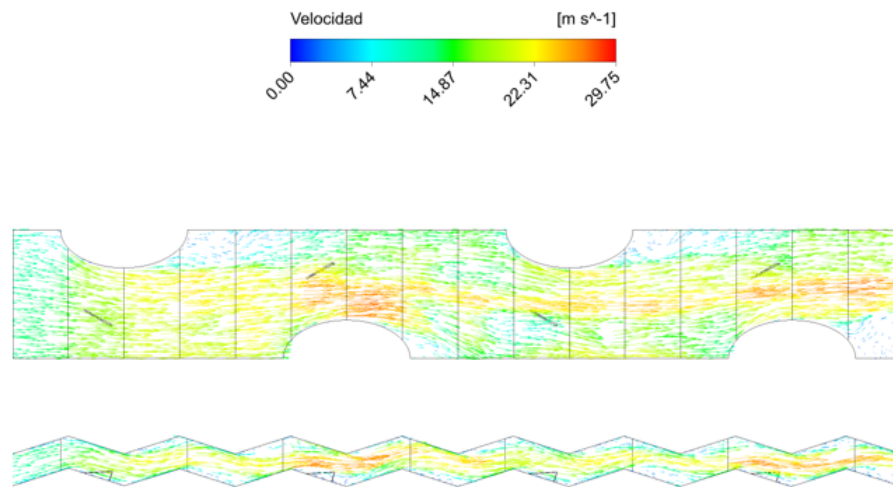


Figura E.13: Vectores de velocidad en plano medio para a) $Re_H = 2200$ en intercambiador con aletas combinadas.

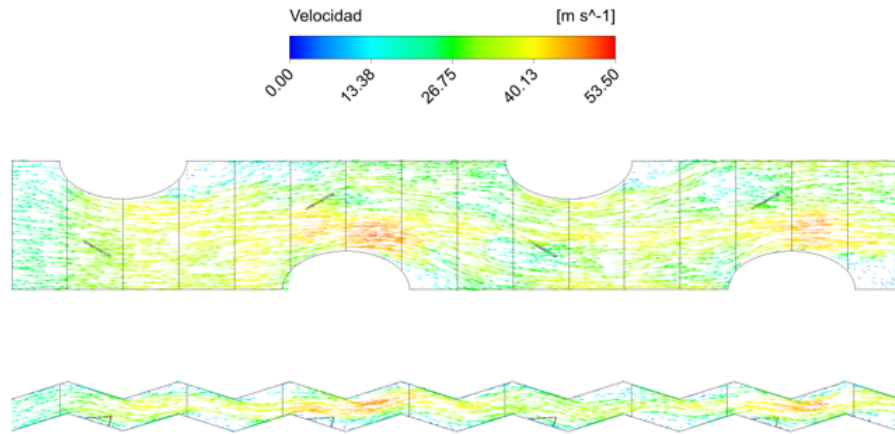


Figura E.14: Vectores de velocidad en plano medio para a) $Re_H = 4000$ en intercambiador con aletas combinadas.

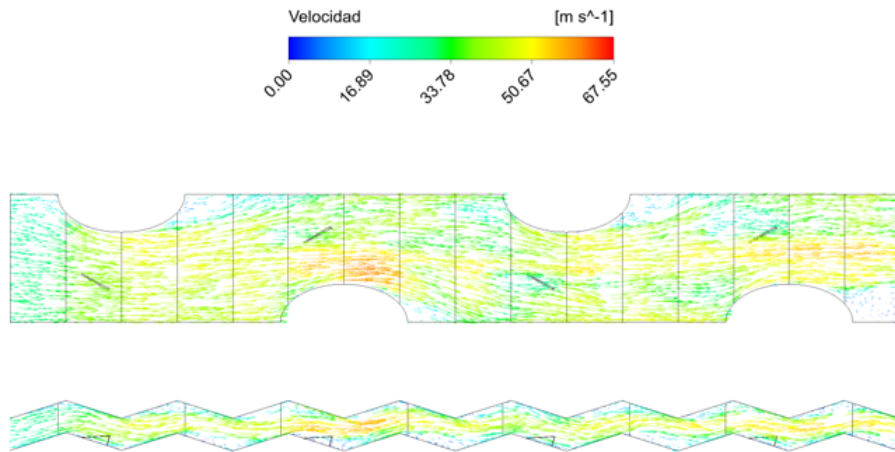


Figura E.15: Vectores de velocidad en plano medio para a) $Re_H = 5000$ en intercambiador con aletas combinadas.

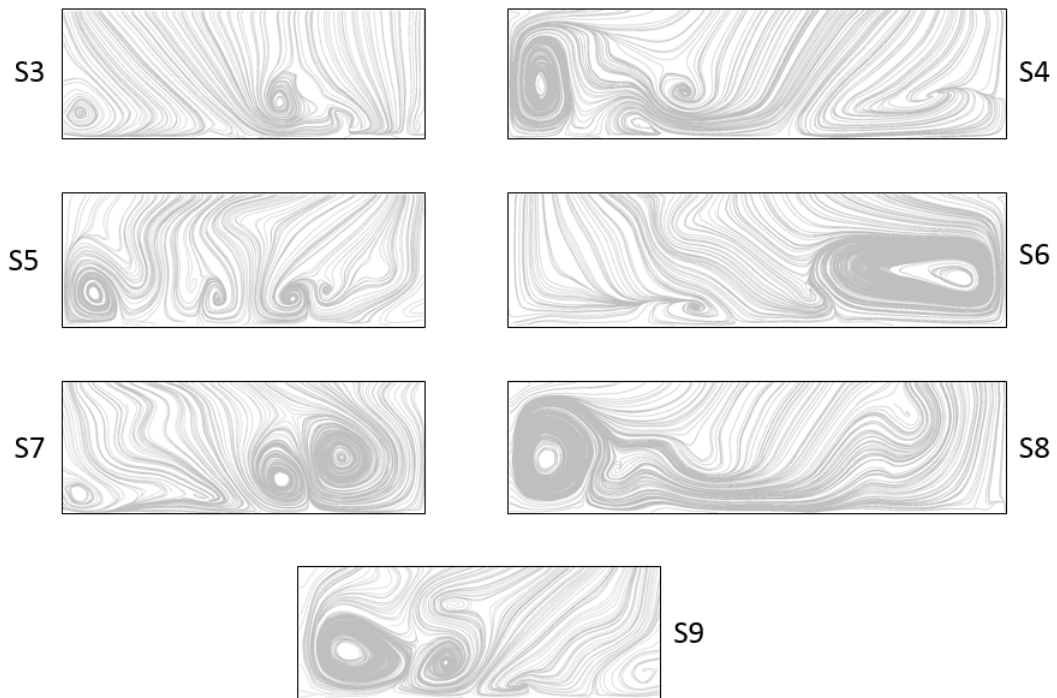


Figura E.16: Líneas de flujo en secciones transversales para a) $Re_H = 2200$ en intercambiador con aletas combinadas.

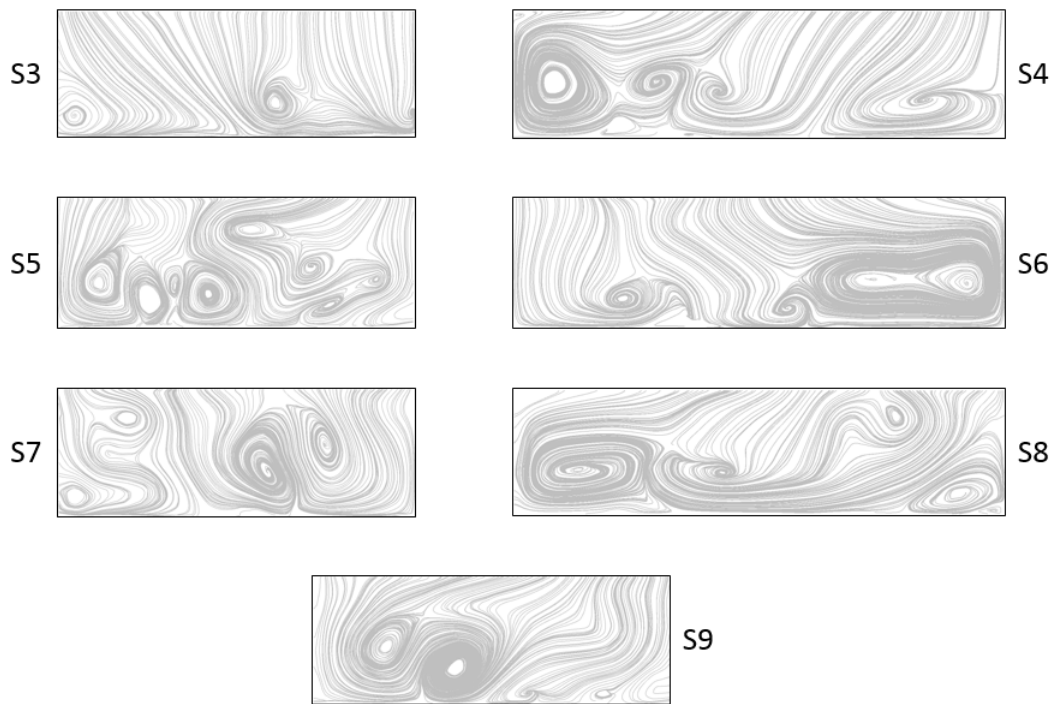


Figura E.17: Líneas de flujo en secciones transversales para a) $Re_H = 4000$ en intercambiador con aletas combinadas.

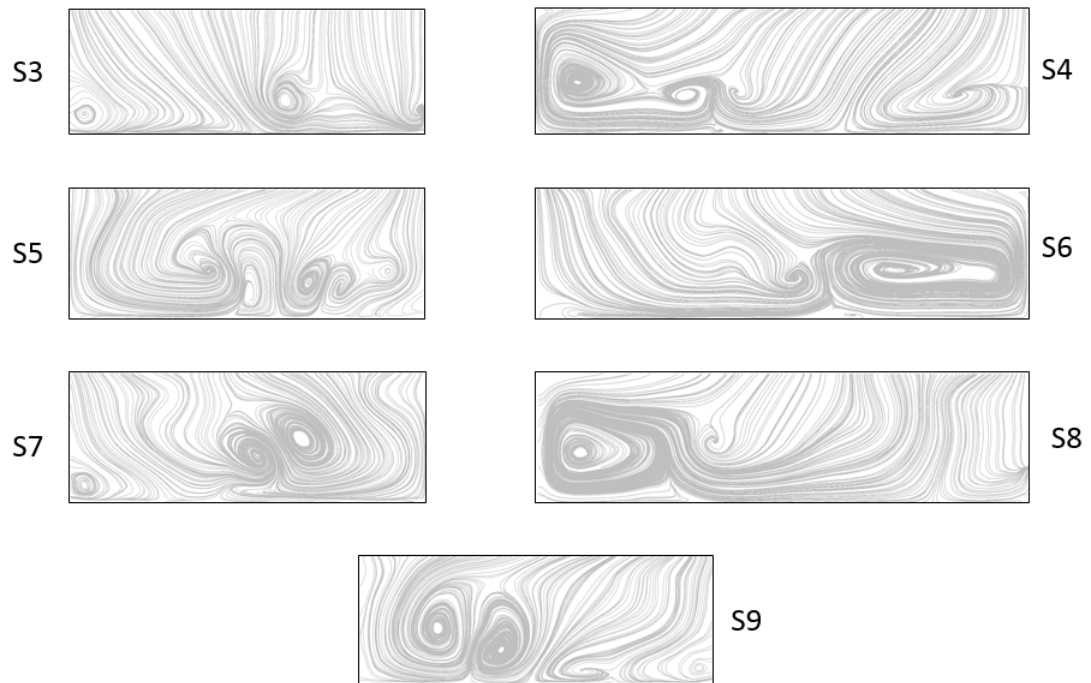


Figura E.18: Líneas de flujo en secciones transversales para a) $Re_H = 5000$ en intercambiador con aletas combinadas.