



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

EFFECTO EN LA TRANSFERENCIA DE CALOR UTILIZANDO GENERADORES DE
VÓRTICES Y ALETAS CON PERSIANAS EN INTERCAMBIADORES DE TUBOS
PLANOS

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO CIVIL MECÁNICO

PEDRO IGNACIO PINO TORRES

PROFESOR GUÍA:
ALVARO 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: PEDRO IGNACIO PINO TORRES
FECHA: 2018
PROF. GUÍA: ALVARO VALENCIA MUSALEM

EFECTO EN LA TRANSFERENCIA DE CALOR UTILIZANDO GENERADORES DE VÓRTICES Y ALETAS CON PERSIANAS EN INTERCAMBIADORES DE TUBOS PLANOS

En este trabajo se simulan diferentes modelos de intercambiadores de calor de tubos y aletas, mediante Ansys Fluent. Se varía la geometría de aleta y se comparan las configuraciones en términos de aumento de la transferencia de calor y caída de presión.

El objetivo general de este trabajo consiste en estudiar la transferencia de calor de un flujo de aire en un intercambiador de calor de aletas con persianas y generadores de vórtices, utilizando un modelo computacional. Para lograr esto, primero se diseña el modelo de validación y se realiza la misma, para luego proceder a establecer la independencia de malla. Luego, se diseñan los modelos a estudiar, y se procede a realizar las simulaciones en Ansys Fluent. Finalmente, se analizan los resultados obtenidos y se concluye.

Se alcanza la validación del modelo, presentando diferencias porcentuales máximas respecto de los datos experimentales, para el número de Stanton St y el factor de fricción f de un 5,1 % y un 10 %, respectivamente. También se establece la independencia de malla, consiguiendo diferencias porcentuales máximas de un 4,5 % y un 4,1 % para el número de Stanton St y el factor de fricción f , respectivamente, entre el mallado medio y el mallado fino.

Dentro de las configuraciones estudiadas, la que presenta el mayor aumento de la transferencia de calor respecto de la configuración con aletas planas corresponde a la configuración con 4 pares de generadores de vórtices en línea, lo cual se traduce en un aumento máximo del factor de Colburn j de un 74,4 % a un Reynolds $Re_H = 1450$. Para la caída de presión, la configuración que presenta el mayor aumento respecto de la configuración de aletas planas corresponde a la configuración de aletas con persianas, con un aumento máximo para el factor de fricción f de 290 % a un $Re_H = 3625$.

Los criterios de desempeño estudiados indican que la configuración que menor área frontal requiere para una determinada transferencia de calor y caída de presión, es la configuración con 2 pares de generadores de vórtices por tubo en línea. Por otro lado, si se tiene una determinada potencia de bombeo por unidad de volumen, la configuración que presenta la mayor transferencia de calor por unidad de volumen corresponde a la configuración con 4 pares de generadores de vórtices por tubo en línea.

Se concluye que en términos de aumento de la transferencia de calor, la configuración que mejor desempeño presenta corresponde a la de aletas con 4 pares de generadores de vórtices por tubo en línea. Según los parámetros de desempeño, la configuración que presenta mejor desempeño dependerá de los criterios de diseño del intercambiador de calor.

Dedicada a mis padres, a quienes debo todo lo que he logrado.

Agradecimientos

Quiero agradecer en primer lugar a mis padres, quienes estuvieron en todo momento conmigo, desde que di mis primeros pasos en la educación básica, hasta que entré a la universidad, y fueron los principales ártífices de que esté a punto de ser ingeniero civil mecánico. También me gustaría agradecer a mis amigos a lo largo de la universidad, aquellos que conocí en primer año, y me acompañaron a lo largo de mi estadía en plan común, y a quienes tuve la oportunidad de conocer en la especialidad y han sido los encargados de hacer más llevadera la vida universitaria, Gonzalo, Alberto, Pedro, Jony, Arturo, gracias por tanto. También me gustaría destacar al gran Esteban Efraín, quien me ha brindado la oportunidad de burlarme de Gonzalo por 18 años, gracias totales crack. Finalmente quiero darle las gracias a mi espectacular novia, quien me ha ayudado en todo en este último tiempo, y se ha encargado de darme la motivación para poder terminar este trabajo, muchas gracias Camila, te amo .

Tabla de Contenido

1. Introducción	1
1.1. Motivación	1
1.2. Objetivos	2
1.2.1. Objetivo general	2
1.2.2. Objetivos específicos	2
1.3. Alcances	2
2. Antecedentes específicos	3
2.1. Intercambiadores de calor	3
2.1.1. Intercambiadores de tubos y aletas	3
2.2. Ecuaciones gobernantes	5
2.2.1. Conservación de masa	5
2.2.2. Conservación de momentum	5
2.2.3. Conservación de la energía	6
2.2.4. Modelo de turbulencia SST $k - \omega$	6
2.3. Aumento de la transferencia de calor	7
2.3.1. Técnicas de aumento de la transferencia de calor	8
2.4. Estudios previos	10
3. Descripción de modelos	16
3.1. Modelos físicos	16
3.1.1. Modelo de validación	16
3.1.2. Modelo con aletas planas	17
3.1.3. Modelo con generadores de vórtices	18
3.2. Dominio computacional	22
3.3. Condiciones de borde	23
3.4. Parámetros	25
3.4.1. Parámetros de validación	26
3.4.2. Parámetros de entrada	26
3.4.3. Parámetros de salida	27
4. Metodología	30
5. Resultados	33
5.1. Validación del modelo	33
5.2. Independencia de malla	35
5.3. Intercambiador con aletas planas	36

5.4. Intercambiador de aletas con persianas	39
5.5. Intercambiador de aletas con un par de generadores de vórtices por tubo . .	47
5.6. Intercambiador de aletas con dos pares de generadores de vórtices por tubo .	51
5.7. Intercambiador de aletas con tres pares de generadores de vórtices por tubo .	56
5.8. Intercambiador de aletas con tres pares de generadores de vórtices por tubo escalonados	61
5.9. Intercambiador de aletas con cuatro pares de generadores de vórtices por tubo	64
5.10. Comparación configuraciones con generadores de vórtices en fila	71
5.11. Comparación entre casos	72
5.11.1. Factor de Colburn	73
5.11.2. Factor de fricción	75
5.11.3. Evaluación de rendimiento en intercambiadores	76
6. Conclusiones	80
Bibliografía	82
Anexos	85
A. Contornos de velocidad para configuraciones estudiadas	86
B. Contornos de presión para configuraciones estudiadas	90
C. Valores transferencia de calor y caída de presión configuraciones estudiadas	94
D. Valores factor de Colburn y factor de fricción configuraciones estudiadas.	96

Índice de Tablas

5.1. Resultados obtenidos para validación	33
5.2. Características para las 3 mallas estudiadas	36
5.3. Valores de St y f para las diferentes mallas estudiadas. Se muestran las diferencias porcentuales respecto de la malla fina.	36
C.1. Valores de transferencia de calor Q y caída de presión para configuraciones estudiadas.	94
C.2. Valores de transferencia de calor Q y caída de presión para configuraciones estudiadas.	95
D.1. Valores de factor de Colburn y factor de fricción para configuraciones estudiadas.	96
D.2. Valores de factor de Colburn y factor de fricción para configuraciones estudiadas.	97

Índice de Ilustraciones

2.1. Intercambiador de tubos circulares y aletas planas [2]	4
2.2. Intercambiador de tubos planos y aletas con persianas [3].	4
2.3. Superficie interior de un tubo con rugosidad [4]	8
2.4. (a) Aletas planas rectangulares, (b) Aletas planas triangulares, (c) Aletas onduladas, (d)Aleta de tira offset, (e) Aletas perforadas, (f) Aletas con persianas [5].	9
2.5. Tipos de generadores de vórtices [6]	10
2.6. Configuración estudiada por Fiebig et. al [8]	11
2.7. Nusselt promedio para 4 configuraciones analizadas en función de Re [8]. . .	11
2.8. a) Nusselt normalizado vs ángulo de ataque b) Coeficiente de fricción normalizado vs ángulo de ataque; Re=4600 [9].	12
2.9. Factor de fricción f y factor de Colburn j en función de Re, para 3 espaciamientos de aletas [10].	13
2.10. Cociente entre factor de Colburn j y factor de fricción f en función de Re [12].	14
2.11. Cociente entre factor de Colburn j y factor de fricción f en función de Re [13].	15
3.1. Intercambiador de calor de tubos planos y aletas con persianas.	16
3.2. Dimensiones intercambiador de tubos planos y aletas con persianas.	17
3.3. Dimensiones persianas.	17
3.4. Dimensiones persianas.	17
3.5. Intercambiador de calor de tubos planos y aletas planas.	17
3.6. Dimensiones de tubos utilizados en el estudio.	18
3.7. Intercambiador con un par de generadores de vórtices por tubo en línea. . . .	18
3.8. Dimensiones intercambiador con un par de generadores de vórtices.	19
3.9. Dimensiones generadores de vórtices y ángulo de ataque.	19
3.10. Intercambiador con dos pares de generadores de vórtices por tubo en línea. .	19
3.11. Separación entre generadores de vórtices.	20
3.12. Intercambiador con tres pares de generadores de vórtices por tubo en línea. .	20
3.13. Separación entre generadores de vórtices.	20
3.14. Intercambiador con tres pares de generadores de vórtices por tubo en línea. .	21
3.15. Separación entre generadores de vórtices.	21
3.16. Intercambiador con cuatro pares de generadores de vórtices por tubo en línea.	22
3.17. Separación entre generadores de vórtices.	22
3.18. Dominio computacional considerado para las simulaciones.	23
3.19. Condiciones de borde modelo de aletas con persianas.	25
3.20. Condiciones de borde modelo de aletas con generadores de vórtices.	25

4.1. Esquema metodología de trabajo.	30
5.1. Comparación número de Stanton entre simulación y correlación.	34
5.2. Comparación factor de fricción entre simulación y correlación.	34
5.3. Malla utilizada en el estudio con 960.000 elementos.	35
5.4. Vectores de velocidad tangenciales para $Re_H = 3625$ en diferentes planos Y-Z para la mitad del intercambiador de calor.(a) $x/H=0,8$, (b) $x/H=2,2$,(c) $x/H=3,9$, (d) $x/h=5,4$, (e) $x/H=7$, (f) $x/H=8,4$, (g) $x/H=10,1$	37
5.5. Contorno de temperatura en plano X-Y para $Re_H = 3625$ a una altura $Z=0,001015$ [m].	38
5.6. Contorno de temperatura en aleta inferior $Re_H = 3625$	38
5.7. Contornos de temperatura en planos Y-Z para $Re_H = 3625$. (a) $x/H=0,8$,(b) $x/H=2,2$,(c) $x/H=3,9$, (d) $x/h=5,4$, (e) $x/H=7$, (f) $x/H=8,4$, (g) $x/H=10,1$	39
5.8. Factor de Colburn j en función de Reynolds para la configuración de aletas planas.	39
5.9. Factor de fricción f en función de Reynolds para la configuración de aletas planas.	40
5.10. Número de Nusselt promedio de sección transversal Nu_{sp} a lo largo del intercambiador para la configuración de aletas planas.	40
5.11. Contorno de temperatura en plano X-Z para $Y=0,0055$ [m] caso aletas planas y aletas con persianas $Re_H = 3625$	41
5.12. Vectores de velocidad tangenciales modelo de aleta con persianas para $Re_H = 3625$ en distintos planos Y-Z.(a) $x/H=0,8$,(b) $x/H=2,2$,(c) $x/H=3,9$, (d) $x/h=5,4$, (e) $x/H=7$, (f) $x/H=8,4$, (g) $x/H=10,1$	42
5.13. Streamlines de velocidad superficiales modelo de aleta con persianas para $Re_H = 3625$ en distintos planos Y-Z.(a) $x/H=0,8$,(b) $x/H=2,2$,(c) $x/H=3,9$, (d) $x/h=5,4$, (e) $x/H=7$, (f) $x/H=8,4$, (g) $x/H=10,1$	43
5.14. Contorno de temperatura aleta superior para modelo de aleta con persianas $Re_H = 3625$	44
5.15. Contorno de temperatura en plano medio X-Y para modelo de aleta con persianas $Re_H = 3625$	44
5.16. Contornos de temperatura en planos Y-Z para modelo de aleta con persianas $Re_H = 3625$. (a) $x/H=0,8$,(b) $x/H=2,2$,(c) $x/H=3,9$, (d) $x/h=5,4$, (e) $x/H=7$, (f) $x/H=8,4$, (g) $x/H=10,1$	45
5.17. Factor de Colburn j en función de Re_H para configuración de aletas con persianas y aletas planas.	45
5.18. Factor de fricción f en función de Re_H para configuración de aletas con persianas y aletas planas.	46
5.19. Número de Nusselt promedio de sección transversal Nu_{sp} a lo largo del intercambiador para la configuración de aletas con persianas.	46
5.20. Vectores de velocidad tangenciales modelo de aleta con 1 par de generadores de vórtices por tubo en distintos planos Y-Z $Re_H = 3625$.(a) $x/H=0,8$,(b) $x/H=2,8$,(c) $x/H=3,9$, (d) $x/h=5,4$, (e) $x/H=7$, (f) $x/H=8,4$, (g) $x/H=10,1$	47
5.21. Streamlines de velocidad superficiales modelo de aleta con 1 par de generadores de vórtices por tubo en distintos planos Y-Z $Re_H = 3625$.(a) $x/H=0,8$,(b) $x/H=2,8$,(c) $x/H=3,9$, (d) $x/h=5,4$, (e) $x/H=7$, (f) $x/H=8,4$, (g) $x/H=10,1$	48

5.22. Contorno de temperatura en plano medio X-Y para modelo de aleta con un par de generadores de vórtices por tubo $Re_H = 3625$	49
5.23. Contornos de temperatura en planos Y-Z para modelo de aleta con un par de generadores de vórtices por tubo $Re_H = 3625$. (a) $x/H=0,8$,(b) $x/H=2,8$,(c) $x/H=3,9$,(d) $x/h=5,4$,(e) $x/H=7$,(f) $x/H=8,4$,(g) $x/H=10,1$	49
5.24. Factor de Colburn j en función de Re_H para configuración de aletas con un par de generadores de vórtice por tubo y aletas planas.	50
5.25. Factor de fricción f en función de Re_H para configuración de aletas con un par de generadores de vórtices por tubo y aletas planas.	50
5.26. Número de Nusselt promedio de sección transversal Nu_{sp} a lo largo del intercambiador para la configuración de aletas con un par de generadores de vórtices por tubo.	51
5.27. Vectores de velocidad tangenciales modelo de aleta con 2 pares de generadores de vórtices por tubo en distintos planos Y-Z $Re_H = 3625$.(a) $x/H=0,8$,(b) $x/H=2,5$,(c) $x/H=3,9$,(d) $x/h=6,4$,(e) $x/H=7,5$,(f) $x/H=8,7$,(g) $x/H=10,1$	52
5.28. Streamlines de velocidad superficiales modelo de aleta con 2 pares de generadores de vórtices por tubo en distintos planos Y-Z $Re_H = 3625$.(a) $x/H=0,8$,(b) $x/H=2,5$,(c) $x/H=3,9$,(d) $x/h=6,4$,(e) $x/H=7,5$,(f) $x/H=8,7$,(g) $x/H=10,1$	53
5.29. Contorno de temperatura en plano medio X-Y para modelo de aleta con dos pares de generadores de vórtices por tubo $Re_H = 3625$	53
5.30. Contornos de temperatura en planos Y-Z para modelo de aleta con dos pares de generadores de vórtices por tubo $Re_H = 3625$. (a) $x/H=0,8$,(b) $x/H=2,5$,(c) $x/H=3,9$,(d) $x/h=6,4$,(e) $x/H=7,5$,(f) $x/H=8,7$,(g) $x/H=10,1$	54
5.31. Factor de Colburn j en función de Re_H para configuración de aletas con dos pares de generadores de vórtice por tubo y aletas planas.	55
5.32. Factor de fricción f en función de Re_H para configuración de aletas con dos pares de generadores de vórtices por tubo y aletas planas.	55
5.33. Número de Nusselt promedio de sección transversal Nu_{sp} a lo largo del intercambiador para la configuración de aletas con dos pares de generadores de vórtices por tubo.	56
5.34. Vectores de velocidad tangenciales modelo de aleta con 3 pares de generadores de vórtices por tubo en distintos planos Y-Z $Re_H = 3625$.(a) $x/H=0,8$,(b) $x/H=2,8$,(c) $x/H=4,2$,(d) $x/h=6$,(e) $x/H=7$,(f) $x/H=8$,(g) $x/H=10,1$	57
5.35. Streamlines de velocidad superficiales modelo de aleta con 3 pares de generadores de vórtices por tubo en distintos planos Y-Z $Re_H = 3625$.(a) $x/H=0,8$,(b) $x/H=2,8$,(c) $x/H=4,2$,(d) $x/h=6$,(e) $x/H=7$,(f) $x/H=8$,(g) $x/H=10,1$	57
5.36. Contorno de temperatura en plano medio X-Y para modelo de aleta con 3 pares de generadores de vórtices por tubo $Re_H = 3625$	58
5.37. Contornos de temperatura en planos Y-Z para modelo de aleta con 3 pares de generadores de vórtices por tubo $Re_H = 3625$. (a) $x/H=0,8$,(b) $x/H=2,8$,(c) $x/H=4,2$,(d) $x/h=6$,(e) $x/H=7$,(f) $x/H=8$,(g) $x/H=10,1$	59
5.38. Factor de Colburn j en función de Re_H para configuración de aletas con 3 pares de generadores de vórtice por tubo y aletas planas.	60
5.39. Factor de fricción f en función de Re_H para configuración de aletas con 3 pares de generadores de vórtices por tubo y aletas planas.	60

5.40. Número de Nusselt promedio de sección transversal Nu_{sp} a lo largo del intercambiador para la configuración de aletas con 3 pares de generadores de vórtices por tubo.	61
5.41. Vectores de velocidad tangenciales modelo de aleta con 3 pares de generadores de vórtices por tubo escalonados en distintos planos Y-Z $Re_H = 3625$.(a) $x/H=0,8$,(b) $x/H=2,8$,(c) $x/H=4,2$,(d) $x/h=6$,(e) $x/H=7$,(f) $x/H=8$,(g) $x/H=10,1$	62
5.42. Streamlines de velocidad superficiales modelo de aleta con 3 pares de generadores de vórtices por tubo escalonados en distintos planos Y-Z $Re_H = 3625$.(a) $x/H=0,8$,(b) $x/H=2,8$,(c) $x/H=4,2$,(d) $x/h=6$,(e) $x/H=7$,(f) $x/H=8$,(g) $x/H=10,1$	63
5.43. Contorno de temperatura en plano medio X-Y para modelo de aleta con 3 pares de generadores de vórtices por tubo escalonados $Re_H = 3625$	63
5.44. Contornos de temperatura en planos Y-Z para modelo de aleta con 3 pares de generadores de vórtices por tubo escalonados $Re_H = 3625$. (a) $x/H=0,8$,(b) $x/H=2,8$,(c) $x/H=4,2$,(d) $x/h=6$,(e) $x/H=7$,(f) $x/H=8$,(g) $x/H=10,1$	64
5.45. Factor de Colburn j en función de Re_H para configuración de aletas con 3 pares de generadores de vórtice por tubo escalonados y aletas planas.	65
5.46. Factor de fricción f en función de Re_H para configuración de aletas con 3 pares de generadores de vórtices por tubo escalonados y aletas planas.	65
5.47. Número de Nusselt promedio de sección transversal Nu_{sp} a lo largo del intercambiador para la configuración de aletas con 3 pares de generadores de vórtices por tubo escalonados.	66
5.48. Vectores de velocidad tangenciales modelo de aleta con 4 pares de generadores de vórtices por tubo en distintos planos Y-Z $Re_H = 3625$.(a) $x/H=0,8$,(b) $x/H=2,5$,(c) $x/H=4,8$,(d) $x/h=5,9$,(e) $x/H=7$,(f) $x/H=8,4$,(g) $x/H=10,1$	67
5.49. Streamlines de velocidad superficiales modelo de aleta con 4 pares de generadores de vórtices por tubo en distintos planos Y-Z $Re_H = 3625$.(a) $x/H=0,8$,(b) $x/H=2,5$,(c) $x/H=4,8$,(d) $x/h=5,9$,(e) $x/H=7$,(f) $x/H=8,4$,(g) $x/H=10,1$	68
5.50. Contorno de temperatura en plano medio X-Y para modelo de aleta con 4 pares de generadores de vórtices por tubo $Re_H = 3625$	68
5.51. Contornos de temperatura en planos Y-Z para modelo de aleta con 4 pares de generadores de vórtices por tubo $Re_H = 3625$. (a) $x/H=0,8$,(b) $x/H=2,5$,(c) $x/H=4,8$,(d) $x/h=5,9$,(e) $x/H=7$,(f) $x/H=8,4$,(g) $x/H=10,1$	69
5.52. Factor de Colburn j en función de Re_H para configuración de aletas con 4 pares de generadores de vórtice por tubo y aletas planas.	70
5.53. Factor de fricción f en función de Re_H para configuración de aletas con 4 pares de generadores de vórtices por tubo y aletas planas.	70
5.54. Número de Nusselt promedio de sección transversal Nu_{sp} a lo largo del intercambiador para la configuración de aletas con 4 pares de generadores de vórtices por tubo	71
5.55. % de aumento del factor de Colburn j en función del número de filas de generadores de vórtices para distintos Reynolds Re_H	72
5.56. % de aumento del factor de fricción f en función del número de filas de generadores de vórtices para distintos Reynolds Re_H	73
5.57. Factor de Colburn j en función de Re_H para las 7 configuraciones estudiadas.	74

5.58. Coeficiente convectivo h en función de Re_H para las 7 configuraciones estudiadas.	74
5.59. Factor de fricción f en función de Re_H para las 7 configuraciones estudiadas.	75
5.60. Caída de presión en función de Re_H para las 7 configuraciones estudiadas.	76
5.61. Factor de rendimiento de área en función de Re_H para las 7 configuraciones estudiadas.	77
5.62. Factor de rendimiento de volumen en función de Re_H para las 7 configuraciones estudiadas.	78
5.63. Factor de rendimiento de volumen para las 7 configuraciones estudiadas.	78
5.64. Factor de reducción de área para las 7 configuraciones estudiadas.	79
A.1. Contorno de velocidad en plano X-Y para $Z=0,001015[m]$ configuración aletas planas $Re_H = 3625$.	86
A.2. Contorno de velocidad en plano X-Y para $Z=0,001015[m]$ configuración aletas con persianas $Re_H = 3625$.	87
A.3. Contorno de velocidad en plano X-Y para $Z=0,001015[m]$ configuración aletas con 1 par de GV por tubo $Re_H = 3625$.	87
A.4. Contorno de velocidad en plano X-Y para $Z=0,001015[m]$ configuración aletas con 2 pares de GV por tubo $Re_H = 3625$.	88
A.5. Contorno de velocidad en plano X-Y para $Z=0,001015[m]$ configuración aletas con 3 par de GV por tubo en línea $Re_H = 3625$.	88
A.6. Contorno de velocidad en plano X-Y para $Z=0,001015[m]$ configuración aletas con 3 pares de GV por tubo escalonados $Re_H = 3625$.	89
A.7. Contorno de velocidad en plano X-Y para $Z=0,001015[m]$ configuración aletas con 4 pares de GV por tubo $Re_H = 3625$.	89
B.1. Contorno de presión en plano X-Y para $Z=0,001015[m]$ configuración aletas planas $Re_H = 3625$.	90
B.2. Contorno de presión en plano X-Y para $Z=0,001015[m]$ configuración aletas con persianas $Re_H = 3625$.	91
B.3. Contorno de presión en plano X-Y para $Z=0,001015[m]$ configuración aletas con 1 par de GV por tubo $Re_H = 3625$.	91
B.4. Contorno de presión en plano X-Y para $Z=0,001015[m]$ configuración aletas con 2 pares de GV por tubo $Re_H = 3625$.	92
B.5. Contorno de presión en plano X-Y para $Z=0,001015[m]$ configuración aletas con 3 par de GV por tubo en línea $Re_H = 3625$.	92
B.6. Contorno de presión en plano X-Y para $Z=0,001015[m]$ configuración aletas con 3 pares de GV por tubo escalonados $Re_H = 3625$.	93
B.7. Contorno de presión en plano X-Y para $Z=0,001015[m]$ configuración aletas con 4 pares de GV por tubo $Re_H = 3625$.	93

Capítulo 1

Introducción

Los intercambiadores de calor con aletas son equipos utilizados en diversas aplicaciones, donde se destacan calefacción, refrigeración, ventilación y aire acondicionado, entre otras. Estos intercambiadores de calor operan con agua a través de los tubos y aire entre las aletas. Debido a la sustancial diferencia entre el coeficiente convectivo de aire y agua, es que la zona de aletas por donde transita el aire representa el 85 % de la resistencia térmica en el intercambiador de calor. Durante muchos años se han investigado configuraciones que optimicen este fenómeno, en busca de intercambiadores más compactos y con menores consumos energéticos. La modificación de la geometría de la aleta y los generadores de vórtices son las principales técnicas utilizadas para mejorar la transferencia de calor, las cuales buscan aumentar el coeficiente convectivo en la zona del aire. En los últimos años han comenzado a surgir técnicas que combinan la modificación de la geometría de la aleta con la incorporación de generadores de vórtices, lo cual busca mejorar el desempeño de los intercambiadores de calor, en términos de aumento de la transferencia de calor, y buscando que la caída de presión sea lo menor posible, para que los beneficios de aumento de transferencia de calor no se vean mermados con un consumo energético extra para lograr movilizar el fluido.

1.1. Motivación

La utilización de intercambiadores de calor en la actualidad se remite a la mayoría de las industrias, y es posible verlos en nuestro día a día, en aplicaciones como el radiador de un automóvil, o un sistema de calefacción domiciliario, es por esta razón que se busca optimizar los diseños de equipos, los cuales permitan reducir costos para un determinado trabajo térmico, lo cual se asocia principalmente a reducir la cantidad de material utilizado. Bajo esta visión, los investigadores han centrado sus esfuerzos en encontrar diseños que posean una alta tasa de área de transferencia de calor por unidad de volumen, siempre poniendo énfasis en que el modelo diseñado cumpla con los requerimientos de calor total transferido. El diseño de aletas tiene un gran impacto sobre el desempeño de los intercambiadores de calor, donde se puede trabajar solamente con la geometría de la aleta, o agregar pequeñas protuberancias, llamadas generadores de vórtices, donde se sabe que el uso de ambas técnicas mejora el rendimiento

de los intercambiadores de calor con aletas, aumentando la transferencia de calor hasta en un 47% [1]. Pero a pesar de los numerosos estudios que se han realizado estudiando estas técnicas, hay muy poca información referente a la utilización de múltiples generadores de vórtices, lo cual es estudiado en la presente memoria.

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo general

- Estudiar la transferencia de calor de un flujo de aire en un intercambiador de calor de aletas con persianas y generadores de vórtices utilizando un modelo computacional.

1.2.2. Objetivos específicos

- Estudiar la transferencia de calor y pérdida de carga en un intercambiador de tubos planos y aletas.
- Estudiar el efecto de utilizar aletas con persianas en el aumento de la transferencia de calor y caída de presión.
- Estudiar el efecto de utilizar generadores de vórtices en el aumento de la transferencia de calor y caída de presión.
- Realizar un análisis de desempeño de las distintas configuraciones para distintas velocidades.

1.3. Alcances

El presente trabajo corresponde a un estudio computacional del fenómeno de transferencia de calor en intercambiadores de tubos y aletas, realizando simulaciones numéricas sin la realización de pruebas experimentales. El presente estudio considera:

- La geometría de generadores de vórtices considerada corresponde a la delta aleta con un ángulo de ataque de 45° . Esta geometría se mantiene fija a lo largo de las distintas simulaciones.
- Se estudiarán 3 configuraciones distintas de aletas, aletas planas, aletas con persianas y aletas con generadores de vórtices.
- Para la configuración de generadores de vórtices, se consideran 4 geometrías distintas, con 1 par de generadores de vórtices por tubo en línea, 2 pares en línea, 3 pares en línea y finalmente 3 pares de generadores de vórtices escalonados.
- Se analizarán 4 números de Reynolds distintos para cada configuración.

Capítulo 2

Antecedentes específicos

En la presente sección se muestran los aspectos teóricos necesarios para comprender el presente estudio, dónde se presentan los intercambiadores de calor con aletas, las técnicas de mejora utilizadas para mejorar la transferencia de calor, ecuaciones gobernantes del fenómeno y revisión bibliográfica del tema en estudio.

2.1. Intercambiadores de calor

Un intercambiador de calor es un equipo, el cual es utilizado para transferir energía térmica entre dos o más fluidos, o entre partículas sólidas y un fluido a diferente temperatura y en contacto térmico. Dentro de las aplicaciones típicas de los intercambiadores de calor podemos destacar su uso en generación de energía, procesos químicos, industria alimentaria, electrónica, recuperación de calor, industria de manufactura, acondicionamiento de aire, refrigeración y aplicaciones espaciales. La superficie de intercambio de calor directa es una superficie que está en contacto con ambos fluidos, y a través de la cual se produce el intercambio de calor por conducción. Esta superficie de transferencia de calor directa se puede aumentar, añadiendo aletas, lo cual brinda una nueva superficie de transferencia de calor, la cual se llama secundaria. Al aumentar el área de transferencia de calor lo que se consigue es reducir la resistencia térmica del lado del fluido en el cual se aumenta el área, además de aumentar la transferencia de calor total para una determinada diferencia de temperatura y aumentar el coeficiente de transferencia de calor. Dentro de los diferentes tipos de intercambiadores de calor se pueden destacar los intercambiadores de tubo y coraza, intercambiadores de placas y los intercambiadores de tubos y aletas, estos últimos serán detallados en la siguiente sección.

2.1.1. Intercambiadores de tubos y aletas

Este tipo de intercambiador de calor consiste en un conjunto de tubos, generalmente circulares, a los cuales se les incrementa el área de transferencia de calor, con la utilización de aletas, como se puede observar en la figura 2.1. Por los tubos del intercambiador transita un

fluido en fase líquida, mientras que por la zona de aletas transita un fluido en estado gaseoso, generalmente aire. La utilización de aletas en este tipo de intercambiadores tiene como finalidad aumentar el área de transferencia de calor, lo cual reduce la resistencia térmica en la zona del aire, la que se sabe es la principal componente de resistencia en este tipo de intercambiadores.

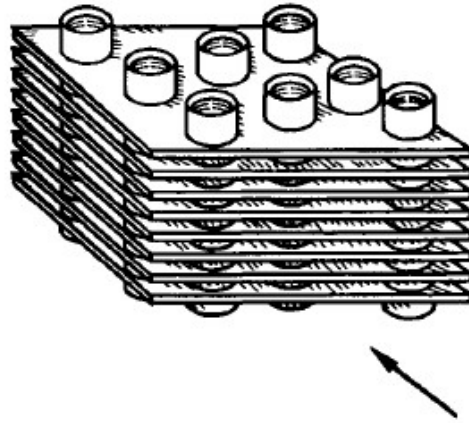


Figura 2.1: Intercambiador de tubos circulares y aletas planas [2] .

En este tipo de intercambiadores es posible encontrar diferentes combinaciones de geometrías, las cuales varían la geometría de la aleta o la geometría de los tubos. Dentro de las diferentes combinaciones existentes, podemos encontrar intercambiadores de tubos circulares, ovalados o planos, y dentro de las distintas geometrías de aletas podemos encontrar, aletas planas, con persianas, onduladas, entre otras. La gran variedad de intercambiadores de calor existentes se construye como combinación de las diferentes geometrías de tubos y aletas nombradas anteriormente. En la figura 2.2 se puede observar un intercambiador de tubos planos y aletas con persianas.

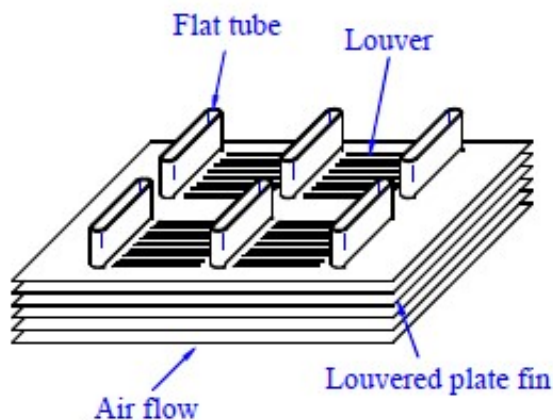


Figura 2.2: Intercambiador de tubos planos y aletas con persianas [3].

La variación en la geometría de los intercambiadores ya sea el modificar sus tubos o sus aletas, tiene como objetivo incrementar el desempeño de los intercambiadores. La utilización de persianas en la aleta tiene como objetivo incrementar el coeficiente convectivo en la zona del aire, ya que las persianas en la aleta producen desprendimientos de la capa límite, lo cual favorece el mezclado del fluido y el incremento del coeficiente convectivo.

2.2. Ecuaciones gobernantes

Las 3 ecuaciones que rigen el fenómeno a modelar son las ecuaciones de conservación. Estas ecuaciones se describen a continuación.

2.2.1. Conservación de masa

La ecuación de continuidad o conservación de masa descrita en coordenadas cartesianas queda descrita por la siguiente expresión:

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

Si el fluido considerado es incompresible, la densidad se considera constante, con lo cual la ecuación de continuidad queda como:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2.2)$$

Donde ρ representa la densidad del fluido [kg/m^3] y u, v, w la velocidad [m/s] del fluido en los ejes x, y, z respectivamente.

2.2.2. Conservación de momentum

Para la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento despreciando los efectos gravitacionales se tiene que:

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

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

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

Donde p representa la presión del fluido [Pa] y μ la viscosidad dinámica del fluido [Pa·s].

2.2.3. Conservación de la energía

Para la ecuación de la conservación de la energía despreciando los efectos viscosos se tiene que:

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

Donde C_p corresponde al calor específico del fluido [J/kg·K], T corresponde a la temperatura del fluido [K], y finalmente k corresponde a la conductividad térmica del fluido [W/m·K].

2.2.4. Modelo de turbulencia SST $k - \omega$

El modelo de turbulencia Shear-Stress Transport (SST) $k - \omega$, es un modelo de turbulencia empírico, basado en la ecuación de transporte modelo para la energía cinética de turbulencia (k) y la tasa de disipación específica (ω). Las ecuaciones de transporte para k y ω en este modelo se muestran a continuación.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_k - Y_k + S_k \quad (2.7)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (2.8)$$

En estas ecuaciones, \tilde{G}_k representa la generación de energía cinética turbulenta debida a los gradientes de velocidad media. G_ω representa la generación de ω . Γ_k y Γ_ω representan la difusividad efectiva de k y ω , respectivamente. Y_k e Y_ω representan la disipación de k y ω debido a la turbulencia. D_ω representa el término de difusión cruzada. Finalmente, los términos S_k y S_ω representan constantes definidas por el usuario.

Las difusividades efectivas Γ_k y Γ_ω se definen como:

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (2.9)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (2.10)$$

Para la viscosidad turbulenta en este modelo se tiene que:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max\left[\frac{1}{\alpha^*}, \frac{SF_2}{a_1 \omega}\right]} \quad (2.11)$$

Para la condición de borde de k en el modelo se tiene que:

$$\frac{\partial k}{\partial n} = 0 \quad (2.12)$$

Donde n es la coordenada normal a la pared.

2.3. Aumento de la transferencia de calor

En los intercambiadores de calor actualmente es común encontrar la utilización de superficies de transferencia mejoradas, las cuales pueden presentar una mayor área de transferencia, o geometrías particulares las cuales puedan mejorar el coeficiente convectivo. Para la transferencia de calor entre una muralla y un fluido se tiene que:

$$Q = hA(T_w - T_f) \quad (2.13)$$

Donde h representa el coeficiente convectivo [W/m^2K], A representa el área de transferencia de calor [m^2], T_w representa la temperatura de la muralla [K] y T_f representa la temperatura del fluido [K].

Como se puede observar en la ecuación 2.13, para una determinada diferencia de temperatura, los parámetros que se pueden modificar para aumentar la transferencia de calor son, el coeficiente convectivo y el área de transferencias de calor.

Si se considera el caso de dos fluidos separados por una muralla, como en el caso de un intercambiador de calor, se tiene la siguiente expresión para el calor transferido:

$$Q = UA\Delta T_m \quad (2.14)$$

Donde el término UA está asociado a la resistencia térmica y queda definido por:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_1 h_1 A_1} + \frac{t_w}{k_w A_w} + \frac{1}{\eta_2 h_2 A_2} \quad (2.15)$$

Donde A_i corresponde al área de transferencia de calor [m^2] asociado al fluido i , h_i corresponde al coeficiente convectivo para la zona del fluido i , η_i corresponde a la eficiencia de superficie asumiendo una superficie extendida, t_w corresponde al espesor de pared [m], k_w corresponde al coeficiente conductivo de la pared [W/mK] y A_w corresponde al área de sección transversal de la pared [m^2]. En la siguiente sección se detallan técnicas para aumentar la transferencia de calor, las cuales se basan principalmente en la modificación del término UA , asociado a la resistencia térmica del intercambiador.

2.3.1. Técnicas de aumento de la transferencia de calor

Como se señala con anterioridad, las técnicas para mejorar el desempeño de los intercambiadores de calor tienen que ver con la modificación del factor (UA) , en particular el aumento de este valor, ya que su inverso $(1/UA)$, se conoce como resistencia térmica y es el coeficiente asociado a la reducción en la transferencia de calor. Las técnicas para aumentar la transferencia de calor se pueden dividir en dos grandes áreas, técnicas pasivas y técnicas activas. Las técnicas pasivas no requieren un consumo de potencia externo para conseguir el aumento de la transferencia de calor, y se basan principalmente en la modificación de la geometría del intercambiador. Por su lado las técnicas activas, requieren un consumo energético extra para mejorar la transferencia de calor.

Técnicas Pasivas

Superficies recubiertas involucran un recubrimiento metálico o no metálico en la superficie. Un ejemplo de este recubrimiento es el uso de teflón, el cual promueve la condensación por goteo.

Superficies rugosas estas superficies rugosas pueden ser integrales a la superficie base, o pueden ser añadidas rugosas externas a la superficie base. Las superficies integrales son formadas por maquinado o reestructuración de la superficie. Un ejemplo de incorporación de superficies rugosas se puede apreciar en la figura 2.3.

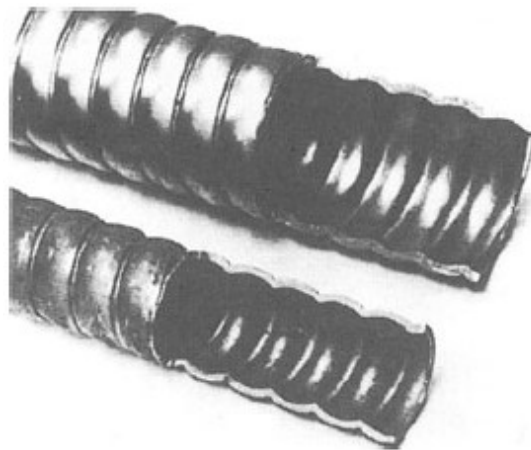


Figura 2.3: Superficie interior de un tubo con rugosidad [4] .

En las superficies rugosas el incremento de la transferencia de calor se produce por incremento del mezclado de la capa límite cercana a la superficie, lo cual aumenta el coeficiente convectivo y reduce la resistencia térmica.

Superficies extendidas la utilización de superficies extendidas tiene como principal propósito el incremento del área de transferencia de calor, sin embargo, con la utilización de geometrías particulares se puede alcanzar un incremento en el área de transferencia de calor, y

a la vez, un incremento del coeficiente convectivo. Un ejemplo de esto es la utilización de aletas con persianas, las cuales además de generar un incremento en el área de transferencia de calor, producen un desprendimiento de capa límite en el fluido, lo cual incrementa el coeficiente convectivo. En la figura 2.4 se puede apreciar un ejemplo de superficies extendidas.

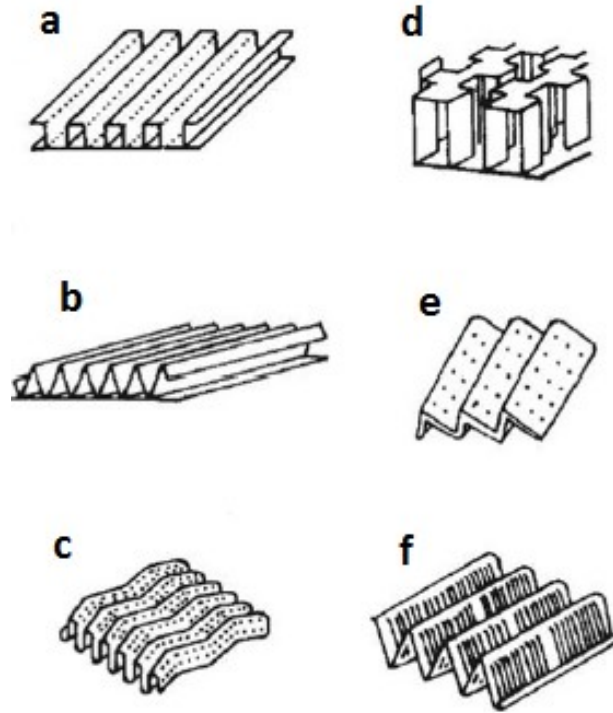


Figura 2.4: (a) Aletas planas rectangulares, (b) Aletas planas triangulares, (c) Aletas onduladas, (d) Aleta de tira offset, (e) Aletas perforadas, (f) Aletas con persianas [5].

Generadores de vórtices esta técnica consiste en la utilización de protuberancias con determinada geometría en la superficie, las cuales van a inducir un flujo en remolino, conocido como vórtice, el que puede ser de tipo transversal o longitudinal. Estos últimos se caracterizan por generar vórtices cuyo eje coincide con el de movimiento del flujo, por lo cual producen un aumento global en la transferencia de calor y no local como en el caso de los vórtices transversales. En la figura 2.5 se pueden apreciar distintas geometrías de generadores de vórtices longitudinales.

Estudios señalan que la geometría con mejor desempeño corresponde a la geometría delta aleta, con aumentos en la transferencia de calor de entre un 77 a un 84% [7].

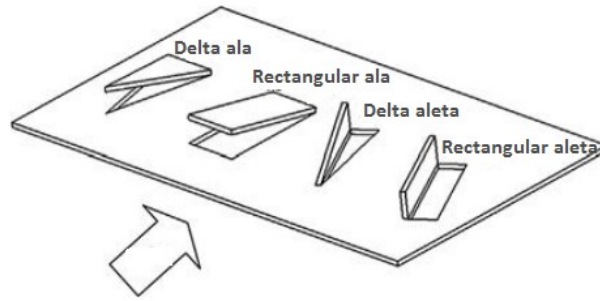


Figura 2.5: Tipos de generadores de vórtices [6] .

2.4. Estudios previos

En el año 1994 Fiebig et. al [8], utilizando geometrías con y sin generadores de vórtices, para posteriormente analizar los resultados obtenidos en términos de aumento de transferencia de calor y caída de presión respecto de un estudio previo basado en una configuración similar, pero utilizando tubos circulares. La configuración estudiada se muestra en la figura 2.6. En este estudio los autores varían el número de Reynolds basado en el espaciamiento entre aletas en el rango [600-3000]. Los resultados obtenidos muestran una mayor influencia de los generadores de vórtices para el caso de tubos planos, lo cual se asocia a que la distancia que viaja un vórtice antes de encontrarse con un objeto es dos veces mayor en el caso de la configuración con tubos planos. Para la transferencia de calor, se obtiene el número de Nusselt promedio, encontrando que la configuración con tubos planos y generadores de vórtices presenta el mejor desempeño, en todo el rango de Re estudiado, siendo el número de Nusselt un 60 % mayor en el caso de tubos planos con generadores de vórtices para un $Re=3000$. Para la caída de presión, se aprecia un pequeño aumento al utilizar generadores de vórtices en el caso de tubos circulares (cercano a un 3%), mientras que, para el caso de tubos planos, este aumento en el factor de fricción es más notable, teniendo para un $Re=3000$ un incremento en el factor de fricción de 0.021 hasta 0.05. La caída de presión para el caso de tubos planos con generadores de vórtices es un 50 % menor que el caso de tubos circulares con generadores de vórtices. En la figura 2.7 se puede observar el número de Nusselt promedio graficado en función del número de Reynolds, para las cuatro configuraciones analizadas.

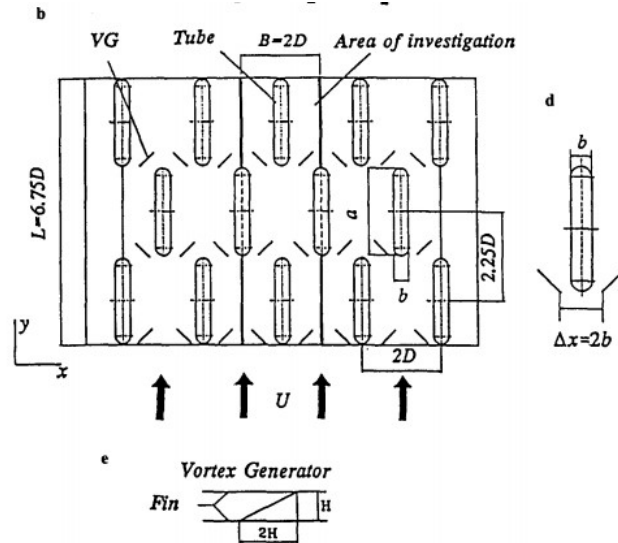


Figura 2.6: Configuración estudiada por Fiebig et. al [8] .

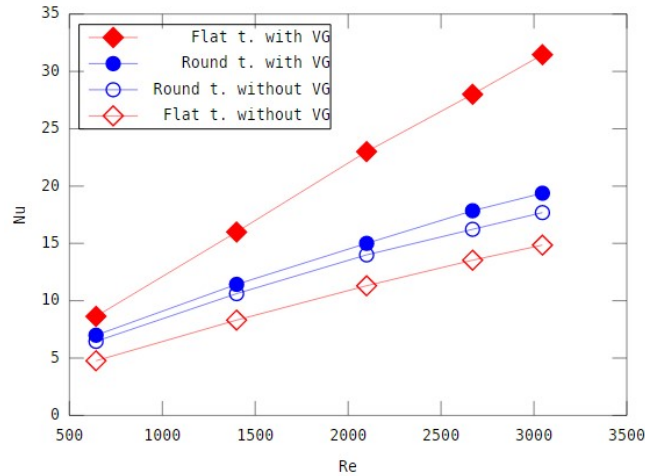


Figura 2.7: Nusselt promedio para 4 configuraciones analizadas en función de Re [8].

En el año 1994 Mitra y Fiebig [9] realizan un estudio con las 4 geometrías más comunes de generadores de vórtices (ver ref [6]), las cuales fueron analizadas de manera experimental. Para el estudio variaron el número de Reynolds en el rango [2000-8000] y el ángulo de ataque de los generadores de vórtices de 30 a 90 °. Los resultados muestran que el mejor desempeño en términos de aumento de la transferencia de calor se alcanza para la geometría delta aleta, la cual consigue incrementos en el número de Nusselt promedio de entre un 46 a un 120 % para el rango de Reynolds considerado. Para la caída de presión, los mejores resultados se tienen para la geometría rectangular aleta, con un aumento del coeficiente de fricción de entre un 150 a un 280 % respecto del caso base sin generadores de vórtices, mientras que para el caso delta aleta se tiene un incremento de entre un 180 a un 320 % respecto del caso base. También se estudia el aumento de transferencia de calor y caída de presión en función del ángulo de ataque de los generadores de vórtices, teniendo para el caso rectangular aleta un máximo en aumento de la transferencia de calor para un ángulo de ataque de 45 ° , mientras que para el caso delta aleta el máximo se presenta para un ángulo de 65 %. Para el caso

del factor de fricción, en ambos casos se observa un comportamiento similar, aumentando el factor de fricción desde un ángulo de 30 ° hasta un ángulo de 90 ° . En la figura 2.8 se puede observar una gráfica del número de Nusselt normalizado respecto del caso base y el factor de fricción normalizado respecto del caso base versus el ángulo de ataque del generador de vórtices, para un número de $Re=4600$.

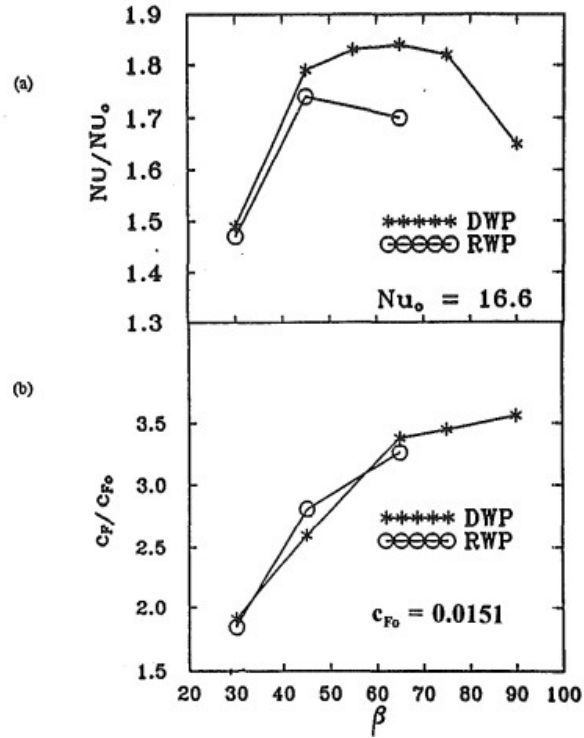


Figura 2.8: a) Nusselt normalizado vs ángulo de ataque b) Coeficiente de fricción normalizado vs ángulo de ataque; $Re=4600$ [9].

La modificación de la geometría de la aleta también es un aspecto relevante en el desempeño de los intercambiadores de calor, ya que no solo se busca un aumento en el área de transferencia de calor, sino que también una modificación del coeficiente convectivo para la zona del aire. En el año 1999 Yan y Sheen [10] estudian un intercambiador de aletas con tubos planos, variando la geometría de las aletas, estudiando aletas con persianas y aletas planas. Para este estudio se varía el número de filas de tubos y el espaciamiento entre aletas, para posteriormente entregar resultados en términos de aumento de factor de colburn j y aumento del factor de fricción f . El primer resultado obtenido es el comportamiento de ambos factores en función del número de Reynolds, los cuales muestran una disminución al incrementar el número de Reynolds, para ambas geometrías. Para el estudio de la influencia del número de tubos, se varía la configuración utilizando de 1 hasta 4 filas de tubos, obteniendo un comportamiento decreciente del factor del colburn j al incrementar el número de filas, para ambas geometrías de aletas en todo el rango de Re estudiado, mientras que para el factor de fricción f no se observa una clara tendencia. Luego se presentan los resultados obtenidos al variar el espaciamiento entre aletas, donde ambas geometrías muestran un incremento del factor de fricción f al reducir el espaciamiento entre aletas, mientras que para el caso del factor de Colburn j , se observa un aumento de este valor al disminuir el espaciamiento entre aletas para el caso de aletas planas, mientras que para la geometría con persianas no se observa una clara tendencia en el comportamiento del factor de Colburn j . En la figura 2.9 se muestra el gráfico obtenido para el factor de fricción f y el factor de Colburn j en función de Re para distintos espaciamientos de aletas.

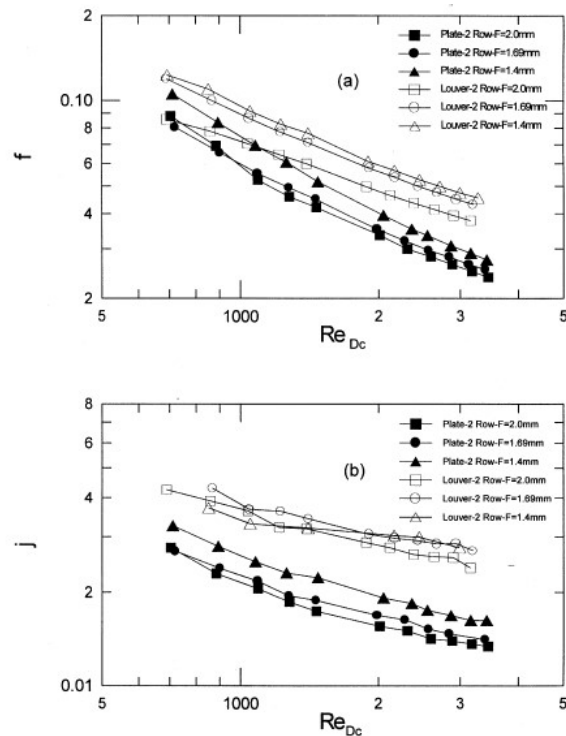


Figura 2.9: Factor de fricción f y factor de Colburn j en función de Re , para 3 espaciamientos de aletas [10].

En el año 1988 Achaichia y Cowell [11] estudian el comportamiento del flujo en un intercambiador de tubos planos y aletas con persianas, en un rango del número de Reynolds

basado en el diámetro hidráulico Re_{dh} de [120-8000]. Los resultados obtenidos muestran un comportamiento de flujo en ducto para bajos números de Reynolds, el cual pasa directo entre las aletas sin atravesar las persianas, comportamiento que se debe a que a bajas velocidades el espesor de la capa límite en las persianas se vuelve muy alto, bloqueando así el paso del fluido a través de ellas. Al incrementar el número de Reynolds, el flujo pierde este comportamiento de flujo en ducto y comienza a seguir un comportamiento de flujo entre placas planas, pasando efectivamente a través de las persianas. Los autores señalan la importancia de evitar geometrías que combinan altas separaciones entre aletas con bajos espaciamientos entre persianas, ya que de esta forma se favorece el comportamiento de flujo en ducto, eliminando la utilidad de las persianas en la geometría. La utilización de generadores de vórtices en intercambiadores de aletas con persianas es estudiada por Huisseune et al. [12] en el año 2013. En el estudio se analiza el comportamiento de un intercambiador de tubos circulares y aletas con persianas más generadores de vórtices, utilizando tres filas de tubos en una configuración escalonada, para un rango de Reynolds basado en el diámetro hidráulico Re_{dh} [140-1220]. Los resultados obtenidos para el factor de Colburn j muestran un aumento de este valor en la configuración utilizando generadores de vórtices, alcanzando el máximo incremento para un $Re_{dh}=600$, con un incremento de un 16%. Para el factor de fricción también se observa un aumento de este valor en el caso con generadores de vórtices, alcanzando el máximo incremento para un $Re_{dh}=1220$, con un 35% de incremento para el factor de fricción f . Finalmente se grafica el cociente entre el factor de Colburn j y el factor de fricción f en función del número de Re_{dh} , presentando un mejor desempeño el caso sin generadores de vórtices. En la figura 2.10 se muestra el gráfico obtenido para el cociente entre j y f versus el número de Reynolds.

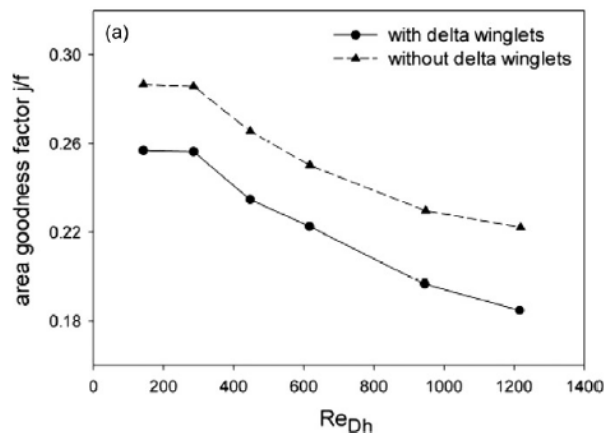


Figura 2.10: Cociente entre factor de Colburn j y factor de fricción f en función de Re [12].

En el año 2015 se realiza una memoria [13] en el Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Chile, en la cual se estudia un intercambiador de calor de tubos ovalados y aletas, utilizando 4 geometrías diferentes de generadores de vórtices longitudinales. Los resultados obtenidos muestran que la geometría con mejor desempeño en términos de aumento de la transferencia de calor es la delta aleta, con un 14% de aumento respecto del caso sin generadores de vórtices. La geometría delta aleta se puede apreciar en la figura 2.11.

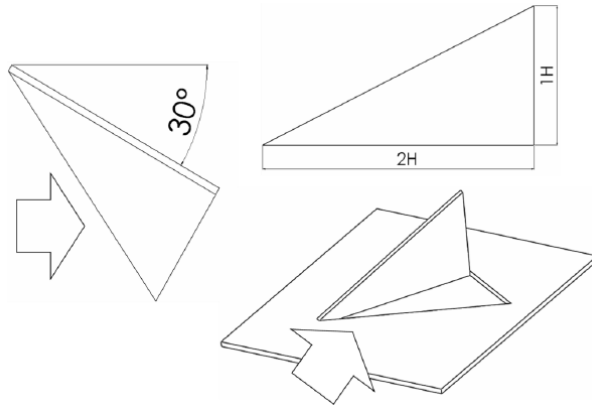


Figura 2.11: Cociente entre factor de Colburn j y factor de fricción f en función de Re [13].

Capítulo 3

Descripción de modelos

3.1. Modelos físicos

3.1.1. Modelo de validación

El intercambiador de calor utilizado para la etapa de validación corresponde a un intercambiador de tubos planos y aletas con persianas, como el que se puede apreciar en la figura 3.1. La geometría de este intercambiador se obtiene del estudio realizado por Achaichia y Cowell [11]. En la figura 3.2, se muestran las dimensiones del intercambiador estudiado, donde destaca el largo del intercambiador $L_i = 41,6[mm]$, la distancia transversal de tubos $T_t = 11[mm]$, la distancia longitudinal entre tubos $T_l = 11[mm]$ y la separación entre tubos y persianas $T_p = 1[mm]$. En la figura 3.3 y 3.4 se muestran las dimensiones de las persianas, donde destaca el largo del conjunto de persianas $L_p = 15,4[mm]$, el ángulo de inclinación de cada persiana $\alpha_p = 28,5^\circ$ y el largo de cada persiana $P_p = 1,4[mm]$. Además es importante destacar que el espaciado entre aletas H corresponde a $2,03 [mm]$ y el espesor de aleta δ corresponde a $0,05 [mm]$, valores que se mantienen fijos para todos los modelos.

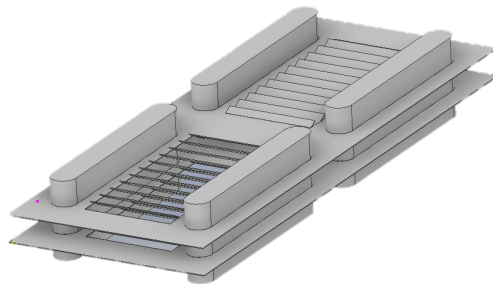


Figura 3.1: Intercambiador de calor de tubos planos y aletas con persianas.

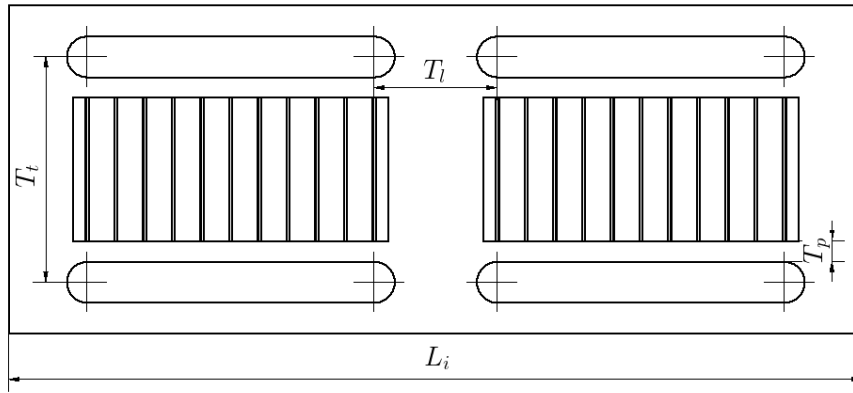


Figura 3.2: Dimensiones intercambiador de tubos planos y aletas con persianas.

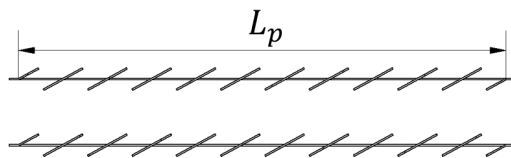


Figura 3.3: Dimensiones persianas.

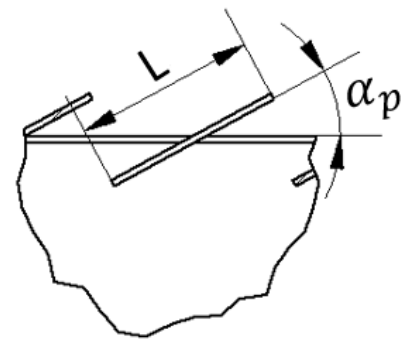


Figura 3.4: Dimensiones persianas.

3.1.2. Modelo con aletas planas

Como parte de este estudio, se estudia un intercambiador de calor de tubos planos y aletas planas, para poder comparar los resultados obtenidos de este modelo, con los resultados obtenidos para los demás modelos en estudio. El intercambiador estudiado se puede apreciar en la figura 3.5. En la figura 3.6 se aprecian las dimensiones de los tubos del modelo, donde destaca el largo de tubos $L_t = 16[mm]$, y el espesor de tubos $e = 1[mm]$. Las dimensiones de tubos se replican en todos los modelos.

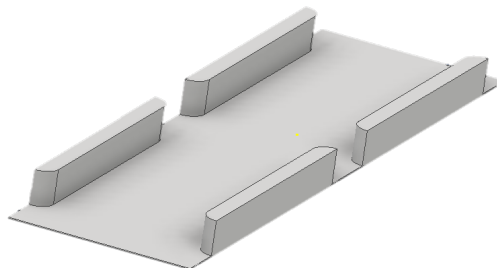


Figura 3.5: Intercambiador de calor de tubos planos y aletas planas.

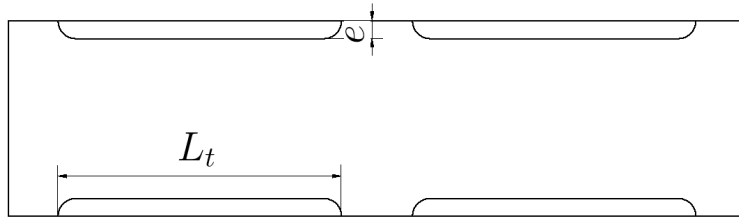


Figura 3.6: Dimensiones de tubos utilizados en el estudio.

3.1.3. Modelo con generadores de vórtices

Se estudian 5 geometrías distintas para la configuración con generadores de vórtices: 1 par de generadores de vórtices por tubo en línea, 2 pares de generadores de vórtices por tubo en línea, 3 pares de generadores de vórtices por tubo en línea, 3 pares de generadores de vórtices por tubo escalonados y finalmente 4 pares de generadores de vórtices por tubo en línea. A continuación se detallan cada una de estas geometrías.

Un par de generadores de vórtices

Esta geometría contempla un par de generadores de vórtices por cada tubo, teniendo un total de 4 generadores de vórtices, como se puede apreciar en la figura 3.7. Las dimensiones más importantes de esta geometría, junto a las dimensiones de los generadores de vórtices se pueden apreciar en la figura 3.8 y 3.9, respectivamente, cuyos valores para las cotas se encuentran en [mm].

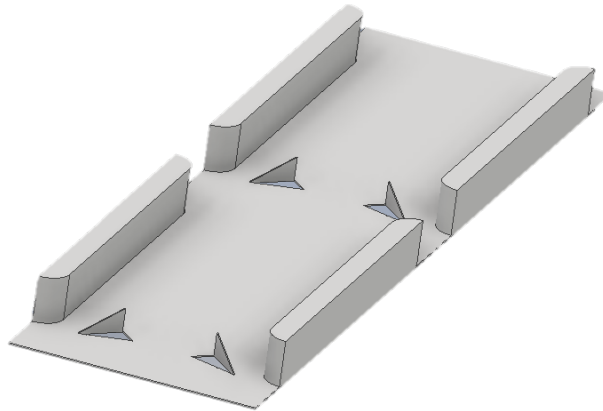


Figura 3.7: Intercambiador con un par de generadores de vórtices por tubo en línea.

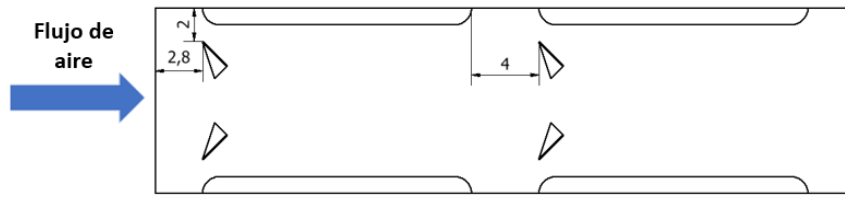


Figura 3.8: Dimensiones intercambiador con un par de generadores de vórtices.

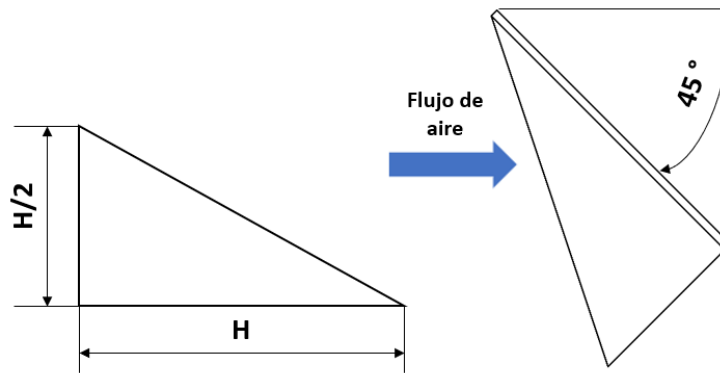


Figura 3.9: Dimensiones generadores de vórtices y ángulo de ataque.

Dos pares de generadores de vórtices

Este modelo incluye dos pares de generadores de vórtices por tubo, en una configuración en línea, teniendo un total de 8 generadores de vórtices para el intercambiador. El intercambiador estudiado se puede apreciar en la figura 3.10, y en la figura 3.11 se puede apreciar la separación existente entre los generadores de vórtices.

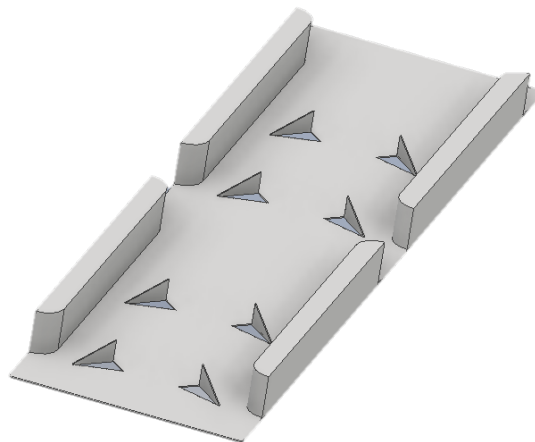


Figura 3.10: Intercambiador con dos pares de generadores de vórtices por tubo en línea.

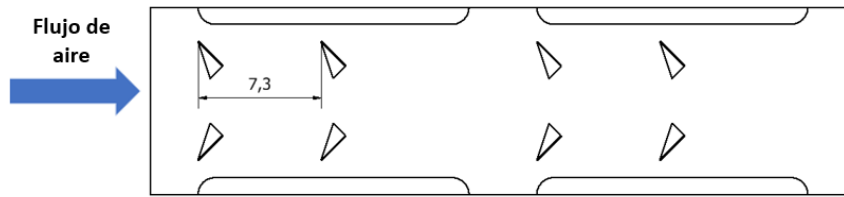


Figura 3.11: Separación entre generadores de vórtices.

Tres pares de generadores de vórtices en línea

Este modelo incluye tres pares de generadores de vórtices por tubo en línea, teniendo un total de 12 generadores de vórtices en el intercambiador. En la figura 3.12 se puede observar el intercambiador estudiado, mientras que en la figura 3.13 se puede apreciar la separación existente entre los generadores de vórtices, cuyas dimensiones están en [mm].

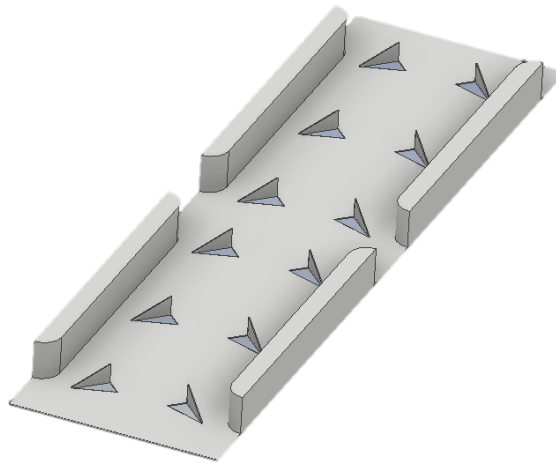


Figura 3.12: Intercambiador con tres pares de generadores de vórtices por tubo en línea.

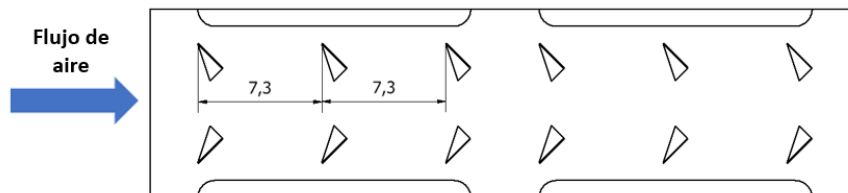


Figura 3.13: Separación entre generadores de vórtices.

Tres pares de generadores de vórtices escalonados

Este modelo incluye tres pares de generadores de vórtices por tubo escalonados, teniendo un total de 12 generadores de vórtices en el intercambiador. En la figura 3.14 se puede observar el intercambiador estudiado, mientras que en la figura 3.15 se puede apreciar la separación existente entre los generadores de vórtices, cuyas dimensiones están en [mm].

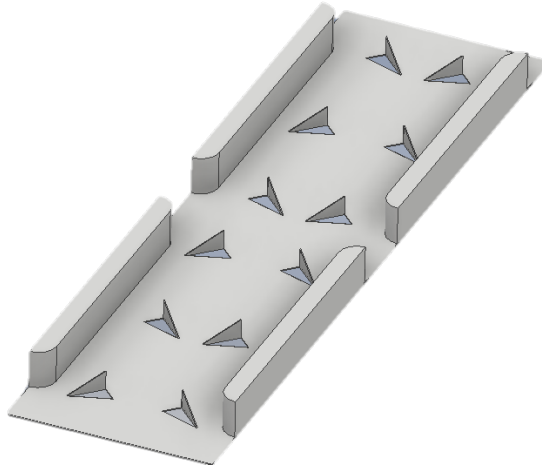


Figura 3.14: Intercambiador con tres pares de generadores de vórtices por tubo en línea.

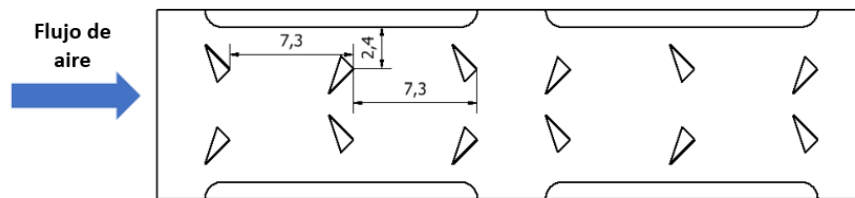


Figura 3.15: Separación entre generadores de vórtices.

Cuatro pares de generadores de vórtices

Este modelo incluye cuatro pares de generadores de vórtices por tubo, en una configuración en línea, teniendo un total de 16 generadores de vórtices para el intercambiador. El intercambiador estudiado se puede apreciar en la figura 3.16, y en la figura 3.17 se puede apreciar la separación existente entre los generadores de vórtices.

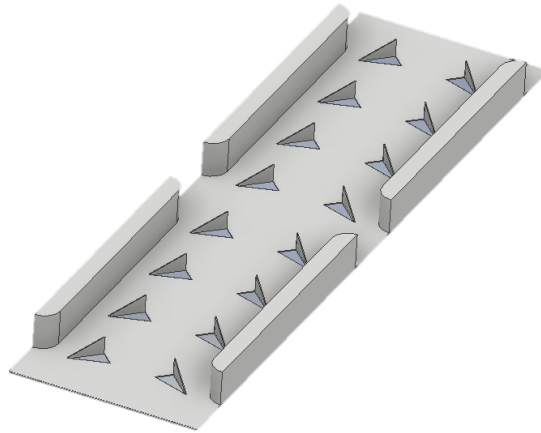


Figura 3.16: Intercambiador con cuatro pares de generadores de vórtices por tubo en línea.

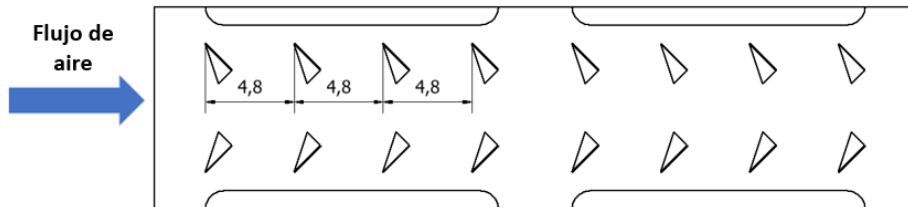


Figura 3.17: Separación entre generadores de vórtices.

3.2. Dominio computacional

El dominio computacional considerado corresponde a la zona presente entre dos aletas del intercambiador y se puede apreciar en la figura 3.18, destacando que las figuras no se encuentran a escala. Con la idea de reducir el gasto computacional y haciendo uso de la condición de simetría, se considera solamente la mitad de un tubo para cada fila de tubos presente. Para poder obtener un flujo uniforme en la entrada, el dominio computacional se extiende en $5H$ en la zona de entrada del flujo, y además, para asegurar un flujo completamente desarrollado en la salida y cumplir con la condición de no gradientes, el dominio computacional se extiende en $30H$ en la zona final del intercambiador.

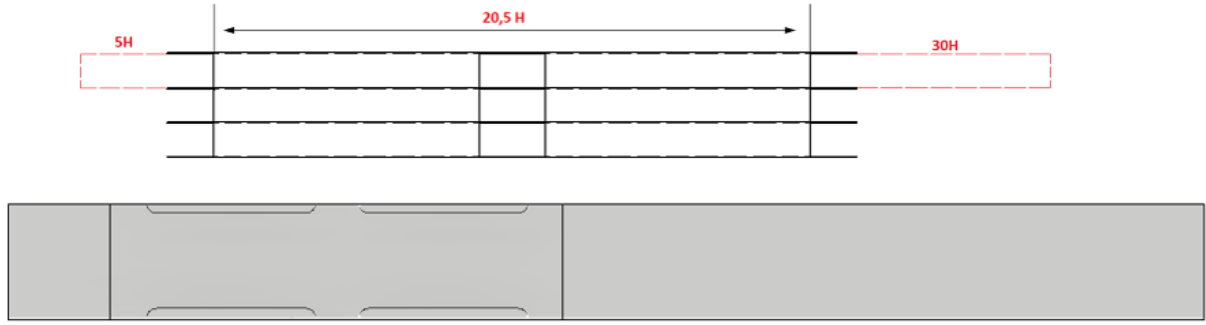


Figura 3.18: Dominio computacional considerado para las simulaciones.

3.3. Condiciones de borde

Las condiciones de borde aplicadas en la simulación se dividen en tres regiones, y estas se pueden apreciar en las figuras 3.19 y 3.20 para las distintas geometrías estudiadas.

Región extendida aguas arriba

En esta región, la cual corresponde a la extensión inicial del modelo, se considera una velocidad de entrada constante $u_\infty [m/s]$ y una temperatura de entrada constante $T_\infty [K]$:

$$u = u_\infty = \text{constante} \quad v = w = 0 \quad T = T_\infty = 288,15[K]$$

Las velocidades de entradas seleccionadas dependen del número de Re_L , el cual se define en la ecuación 3.5. Los números de Reynolds Re_L analizados son 1000, 1500, 2000 y 2500. Para la sección superior e inferior del modelo, se considerará una condición de simetría:

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

En la zona de los costados, también se impone una condición de simetría:

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

Región extendida aguas arriba

Para la salida se considera una condición de borde de no gradientes en la dirección del flujo principal:

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

En la zona superior e inferior de esta región se establece una condición de simetría:

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

En la zona de los costados, también se impone una condición de simetría:

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

Región del intercambiador de calor

Las zonas superior e inferior corresponden a las aletas superior e inferior, las cuales son diseñadas de material cobre con una conductividad finita $K = \text{valor [unidades]}$. Para la zona de las aletas se establece la conducción por capas en Ansys (shell conduction), estableciendo en la configuración el espesor de ambas aletas, el cual corresponde a 0,05 [mm]. Además de la conducción por capas, se establece una condición de borde de no deslizamiento:

$$u = v = w = 0$$

En la zona de los costados del intercambiador, se establece una condición de simetría:

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

En la zona de tubos, se establece una condición de borde de temperatura $T_w = 358,15[K]$, la cual se mantiene constante a lo largo del manto de los tubos debido a la alta conductividad en la zona y al pequeño espacio presente entre las aletas. Para los tubos también se establece una condición de no deslizamiento (muralla):

$$u = v = w = 0$$

Para los orificios producto de las persianas, se establece una condición de periodicidad. En las persianas se establece la conducción por capas (shell conduction), esta vez estableciendo un espesor igual a la mitad del espesor de la aleta, ya que hay que dar esta condición en ambos lados de la persiana.

Para el modelo con generadores de vórtices, se establece una condición de borde de periodicidad para los orificios en la zona de los generadores de vórtices producto del troquelado, y para la zona de los generadores de vórtices se establece una condición de muralla, activando la conducción por capas (shell conduction).

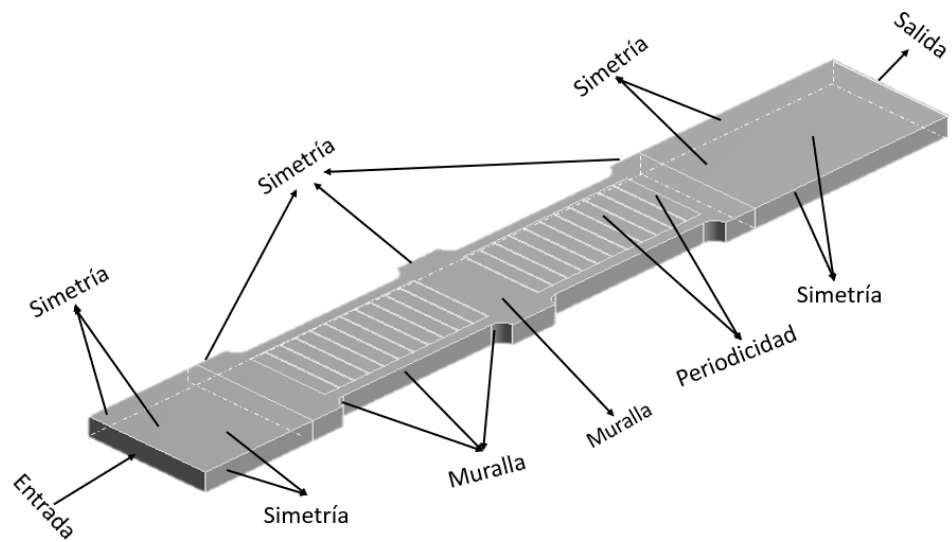


Figura 3.19: Condiciones de borde modelo de aletas con persianas.

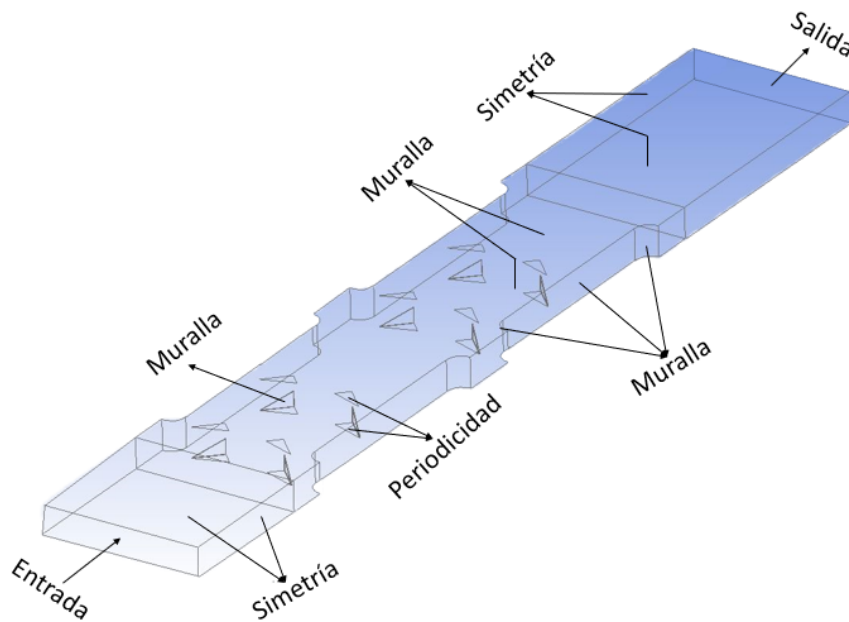


Figura 3.20: Condiciones de borde modelo de aletas con generadores de vórtices.

3.4. Parámetros

En esta sección se muestran los parámetros utilizados para analizar los resultados obtenidos de las simulaciones. Se incluyen los parámetros de validación, obtenidos del estudio experimental realizado por Achaichia y Cowell [11].

3.4.1. Parámetros de validación

Estos parámetros corresponden a los obtenidos por Achaichia y Cowell para el factor de fricción y el número de Stanton. Ambos parámetros se muestran a continuación, en las ecuaciones 3.1 y 3.2.

$$S_t = 1,54 Re_L^{-0,57} \left(\frac{H}{L}\right)^{-0,19} \left(\frac{T_t}{L}\right)^{-0,11} (\sin(\alpha_p))^{0,15} \quad (3.1)$$

$$f = 0,895 f_A^{1,07} H^{-0,22} L^{0,25} T_t^{0,25} L \sin(\alpha_p)^{0,33} \quad (3.2)$$

$$f_A = 596 Re_L^{(0,318Ln(Re_L)-2,25)} \quad (3.3)$$

Donde los términos H, L y T_t van expresados en [mm]. El término Re_L queda expresado por:

$$Re_{Lmax} = \frac{\rho V_{max} L}{\mu} \quad (3.4)$$

Donde ρ [$\frac{kg}{m^3}$] corresponde a la densidad del aire en la entrada del intercambiador, V_{max} [$\frac{m}{s}$] corresponde a la velocidad del flujo en la sección transversal de área mínima y μ [$\frac{kg}{ms}$] corresponde a la viscosidad dinámica del flujo en la entrada.

3.4.2. Parámetros de entrada

Número de Reynolds

Para determinar las velocidades de entrada del modelo, se utiliza una definición del número de Reynolds basada en el largo individual de cada persiana. Esta definición se puede apreciar en la ecuación 3.5:

$$Re_L = \frac{\rho u_\infty L}{\mu} \quad (3.5)$$

Donde u_∞ [m/s] representa la velocidad de entrada del flujo al intercambiador de calor. Para poder comparar los distintos casos estudiados, se considera una definición alternativa para el número de Reynolds, basada en la separación entre aletas H [m], la cual se detalla a continuación:

$$Re_H = \frac{\rho u_\infty H}{\mu} \quad (3.6)$$

Número de Prandtl

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k_{aire}} = 0,732 \quad (3.7)$$

3.4.3. Parámetros de salida

Diferencia de temperatura logarítmica

$$\Delta T_m = \frac{(T_w - T_{in}) - (T_w - T_{out})}{\ln \frac{(T_w - T_{in})}{(T_w - T_{out})}} \quad (3.8)$$

Donde $T_w[K]$ corresponde a la temperatura de los tubos, $T_{in}[K]$ corresponde a la temperatura de entrada del aire al intercambiador y $T_{out}[K]$ corresponde a la temperatura de salida del aire del intercambiador.

Coefficiente convectivo

$$h = \frac{Q}{A \Delta T_m} \quad (3.9)$$

Donde $Q [W]$ corresponde al calor transferido entre las aletas del intercambiador y los tubos, $A[m^2]$ corresponde al área total de transferencia de calor y $\Delta T_m[K]$ corresponde a la diferencia de temperatura logarítmica definida con anterioridad.

Número de Stanton

$$St = \frac{h}{C_p \rho u} \quad (3.10)$$

Donde $C_p[J/kgK]$ representa el calor específico del aire a presión constante en la entrada del intercambiador y $u[m/s]$ representa la velocidad en la entrada del intercambiador.

Factor de Colburn

$$j = \frac{h Pr^{2/3}}{\rho V_{max} C_p} \quad (3.11)$$

Factor de fricción

$$f = \frac{2 \Delta P}{\rho V_{max}^2} \frac{A_c}{A} \quad (3.12)$$

Donde $\Delta P [Pa]$ representa la diferencia de presión entre la entrada y la salida del intercambiador y $A_c [m^2]$ representa el área de sección transversal mínima del intercambiador.

Presión promedio de sección transversal

$$p_{st}(x) = \frac{\iint p(x, y, z) dy dz}{\iint dy dz} \approx \frac{\sum P_{ij}(x, y_j, z_k) \Delta y \Delta z}{\Delta y \Delta z} \quad (3.13)$$

Número de Nusselt local

$$Nu(x, y) = \left(\frac{\dot{q}(x, y)|_{z=0}}{T_{aleta}(x, y)|_{z=0} - T_b(x)} + \frac{\dot{q}(x, y)|_{z=H}}{T_{aleta}(x, y)|_{z=H} - T_b(x)} \right) \frac{h}{2k_{aire}} \quad (3.14)$$

Donde $\dot{q}(x, y)|_{z=0} [W/m^2]$ y $\dot{q}(x, y)|_{z=H} [W/m^2]$ representan el calor en la aleta inferior ($z=0$) y en la aleta superior ($z=H$) respectivamente, $T_{aleta}(x, y)|_{z=0} [K]$ y $T_{aleta}(x, y)|_{z=H} [K]$ representan la temperatura de la aleta inferior ($z=0$) y la aleta superior ($z=H$) respectivamente y finalmente, $T_b(x) [K]$ representa la temperatura promedio del flujo en x . La temperatura $T_b(x)$ se define como:

$$T_b(x) = \frac{\iint |u(x, y, z)| T(x, y, z) dy dz}{\iint |u(x, y, z)| dy dz} \approx \frac{\sum |u(x, y_j, z_k)| T(x, y_j, z_k) \Delta y \Delta z}{\sum |u(x, y_j, z_k)| \Delta y \Delta z} \quad (3.15)$$

Número de Nusselt promedio transversal

$$Nu_{sp}(x) = \frac{1}{b(x)} \int_0^{b(x)} Nu(x, y) dy \approx \frac{1}{b(x)} \sum_{j=0} Nu(x, y_j) \Delta y \quad (3.16)$$

Donde $b(x)$ corresponde al ancho de la aleta en la dirección y en la posición x .

Número de Nusselt promedio

$$Nu_m = \iint Nu(x, y) dx dy \approx \frac{\sum Nu_{sp}(x_i) \Delta x}{A_{aleta}} \quad (3.17)$$

Donde $A_{aleta} [m^2]$ corresponde al área de una aleta.

Factor de rendimiento de transferencia de calor

$$J = jRe_{D_h} \quad (3.18)$$

Donde Re_{D_h} corresponde al número de Reynolds basado en el diámetro hidráulico. El diámetro hidráulico se calcula como:

$$D_h = \frac{4A_c L}{A} \quad (3.19)$$

Donde $A_c [m^2]$ representa el área de sección transversal mínima del intercambiador, $A [m^2]$ representa el área de transferencia de calor total y $L [m]$ representa el largo del intercambiador de calor.

Factor de potencia de bombeo

$$F = f(Re_{D_h})^3 \quad (3.20)$$

Factor de reducción de área

$$\frac{A}{A_{plate}} = \left(\frac{f}{f_{plate}}\right)^{1/2} \left(\frac{j_{plate}}{j}\right)^{3/2} \quad (3.21)$$

Area goodness factor

$$F_A = \frac{j}{f} \quad (3.22)$$

Volume goodness factor

$$F_V = \frac{St}{\sqrt[3]{f}} \quad (3.23)$$

Capítulo 4

Metodología

En la figura 4.1 se aprecia un esquema de la metodología seguida para cumplir con los objetivos planteados de manera inicial. Primero, se diseña el modelo inicial con el cual se realiza la validación, el cual corresponde al intercambiador de tubos planos y aletas con persianas. Una vez definido el modelo, se procede a realizar la validación basado en el modelo experimental realizado por Achaichia y Cowell [11], para luego de la validación establecer la independencia de la malla, pudiendo modificar el modelo de validación para poder cumplir con la validación e independencia. Una vez alcanzada la independencia de malla, se procede a definir y desarrollar las geometrías a estudiar. Posteriormente, se realizan las simulaciones, retornando al paso de definición de geometrías a estudiar para redefinir geometrías a estudiar en caso de ser necesario.

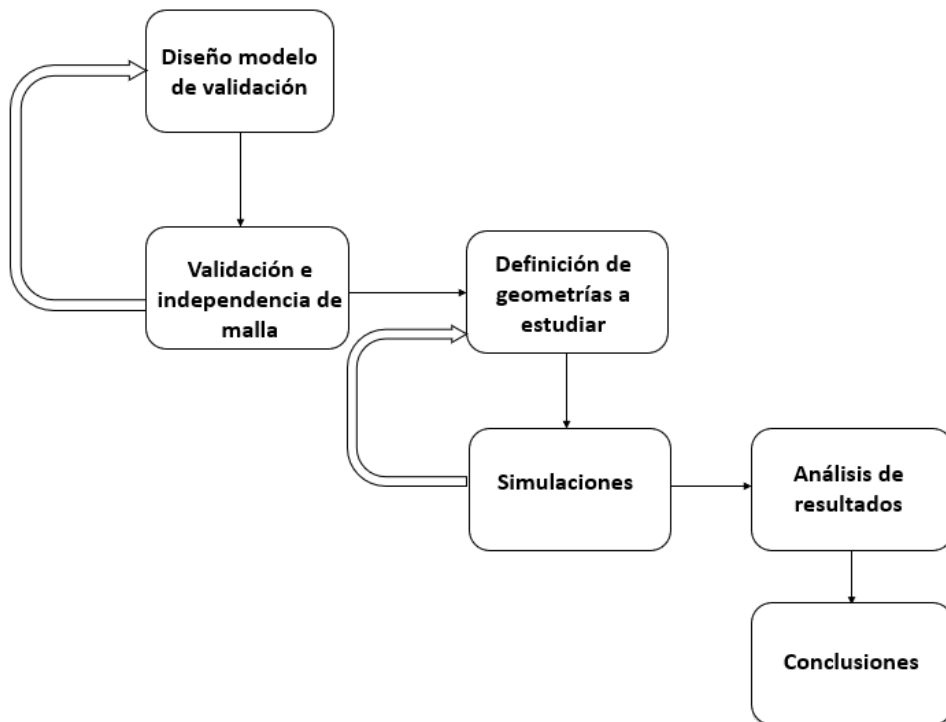


Figura 4.1: Esquema metodología de trabajo.

Diseño modelo de validación

El modelo utilizado para la validación corresponde al estudiado por Achaichia y Cowell [11], donde los autores estudian diferentes configuraciones para un intercambiador de tubos planos y aletas con persianas, para obtener correlaciones para el factor de fricción y número de Stanton en función de los principales parámetros del intercambiador. Para diseñar la geometría a estudiar, se utiliza el software Autodesk Inventor 2018.

Validación e independencia de malla

Primero, se incorpora la geometría diseñada en la etapa anterior al programa Ansys, configurando la malla del modelo, los parámetros de interés para la simulación y estableciendo las condiciones de borde señaladas en la sección 3.3. Una vez realizada la configuración del programa, se procede a realizar las simulaciones en estado transiente. Una vez finalizadas las simulaciones, se obtiene directamente del programa el calor transferido Q [W], la temperatura promedio en la salida T_{out} [K], la presión promedio en la entrada P_{in} [Pa] y la presión promedio en la salida P_{out} [Pa], datos que sumados a la temperatura de entrada establecida de manera inicial T_{in} [K], permiten obtener el número de Stanton y el factor de fricción. Estos resultados se comparan con los datos entregados por las correlaciones para ambos parámetros, estableciendo la validación cuando los datos experimentales difieran en una cantidad menor al 15 % respecto de los datos obtenidos de manera computacional [15] [16].

Para la independencia de malla, se consideran 3 tamaños de malla diferentes, una malla gruesa, una malla media y una malla fina, las cuales presentan 300.000 elementos, 690.000 elementos y 980.000 elementos, respectivamente. Se realizan las simulaciones para las 3 mallas, y se comparan los resultados obtenidos para el factor de fricción y el número de Stanton. Se alcanza la independencia de malla cuando los resultados difieran en una cantidad menor a un 5 % respecto a la malla fina, seleccionando para las posteriores simulaciones la malla que cumpla con esta condición.

Los números de Reynolds Re_L utilizados para la etapa de validación e independencia de malla corresponden a 1000, 1500, 2000 y 2500.

Definición de geometrías a estudiar

En esta etapa se desarrollan las geometrías a estudiar, las cuales pretenden entregar un punto de comparación respecto de la configuración de aletas con persianas. Las geometrías estudiadas se pueden observar en las secciones 3.1.2 y 3.1.3. Cabe destacar que esta etapa es iterativa con la etapa de simulaciones, ya que la configuración con 4 generadores de vórtices en línea se diseña una vez realizada las simulaciones para las demás configuraciones, pudiendo comparar los resultados obtenidos para la configuración con 3 generadores de vórtices en línea y la configuración con 3 generadores de vórtices escalonados, seleccionando la que presenta mejor desempeño.

Simulaciones

En esta etapa se realizan las simulaciones utilizando la configuración de Ansys obtenida en la etapa de validación e independencia de malla. Las simulaciones se realizan en estado transiente para 4 números de Re_H 1450, 2175, 2900 y 3625.

Análisis de resultados

En esta etapa se analizan los resultados obtenidos en las simulaciones, haciendo uso de los parámetros definidos en la subsección 3.4.3 y de las herramientas entregadas por el post procesador de resultados de Ansys, donde se obtienen contornos de temperatura, vectores de velocidad y líneas de flujo.

Conclusiones

Se concluye sobre el trabajo en base a los objetivos planteados.

Capítulo 5

Resultados

5.1. Validación del modelo

Para realizar la etapa de validación se procede a simular el modelo de aletas con persianas, para 4 números de Reynolds distintos, utilizando una malla con 960.000 elementos. Se calcula el número de Stanton y el factor de fricción, haciendo uso de los parámetros de la subsección 3.4.3 y se comparan los resultados obtenidos con los entregados por las correlaciones de la subsección 3.4.1. Los resultados obtenidos se muestran a continuación, en la tabla 5.1. Como

Tabla 5.1: Resultados obtenidos para validación

Re_L	Simulación		Correlación		Error	
	St	f	St	f	% St	% f
1000	0,015742	0,084676	0,016514	0,079298	4,6	-6,7
1500	0,013241	0,080256	0,013058	0,072671	-1,4	-10,0
2000	0,011467	0,073808	0,010958	0,070350	-4,6	-4,9
2500	0,010153	0,070537	0,009659	0,069925	-5,1	-0,8

se aprecia en la tabla 5.1, los resultados para el factor de fricción y el número de Stanton difieren en una cantidad menor al 10 % respecto de los datos entregados por las correlaciones del estudio experimental de Achaichia y Cowell [11], por lo cual se alcanza la validación del modelo [15] [16]. En las figuras 5.1 y 5.2 se observa el comportamiento del número de Stanton y del factor de fricción en función del número de Reynolds para los datos entregados por la simulación y los entregados por las correlaciones.

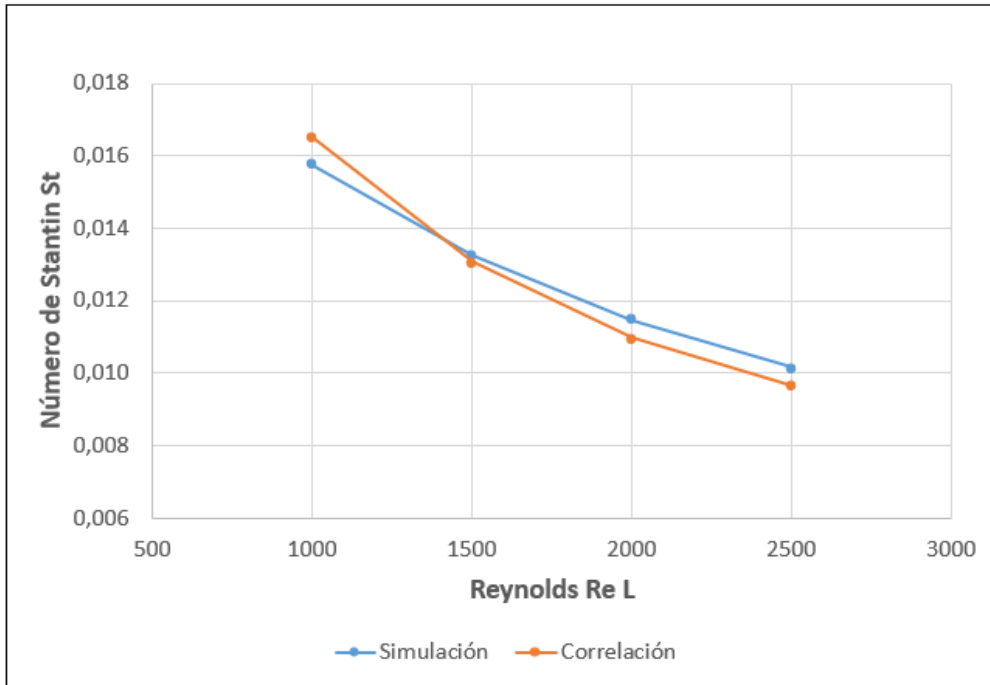


Figura 5.1: Comparación número de Stanton entre simulación y correlación.

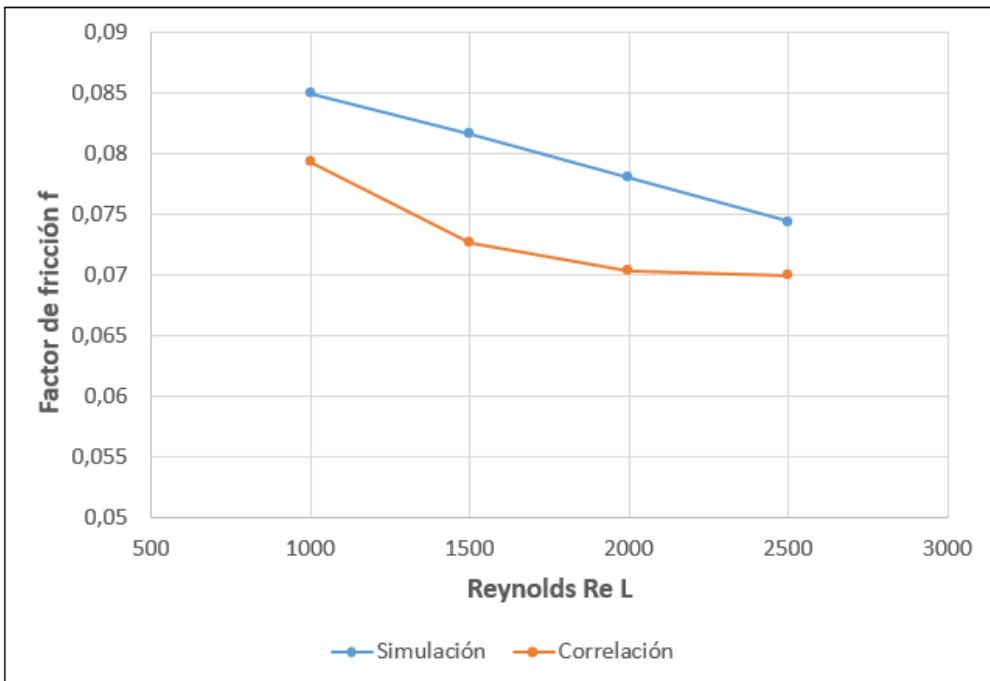


Figura 5.2: Comparación factor de fricción entre simulación y correlación.

5.2. Independencia de malla

Configuración del mallado

Para realizar el mallado se considera un mallado automático, con predominancia de elementos tetraédricos. Para corroborar la calidad del mallado existen parámetros que entrega Ansys, los cuales deben estar en un determinado rango para asegurar la calidad de la malla. Estos parámetros corresponden al sesgo (Skewness) y calidad ortogonal (Orthogonal quality), los cuales deben ser menores a 0,5 y mayores a 0,5, respectivamente, pudiendo tomar valores entre 0 y 1 para ambos casos. En la figura 5.3 se observa uno de los mallados realizados, el cual presenta 960.000 elementos.

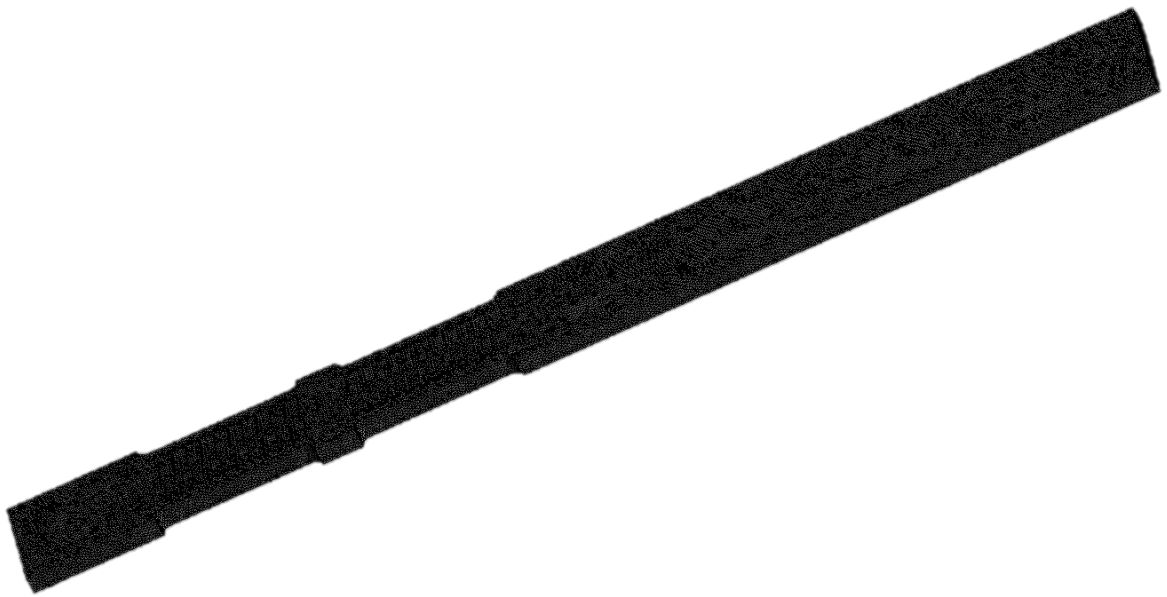


Figura 5.3: Malla utilizada en el estudio con 960.000 elementos.

Independencia del mallado

Se consideran 3 tamaños de malla distintas, los cuales presentan 780.000, 960.000 y 1.350.000 elementos. Para variar la cantidad de elementos, se varía el tamaño máximo de cara (Max face size) y el tamaño máximo del tetraedro (Max tet size). Las características para las 3 mallas se pueden apreciar en la tabla 5.2, donde se observa que los 3 mallados cumplen con la condición establecida para el sesgo y la calidad ortogonal.

Para establecer la independencia de malla se comparan los resultados obtenidos del número de Stanton y del factor de fricción para las 3 mallas estudiadas, comparando los resultados para las mallas gruesa y media respecto de la malla fina. Los resultados obtenidos se muestran en la tabla 5.3, donde las dos últimas columnas muestran las diferencias porcentuales respecto de la malla fina. Como se observa en la tabla 5.3, la diferencia porcentual entre la malla

Tabla 5.2: Características para las 3 mallas estudiadas

Característica	Tamaño de malla		
	Gruesa	Media	Fina
Número de elementos	780.000	960.000	1.350.000
Tamaño máximo de cara	3E-4	2,8E-4	2,5E-4
Tamaño máximo del tetraedro	3E-4	2,8E-4	2,5E-4
Skewness promedio	0,229	0,227	0,223
Orthogonal quality promedio	0,769	0,772	0,776

gruesa y la malla fina es mayor que la diferencia porcentual entre la malla media y fina, con lo cual se selecciona la malla media con 960.000 elementos para las posteriores simulaciones. Como se puede observar en la tabla 5.3, la diferencia porcentual entre la malla media y la

Tabla 5.3: Valores de St y f para las diferentes mallas estudiadas. Se muestran las diferencias porcentuales respecto de la malla fina.

Tamaño de malla	Re L	Stanton St	Fricción f	% Stanton St	% Fricción f
Malla gruesa	1000	0,015355	0,087122	7	1,7
	1500	0,012751	0,079874	7,2	0,6
	2000	0,010826	0,074194	12,1	-0,1
	2500	0,009761	0,074113	9,1	1,8
Malla media	1000	0,015742	0,084676	-4,4	-1,2
	1500	0,013241	0,080256	-3,2	1
	2000	0,011567	0,073808	-4,9	-0,6
	2500	0,010153	0,070537	-4,9	-3,2
Malla fina	1000	0,016436	0,085663	-	-
	1500	0,013669	0,079433	-	-
	2000	0,012137	0,074279	-	-
	2500	0,010646	0,072809	-	-

malla gruesa no cumple la condición de ser menor a un 5% para ambos parámetros. Para la diferencia porcentual entre la malla fina y la malla gruesa, sí se cumple la condición, por lo cual la malla seleccionada para las posteriores simulaciones es la malla media, la cual presenta 960.000 elementos.

5.3. Intercambiador con aletas planas

Comportamiento del flujo

En la figura 5.4, se pueden apreciar los vectores de velocidad tangenciales en distintos planos Y-Z, donde se puede observar la generación de vórtices de esquina, los cuales contribuyen en la transferencia de calor, sin embargo estos vórtices son pequeños, por lo que su efecto no es considerable en el aumento de la transferencia de calor global.

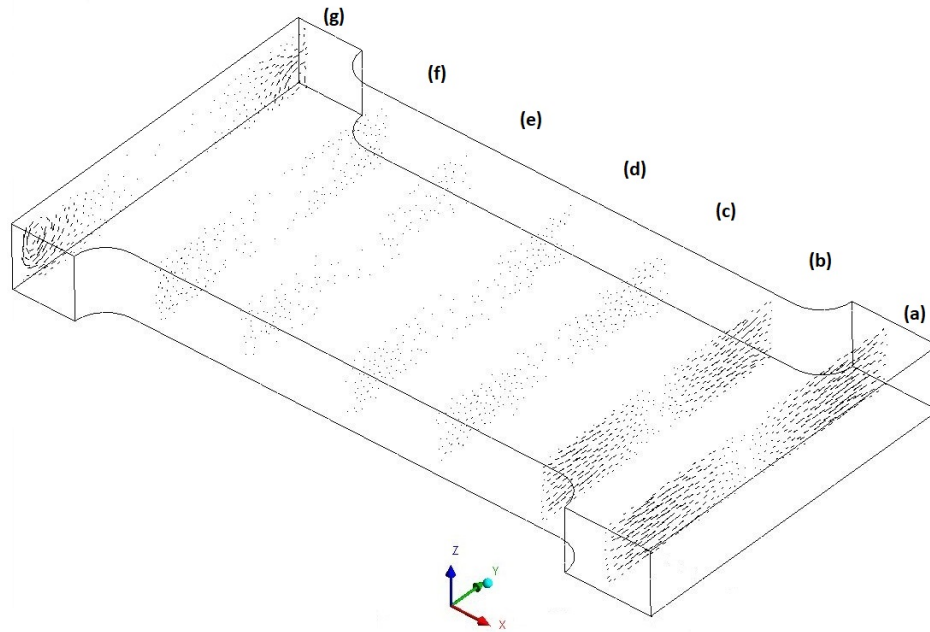


Figura 5.4: Vectores de velocidad tangenciales para $Re_H = 3625$ en diferentes planos Y-Z para la mitad del intercambiador de calor. (a) $x/H=0,8$, (b) $x/H=2,2$,(c) $x/H=3,9$, (d) $x/h=5,4$, (e) $x/H=7$, (f) $x/H=8,4$, (g) $x/H=10,1$.

Comportamiento térmico

En la figura 5.5 se puede apreciar el contorno de temperatura en un plano X-Y del intercambiador para una altura $z=0,0015$ [m] . En esta figura se puede observar la zona de estancamiento que se produce detrás de los tubos, y lo cual influye en la alta temperatura presente en esta zona, ya que no se produce una renovación del flujo. En la figura 5.6 se ilustra el contorno de temperatura en la aleta inferior , donde se visualiza una alta temperatura, levemente menor a la temperatura de tubos, lo cual se atribuye a la alta conductividad térmica del cobre.

En la figura 5.7 se ilustran los contornos de temperatura en planos Y-Z, donde se aprecia la capa límite térmica que se produce debido a la presencia de tubos y aletas. Para el último plano considerado (g), es posible visualizar el fenómeno que se detalló con anterioridad, donde se aprecia una mayor temperatura en la zona detrás de los tubos producto de la zona de estancamiento.

En la figura 5.8 se presenta el comportamiento para el factor de Colburn versus el número de Reynolds, donde se logra visualizar la tendencia decreciente que presenta este factor con el aumento del número de Reynolds, lo cual es lo esperado, debido a que este coeficiente es inversamente proporcional a la velocidad, como se puede apreciar en la ecuación 3.11. En la figura 5.9 se observa el comportamiento obtenido para el factor de fricción versus el número de Reynolds, donde se observa una tendencia similar a la obtenida para el factor de Colburn. En la figura 5.10 se observa el comportamiento del número de Nusselt promedio transversal Nu_{sp} a lo largo del intercambiador de calor para un número de Reynolds $Re_H = 3625$.

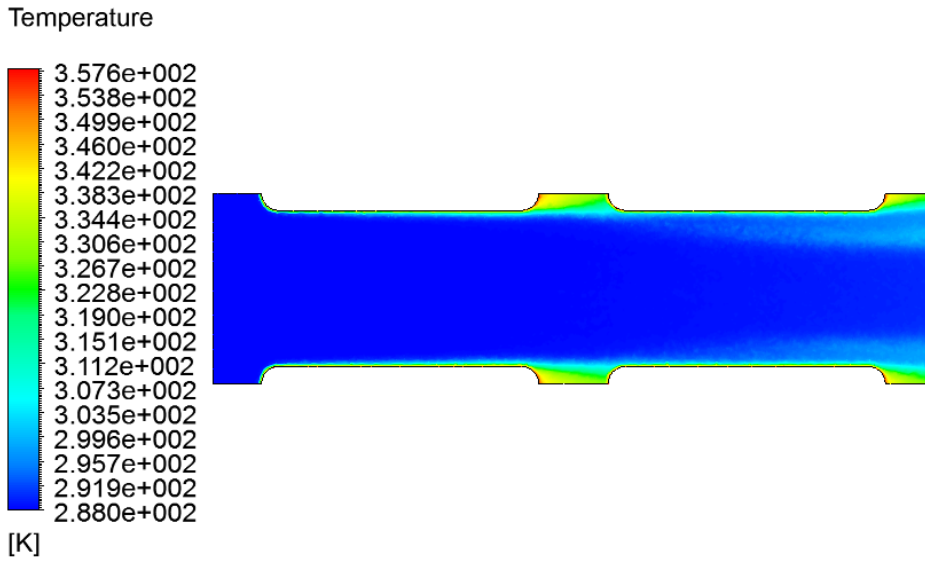


Figura 5.5: Contorno de temperatura en plano X-Y para $Re_H = 3625$ a una altura $Z = 0,001015$ [m].

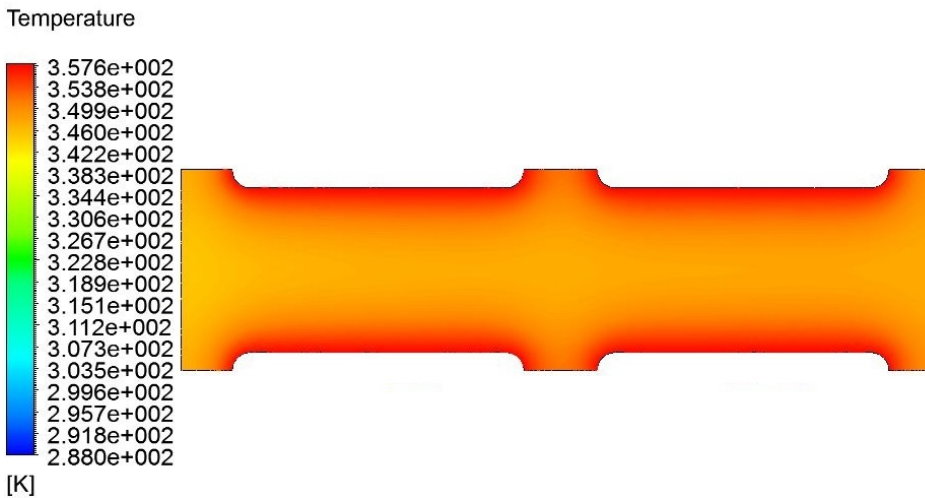


Figura 5.6: Contorno de temperatura en aleta inferior $Re_H = 3625$.

Se observa un comportamiento decreciente de este parámetro a medida que avanzamos a lo largo del intercambiador, teniendo su máximo valor en la entrada del intercambiador. Este comportamiento es el esperado, ya que este término es dominado por el término de transferencia de calor, el cual también es máximo al principio y luego decrece, lo cual se asocia a que el gradiente de temperatura al inicio del intercambiador es mayor y favorece la transferencia de calor.

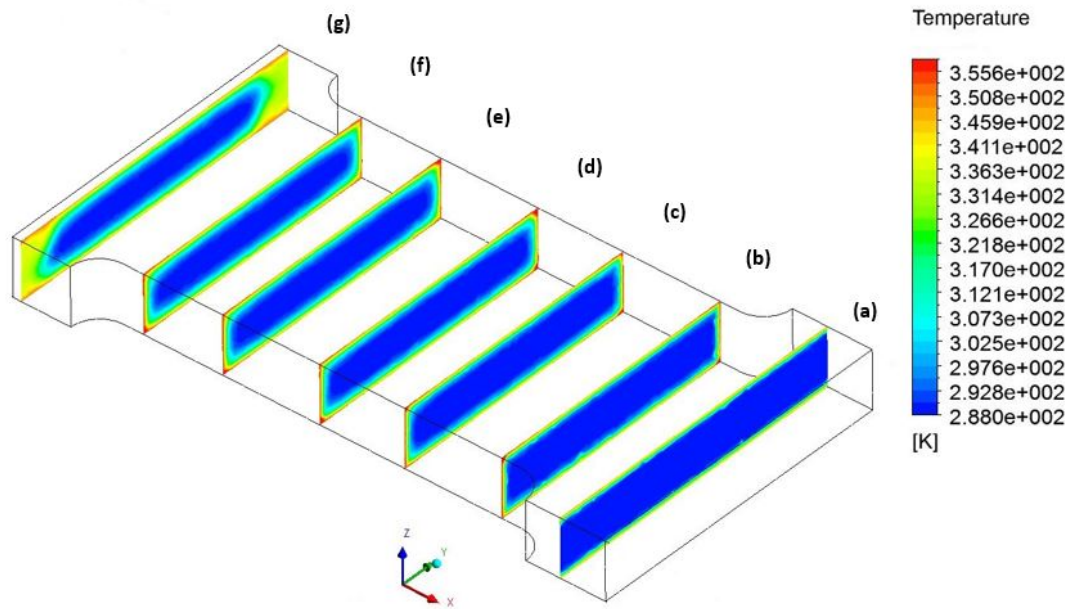


Figura 5.7: Contornos de temperatura en planos Y-Z para $Re_H = 3625$. (a) $x/H=0,8$,(b) $x/H=2,2$,(c) $x/H=3,9$,(d) $x/h=5,4$,(e) $x/H=7$,(f) $x/H=8,4$,(g) $x/H=10,1$.

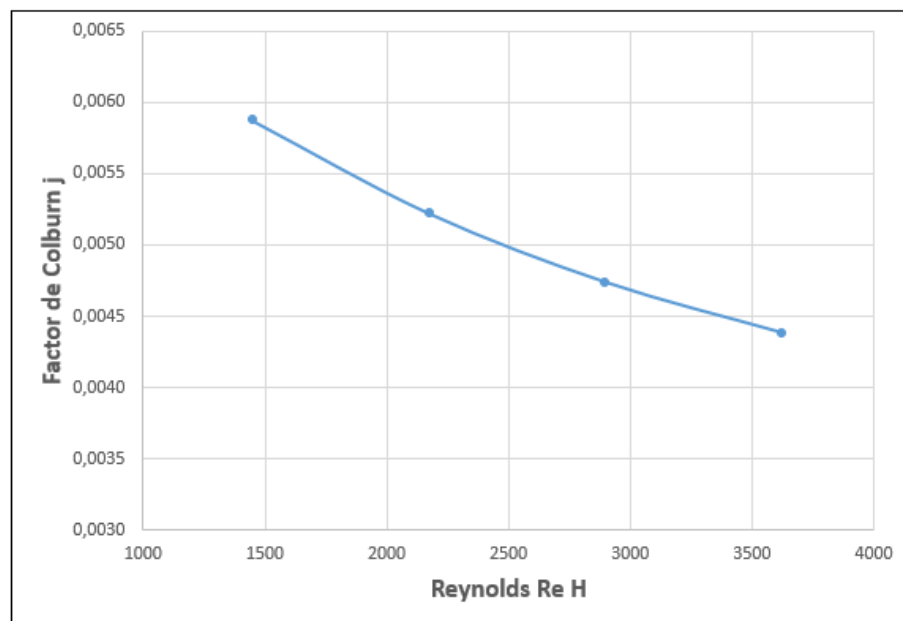


Figura 5.8: Factor de Colburn j en función de Reynolds para la configuración de aletas planas.

5.4. Intercambiador de aletas con persianas

Comportamiento del flujo

Como se puede apreciar en la figura 5.11, debido a la presencia de persianas en el intercambiador, el flujo se redirecciona siguiendo la dirección inducida por las persianas, lo cual

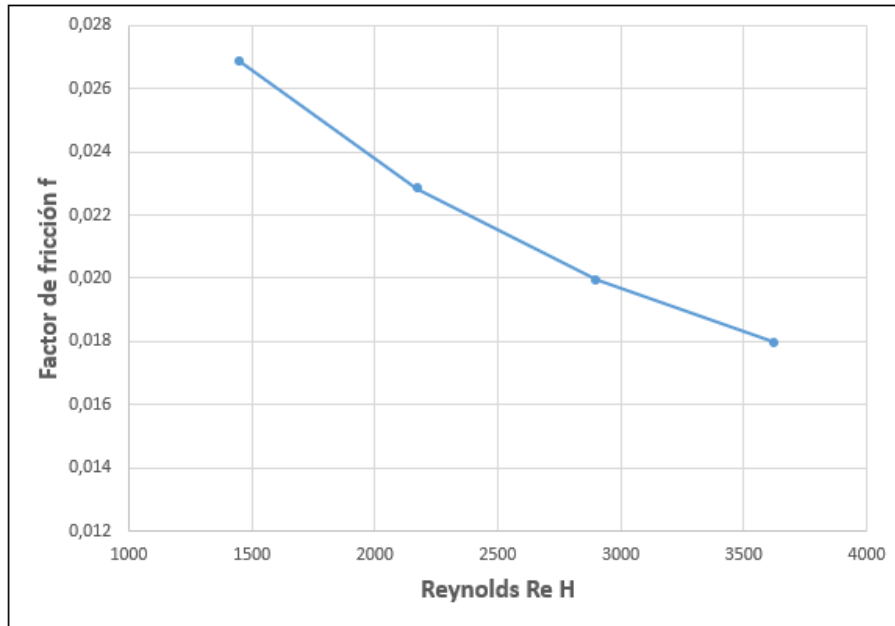


Figura 5.9: Factor de fricción f en función de Reynolds para la configuración de aletas planas.

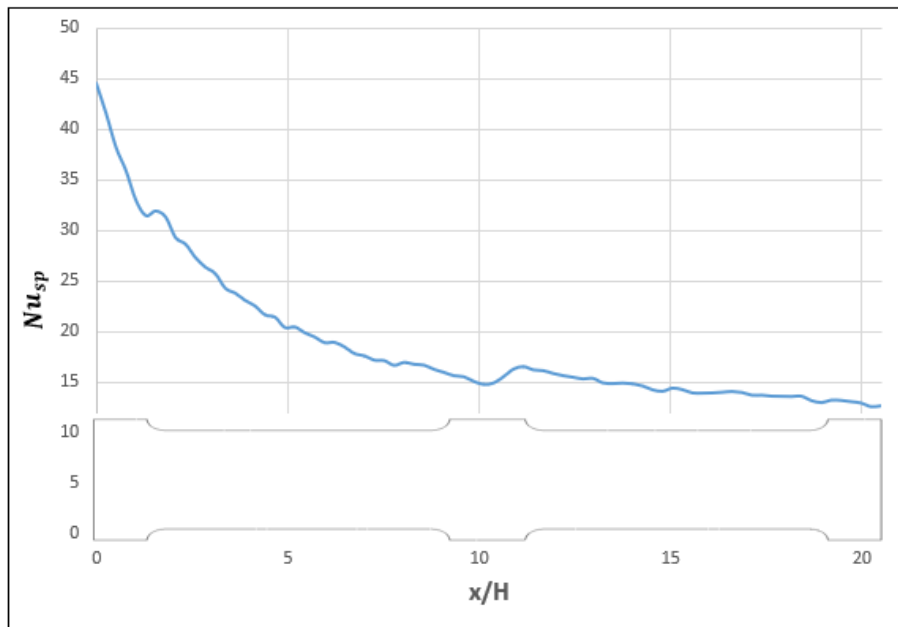
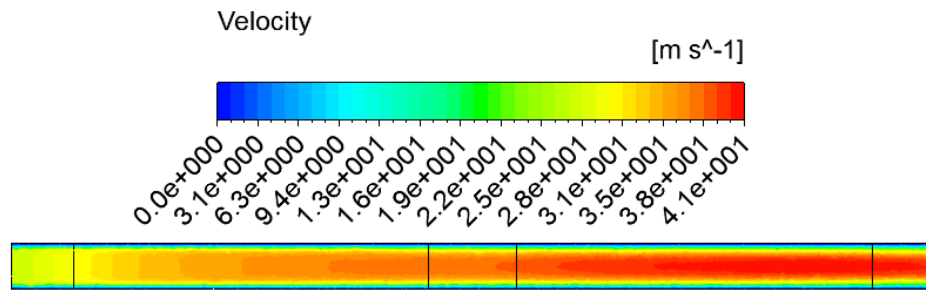


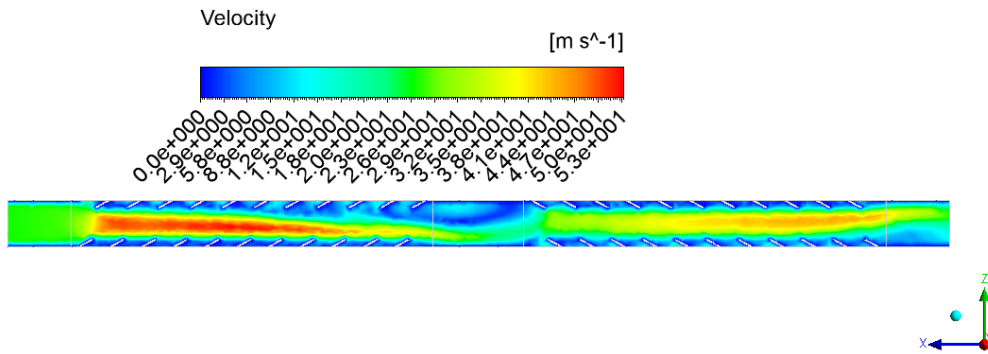
Figura 5.10: Número de Nusselt promedio de sección transversal Nu_{sp} a lo largo del intercambiador para la configuración de aletas planas.

consigue interrumpir la capa límite de velocidad que se produce por la presencia de aletas, impidiendo que esta siga creciendo, a diferencia de la configuración de aletas planas que también se expone en la figura. Este fenómeno de interrupción de la capa límite en la configuración con persianas contribuye al aumento de la transferencia de calor de este modelo, como se verá en el apartado de comportamiento térmico.

En la figura 5.12 se muestran los vectores de velocidad tangenciales en diferentes planos Y-Z, mientras que en la figura 5.13 se presentan las líneas de flujo de velocidad superficiales en



(a) Contorno de temperatura en plano X-Z para $Y=0,0055$ [m] aletas planas.



(b) Contorno de temperatura en plano X-Z para $Y=0,0055$ [m] aletas con persianas.

Figura 5.11: Contorno de temperatura en plano X-Z para $Y=0,0055$ [m] caso aletas planas y aletas con persianas $Re_H = 3625$.

distintos planos Y-Z. En estas figuras se puede apreciar los vórtices longitudinales inducidos por la presencia de persianas, los cuales se producen en la zona cercana a los tubos, y también en la zona central del modelo. Estos vórtices que se producen al colisionar el flujo con el borde de ataque de las persianas, favorecen la mezcla del flujo, de esta forma aumenta la transferencia de calor del intercambiador, respecto de un caso sin la presencia de persianas (aletas planas).

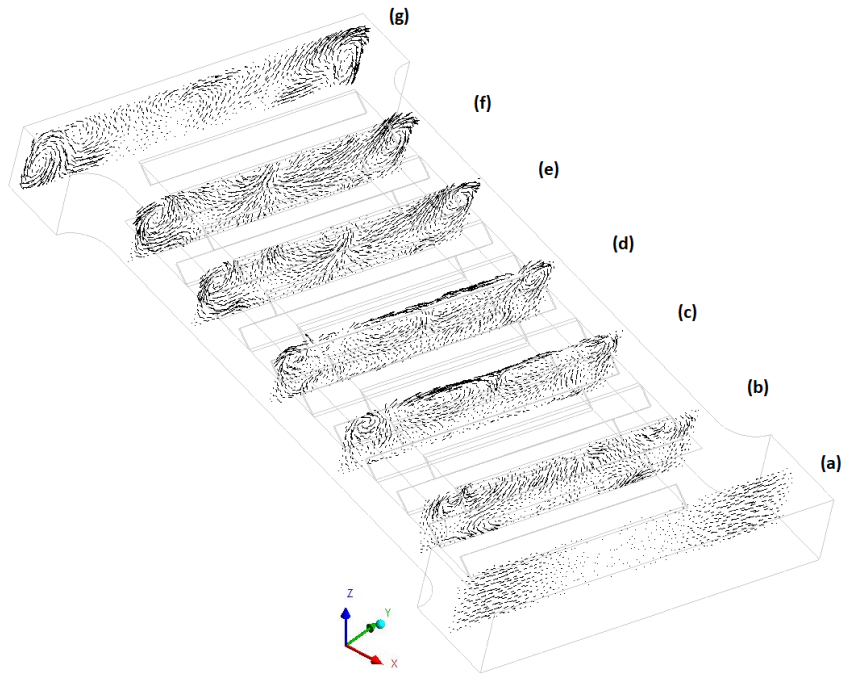


Figura 5.12: Vectores de velocidad tangenciales modelo de aleta con persianas para $Re_H = 3625$ en distintos planos Y-Z. (a) $x/H=0,8$, (b) $x/H=2,2$, (c) $x/H=3,9$, (d) $x/h=5,4$, (e) $x/H=7$, (f) $x/H=8,4$, (g) $x/H=10,1$.

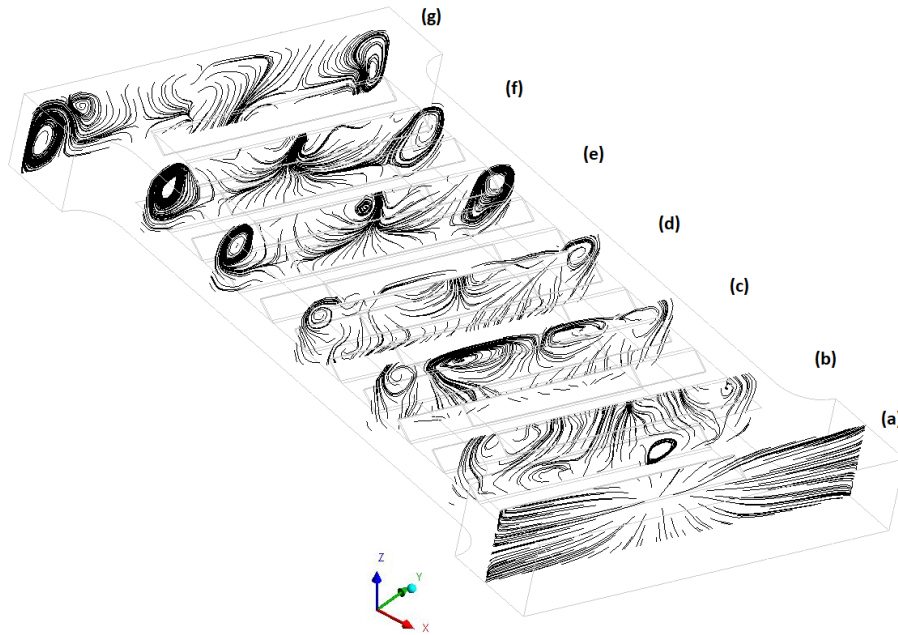


Figura 5.13: Streamlines de velocidad superficiales modelo de aleta con persianas para $Re_H = 3625$ en distintos planos Y-Z. (a) $x/H=0,8$, (b) $x/H=2,2$, (c) $x/H=3,9$, (d) $x/h=5,4$, (e) $x/H=7$, (f) $x/H=8,4$, (g) $x/H=10,1$.

Comportamiento térmico

En la figura 5.14 se puede observar el contorno de temperatura en la aleta superior, donde es posible visualizar la presencia de un gradiente de temperatura transversal, lo cual se asocia en primer lugar, a la menor influencia que presentan los tubos sobre la aleta a medida que nos alejamos de los mismos, y en segundo lugar, a la menor temperatura que presenta el flujo de aire en la zona central del modelo, como se puede observar en la figura 5.15. En esta última figura se puede visualizar la presencia de un gradiente de temperatura longitudinal en la primera mitad del intercambiador, cambiando esta distribución de temperatura a lo largo del intercambiador, presentando gradientes de temperatura transversales, los cuales se asocian a la presencia de vórtices longitudinales, como se señala en la sección anterior de comportamiento de flujo.

En la figura 5.16 se presentan distintos contornos de temperatura en plano Y-Z a lo largo del intercambiador. En esta figura se observa la influencia de los vórtices longitudinales, los cuales se producen al chocar el flujo con el borde de ataque de las persianas. Estos vórtices longitudinales producen un cambio en el perfil de temperatura clásico que se puede observar en la figura 5.7 para un intercambiador de aletas planas, favoreciendo la mezcla del fluido y de esta forma, aumentando la transferencia de calor en el intercambiador. Otro fenómeno que favorece la transferencia de calor, es la interrupción de la capa límite de velocidad gracias a la geometría de las persianas, lo cual favorece la mezcla de fluido en la zona cercana a estas, modificando el contorno de temperatura y reduciendo la temperatura en la zona cercana a las aletas.

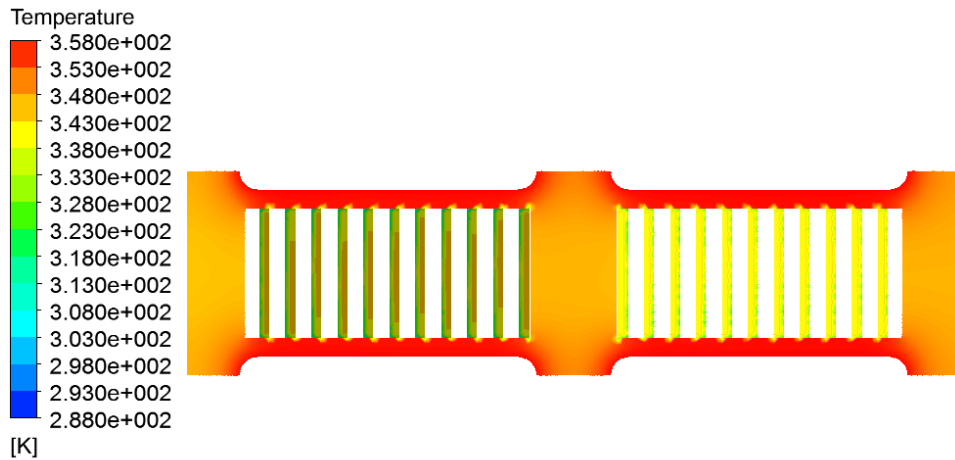


Figura 5.14: Contorno de temperatura aleta superior para modelo de aleta con persianas $Re_H = 3625$.

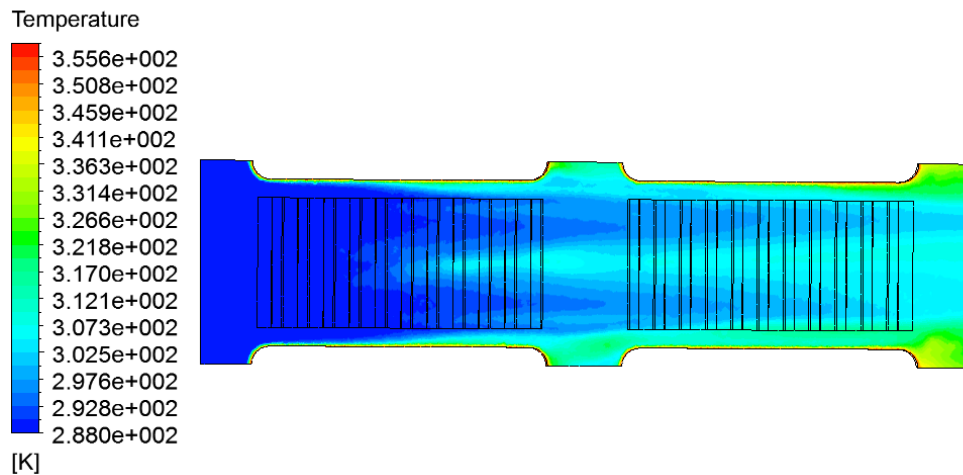


Figura 5.15: Contorno de temperatura en plano medio X-Y para modelo de aleta con persianas $Re_H = 3625$.

En la figura 5.17 se observa el comportamiento del factor de Colburn j en función del número de Reynolds Re_H y se compara con el caso de aletas planas, donde se observa un aumento del factor de Colburn j , lo cual es lo esperado previamente, presentando un aumento máximo de un 58 % a un $Re_H = 1450$. En la figura 5.18 se presenta el comportamiento para el factor de fricción f en función del número de Reynolds Re_H , donde se puede observar un aumento del factor de fricción para la configuración con persianas respecto de la configuración de aletas planas, presentando su máximo aumento a un $Re_H = 3625$ de un 290 %. En la figura 5.19 se aprecia el comportamiento del número de Nusselt promedio transversal Nu_{sp} en función de la distancia longitudinal desde la entrada del intercambiador. Se puede visualizar un comportamiento oscilante para el número de Nusselt Nu_{sp} , lo cual se atribuye a la presencia de persianas, las cuales producen un comportamiento oscilante para el flujo de calor, como también producen un comportamiento oscilante para la temperatura de las aletas, teniendo de esta forma el comportamiento oscilatorio que se puede apreciar en la figura. Como

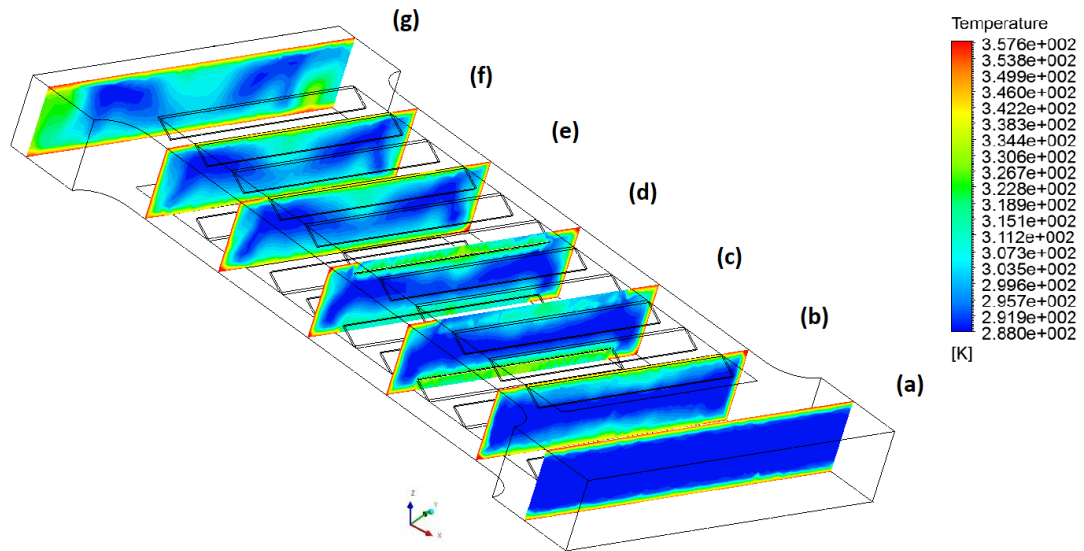


Figura 5.16: Contornos de temperatura en planos Y-Z para modelo de aleta con persianas $Re_H = 3625$. (a) $x/H=0,8$, (b) $x/H=2,2$, (c) $x/H=3,9$, (d) $x/h=5,4$, (e) $x/H=7$, (f) $x/H=8,4$, (g) $x/H=10,1$.

se puede visualizar en la figura, las persianas evitan el comportamiento decreciente del número de Nusselt Nu_{sp} que se observa en la figura 5.10 para el modelo con aletas planas, teniendo de esta forma un mayor valor para el número de Nusselt promedio en el intercambiador, y por lo tanto, un aumento en la transferencia de calor global.

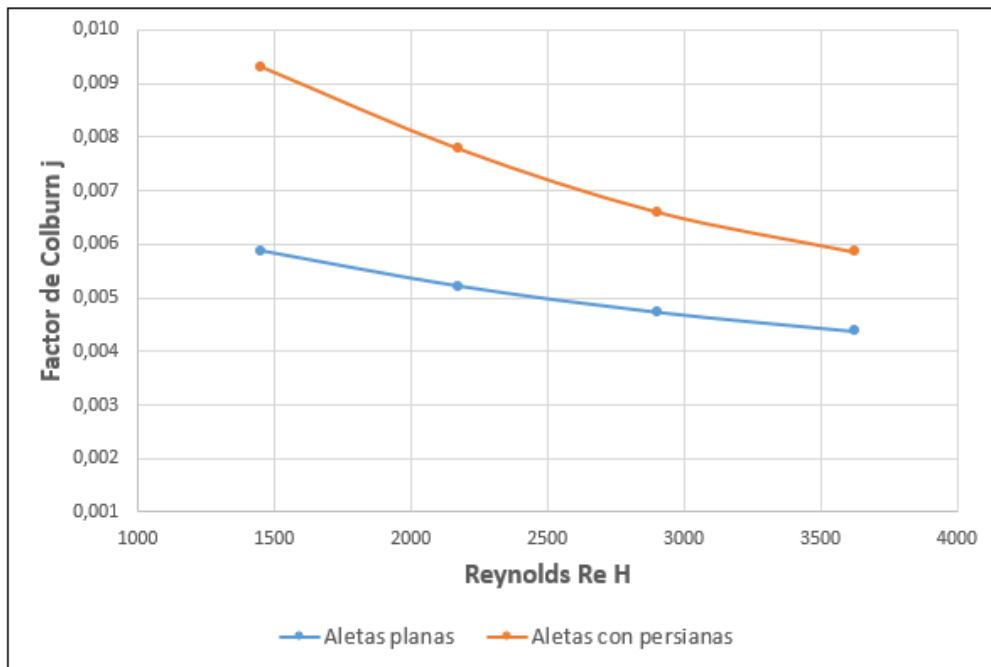


Figura 5.17: Factor de Colburn j en función de Re_H para configuración de aletas con persianas y aletas planas.

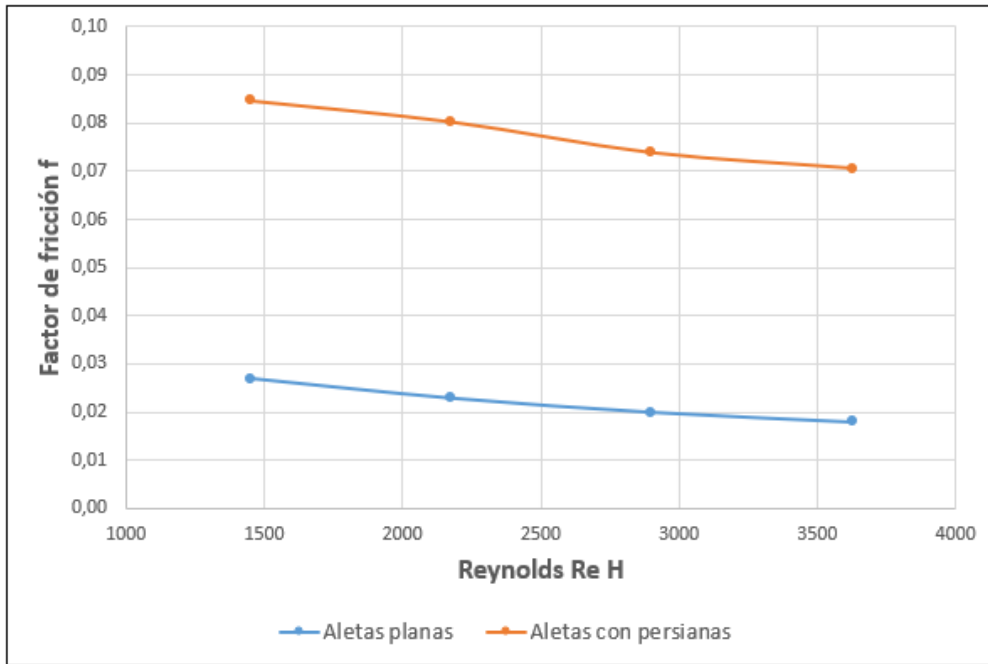


Figura 5.18: Factor de fricción f en función de Re_H para configuración de aletas con persianas y aletas planas.

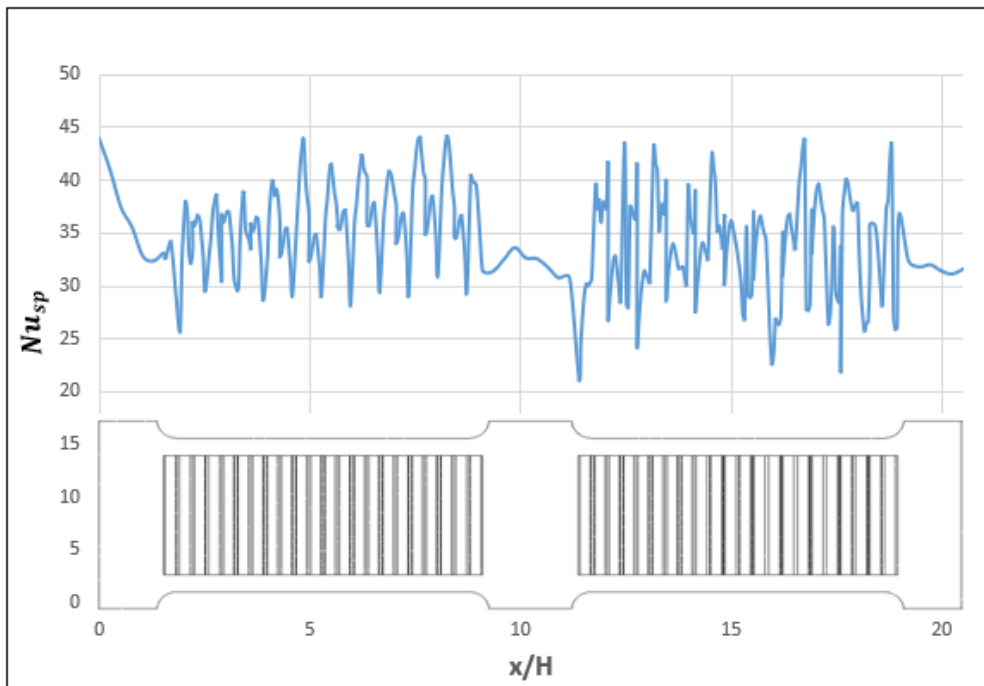


Figura 5.19: Número de Nusselt promedio de sección transversal Nu_{sp} a lo largo del intercambiador para la configuración de aletas con persianas.

5.5. Intercambiador de aletas con un par de generadores de vórtices por tubo

Comportamiento del flujo

En las figuras 5.20 y 5.21 se aprecian los vectores de velocidad tangenciales en diferentes planos Y-Z y las líneas de flujo de velocidad superficiales en diferentes planos Y-Z, respectivamente. Como se observa en estas figuras, debido a la presencia de los generadores de vórtices longitudinales, se generan estos vórtices, los cuales deben su movimiento giratorio a la separación de flujo a través del borde de esquina del generador de vórtices debido a la diferencia de presiones existente entre las zonas de aguas arriba y aguas abajo. Los vórtices generados van perdiendo intensidad a medida que avanzan a través del intercambiador, y estos se complementan con los vórtices que se generan en la zona posterior de los tubos, lo cual se ve reflejado en un aumento en la transferencia de calor a la salida del primer par de tubos, como se verá en la siguiente subsección.

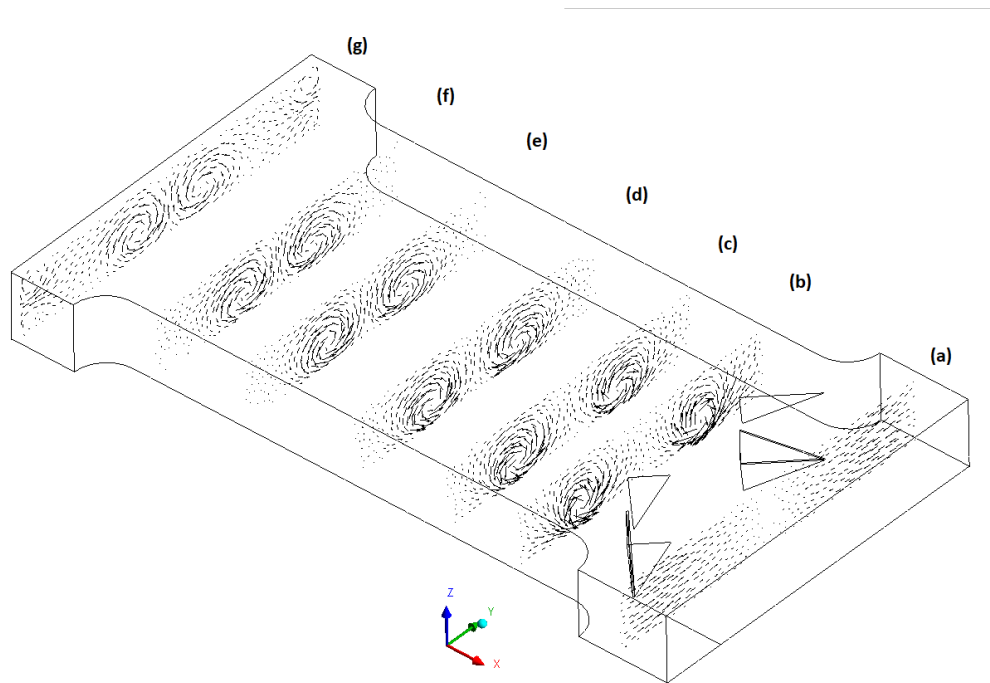


Figura 5.20: Vectores de velocidad tangenciales modelo de aleta con 1 par de generadores de vórtices por tubo en distintos planos Y-Z $Re_H = 3625$. (a) $x/H=0,8$, (b) $x/H=2,8$, (c) $x/H=3,9$, (d) $x/h=5,4$, (e) $x/H=7$, (f) $x/H=8,4$, (g) $x/H=10,1$.

Comportamiento térmico

En la figura 5.22 se muestra el contorno de temperatura en un plano X-Y a una altura media del modelo ($z=0,001015$ [m]). En este contorno de temperatura es posible apreciar la

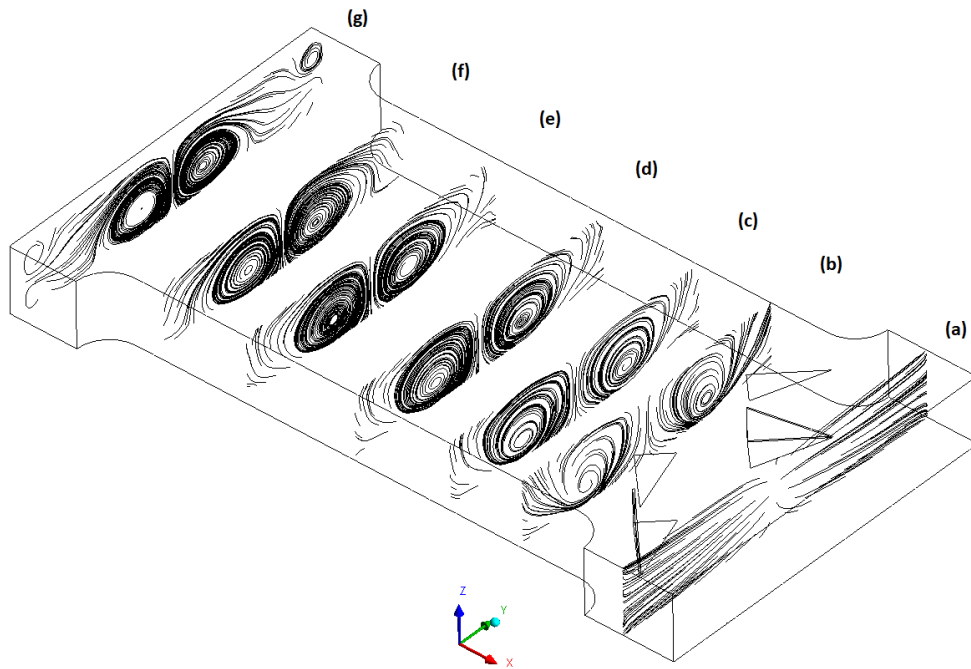


Figura 5.21: Streamlines de velocidad superficiales modelo de aleta con 1 par de generadores de vórtices por tubo en distintos planos Y-Z $Re_H = 3625$. (a) $x/H=0,8$, (b) $x/H=2,8$, (c) $x/H=3,9$, (d) $x/h=5,4$, (e) $x/H=7$, (f) $x/H=8,4$, (g) $x/H=10,1$.

influencia de los vórtices longitudinales, donde se produce una estela de mayor temperatura justo detrás de los generadores de vórtices, lo que se asocia a la transferencia de calor que se produce entre los generadores de vórtices y el flujo, además del comportamiento rotatorio del flujo, lo cual favorece la mezcla del fluido y modifica el perfil de temperatura respecto del caso de aletas planas, generando gradientes de temperatura transversales.

En la figura 5.23 se muestran contornos de temperatura en distintos planos Y-Z. En la figura se aprecia la influencia de los vórtices en el perfil de temperatura, los cuales favorecen la mezcla del flujo entre aletas, lo cual modifica el perfil de temperatura respecto del caso plano, distorsionando la capa límite térmica.

En la figura 5.24 se presenta el comportamiento del factor de Colburn j en función del número de Reynolds Re_H y los resultados se comparan con el caso de aletas planas. En la figura se ve un aumento del factor de Colburn en todo el rango de Reynolds estudiado, sin embargo este aumento es decreciente con el valor de Reynolds Re_H , donde se tiene un aumento máximo a un $Re_H = 1450$ de un 11 % y un aumento mínimo a un $Re_H = 3625$ de un 0,2 %. En la figura 5.25 se observa el comportamiento del factor de fricción f en función del número de Reynolds Re_H , donde se aprecia el aumento en este factor respecto del caso plano en todo el rango de Reynolds estudiado, y a diferencia del factor de Colburn, el aumento se mantiene más o menos constante, presentando un aumento máximo a un $Re_H = 3625$ de un 16 % y un aumento mínimo a un $Re_H = 1450$ de un 14 %, diferencia porcentual de un 2 % entre máximo y mínimo.

En la figura 5.26 se puede observar el comportamiento del número de Nusselt promedio transversal en función de la distancia longitudinal a la entrada del intercambiador. En esta figura se observan dos peaks, los cuales se asocian a la presencia de los generadores de vórtices longitudinales, los cuales ayudan a mantener un mayor valor estacionario para el

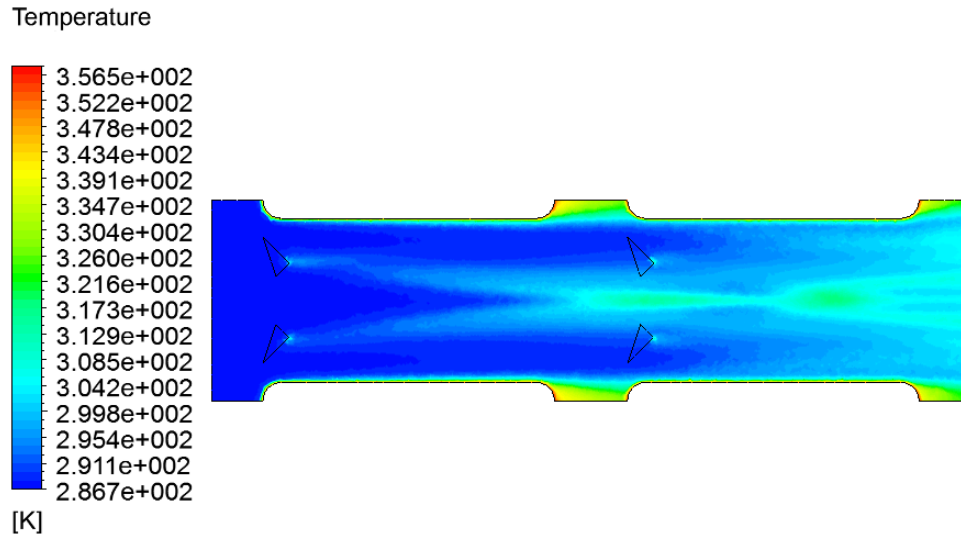


Figura 5.22: Contorno de temperatura en plano medio X-Y para modelo de aleta con un par de generadores de vórtices por tubo $Re_H = 3625$.

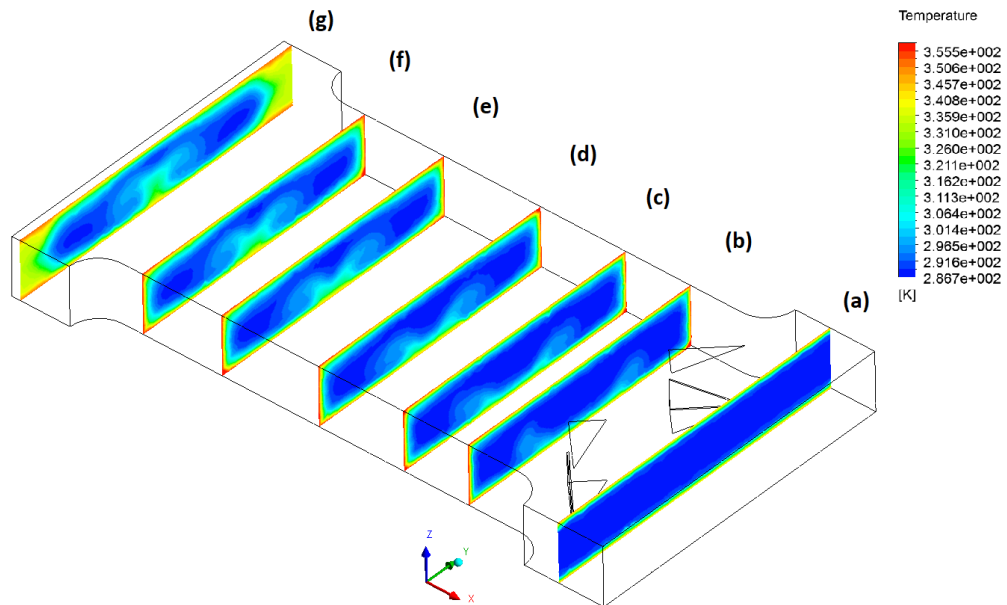


Figura 5.23: Contornos de temperatura en planos Y-Z para modelo de aleta con un par de generadores de vórtices por tubo $Re_H = 3625$. (a) $x/H=0,8$, (b) $x/H=2,8$, (c) $x/H=3,9$, (d) $x/h=5,4$, (e) $x/H=7$, (f) $x/H=8,4$, (g) $x/H=10,1$.

Nu_{sp} , aumentando de esta forma el valor promedio del número de Nusselt y por consiguiente, la transferencia de calor global en el intercambiador.

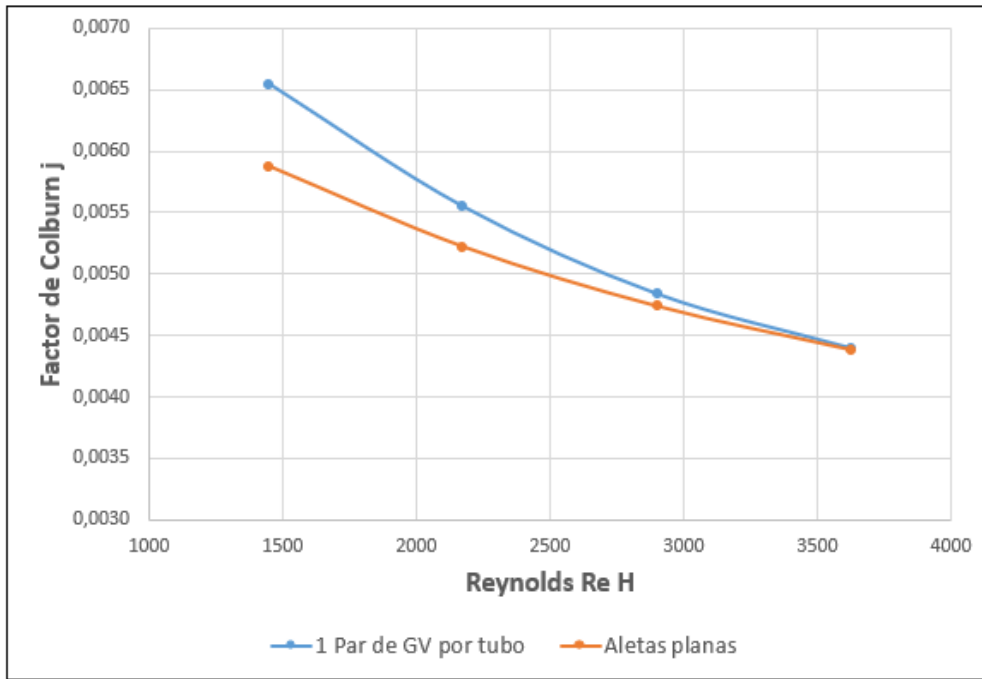


Figura 5.24: Factor de Colburn j en función de Re_H para configuración de aletas con un par de generadores de vórtice por tubo y aletas planas.

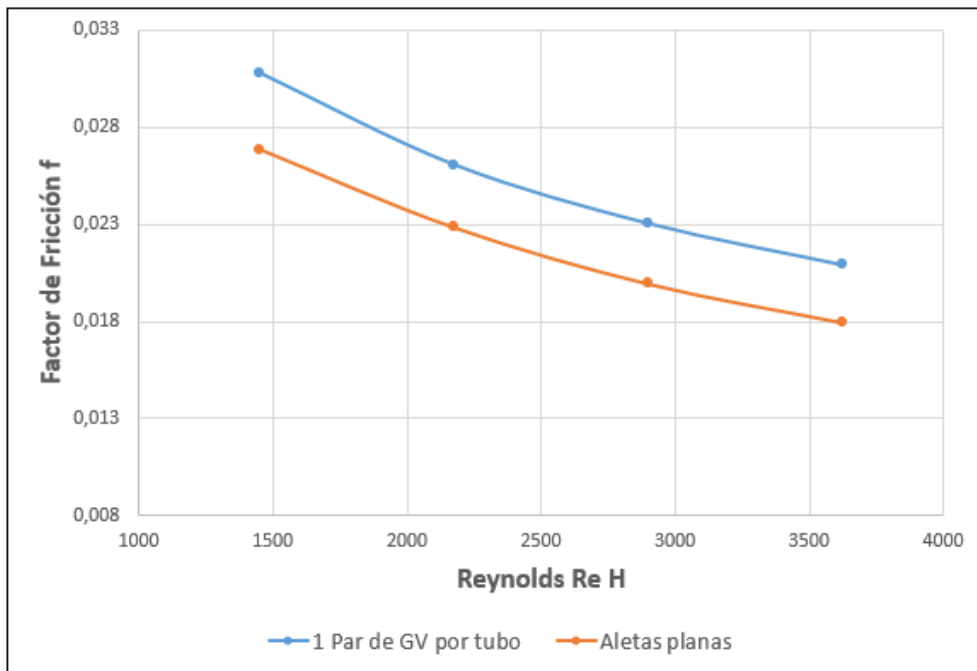


Figura 5.25: Factor de fricción f en función de Re_H para configuración de aletas con un par de generadores de vórtices por tubo y aletas planas.

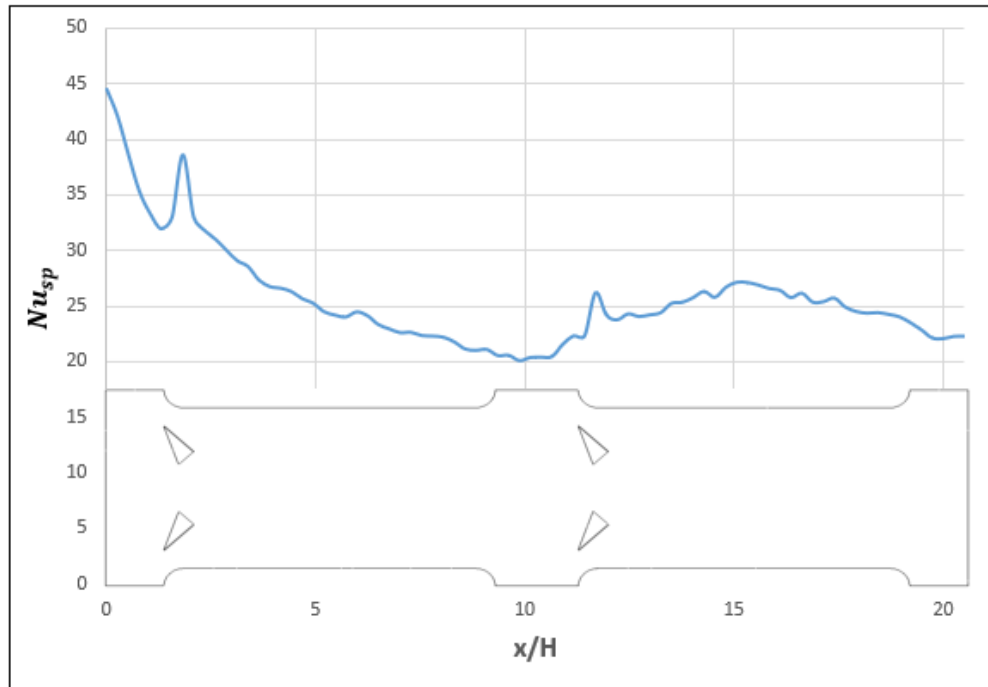


Figura 5.26: Número de Nusselt promedio de sección transversal Nu_{sp} a lo largo del intercambiador para la configuración de aletas con un par de generadores de vórtices por tubo.

5.6. Intercambiador de aletas con dos pares de generadores de vórtices por tubo

Comportamiento del flujo

En la figura 5.27 se muestran los vectores de velocidad tangenciales en distintos planos Y-Z. En esta figura se pueden visualizar los vórtices longitudinales que se generan, los cuales favorecen la mezcla del flujo al aportar con componentes de la velocidad en los ejes y y z (v y w). Estos vórtices avanzan a lo largo del intercambiador, y van perdiendo intensidad a medida que se propagan, lo cual en parte es solucionado por la localización del segundo par de generadores de vórtices, los cuales provocan que la mezcla del flujo se realice con una mayor intensidad respecto del caso con un solo par de generadores de vórtices. La localización de un segundo par de generadores de vórtices produce un engrosamiento del vórtice, con lo cual aumenta su área de influencia transversalmente, y por lo tanto es posible mezclar una mayor cantidad de fluido.

En la figura 5.28 se muestran las líneas de flujo superficiales para la velocidad. En esta figura es posible visualizar el vórtice de esquina que se genera en la zona posterior a los tubos. Estos vórtices secundarios colaboran en una menor medida en el aumento de la transferencia de calor, como se verá posteriormente.

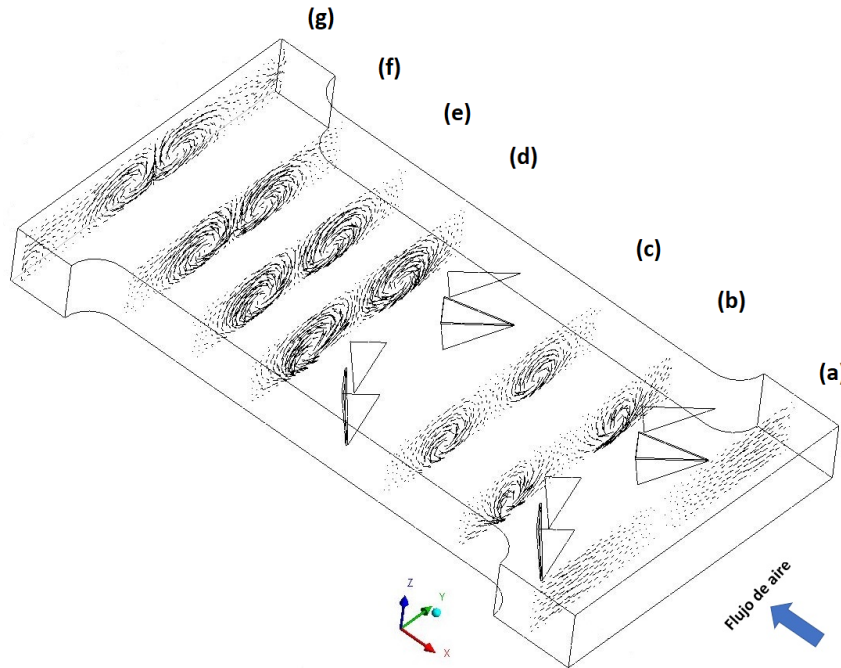


Figura 5.27: Vectores de velocidad tangenciales modelo de aleta con 2 pares de generadores de vórtices por tubo en distintos planos Y-Z $Re_H = 3625$. (a) $x/H=0,8$, (b) $x/H=2,5$, (c) $x/H=3,9$, (d) $x/h=6,4$, (e) $x/H=7,5$, (f) $x/H=8,7$, (g) $x/H=10,1$.

Comportamiento térmico

En la figura 5.29 se muestra el contorno de temperatura para el flujo en un plano X-Y en la mitad del intercambiado ($Z=0,001015$ [m]). En esta figura se puede observar la influencia de los vórtices en el perfil de temperatura obtenido, los cuales favorecen la mezcla del flujo y consiguen un perfil de temperatura más homogéneo, respecto del caso con aletas planas. Es importante destacar, que al incorporar un par de generadores de vórtices extra respecto del caso anterior con un par, la homogeneización del perfil de temperatura se alcanza antes, reflejando en este aspecto la mejora en la transferencia de calor que se produce.

En la figura 5.30 se presentan los contornos de temperatura en distintos planos Y-Z. Como se aprecia en esta figura, gracias a los vórtices longitudinales se aumenta la mezcla del flujo, con lo cual la capa límite de temperatura que se produce por aletas y tubos se ve modificada, presentando engrosamientos de la capa límite cercana a los tubos en el eje Y, y un adelgazamiento de la capa límite en la zona cercana a la aleta superior, en el centro del modelo.

En la figura 5.31 se observa el comportamiento para el factor de Colburn j en función del número de Reynolds Re_H . En esta figura se aprecia un aumento del factor de Colburn respecto del caso base en todo el rango de Reynolds Re_H , presentando un aumento máximo de un 55,5% a un $Re_H = 1450$ y un aumento mínimo de un 35,2% a un $Re_H = 3625$. En la figura 5.32 se observa el comportamiento para el factor de fricción en función del número de Reynolds Re_H , donde se observa un aumento de este factor en todo el rango de Reynolds estudiado, presentando un aumento máximo de un 42,7% a un $Re_H = 2900$ y un aumento mínimo de un 37% a un $Re_H = 1450$.

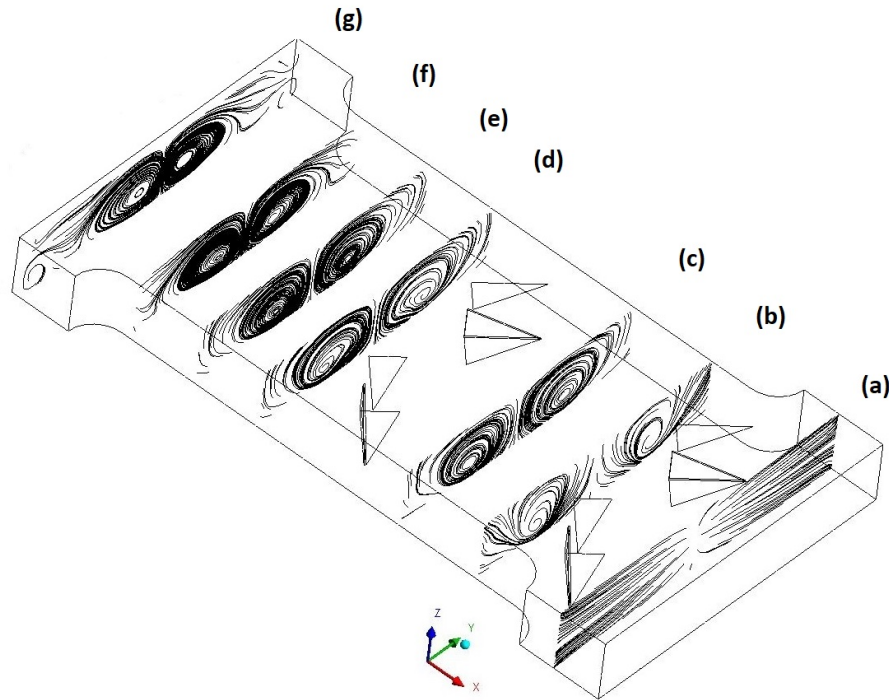


Figura 5.28: Streamlines de velocidad superficiales modelo de aleta con 2 pares de generadores de vórtices por tubo en distintos planos Y-Z $Re_H = 3625$. (a) $x/H=0,8$, (b) $x/H=2,5$, (c) $x/H=3,9$, (d) $x/h=6,4$, (e) $x/H=7,5$, (f) $x/H=8,7$, (g) $x/H=10,1$.

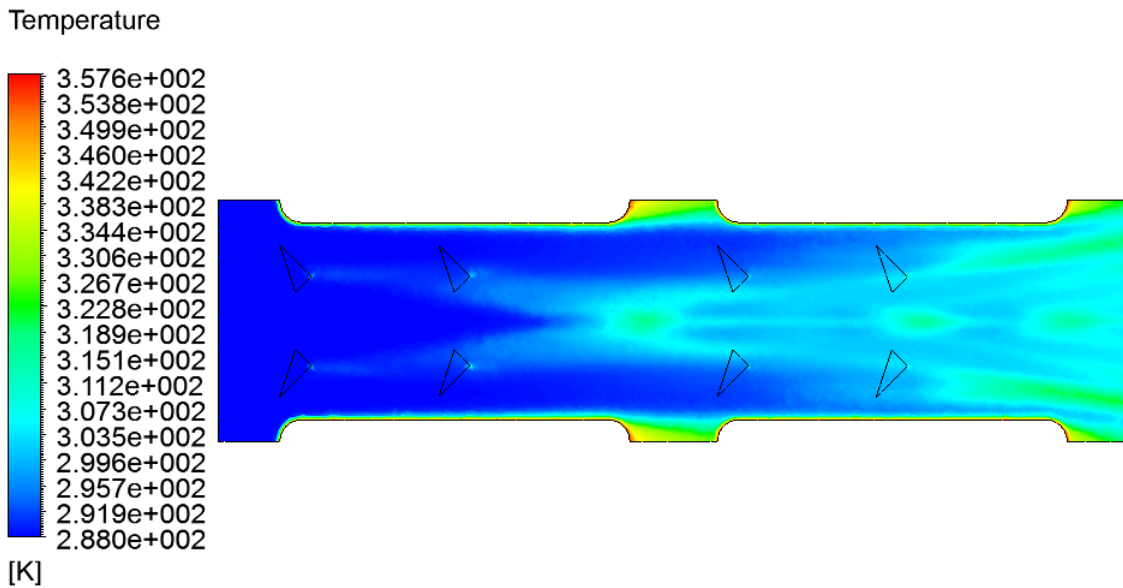


Figura 5.29: Contorno de temperatura en plano medio X-Y para modelo de aleta con dos pares de generadores de vórtices por tubo $Re_H = 3625$.

En la figura 5.33 se presenta el comportamiento del número de Nusselt promedio transversal Nu_{sp} en función de la distancia longitudinal a la entrada del intercambiador de calor. En la figura se pueden observar 4 peaks principales, los cuales se asocian a las zonas en donde están

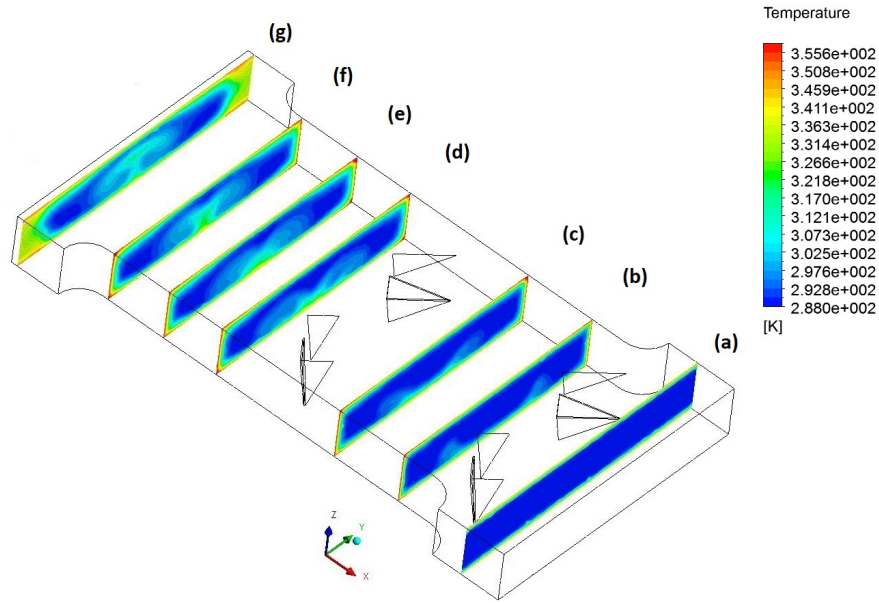


Figura 5.30: Contornos de temperatura en planos Y-Z para modelo de aleta con dos pares de generadores de vórtices por tubo $Re_H = 3625$. (a) $x/H=0,8$,(b) $x/H=2,5$,(c) $x/H=3,9$,(d) $x/h=6,4$,(e) $x/H=7,5$,(f) $x/H=8,7$,(g) $x/H=10,1$.

presentes los generadores de vórtices, y también se pueden visualizar 2 peaks secundarios, los cuales están asociados a los vórtices que se producen en la zona posterior a los tubos. Es importante destacar que la incorporación de un par de generadores de vórtices respecto del caso anterior, produce una mayor cantidad de peaks en el gráfico de Nusselt Nu_{sp} , lo cual contribuye a que el valor estacionario para el número de Nusselt sea mayor, y por consiguiente, a la hora de obtener el Nusselt promedio en todo el intercambiador es posible apreciar un aumento en este valor, y por tanto un aumento en la transferencia de calor global.

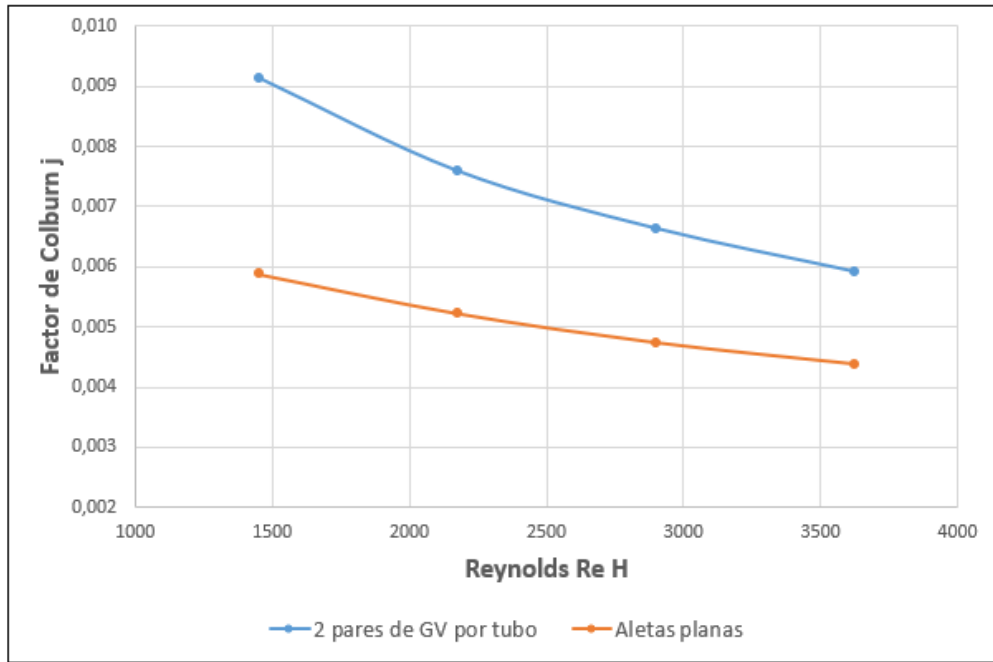


Figura 5.31: Factor de Colburn j en función de Re_H para configuración de aletas con dos pares de generadores de vórtice por tubo y aletas planas.

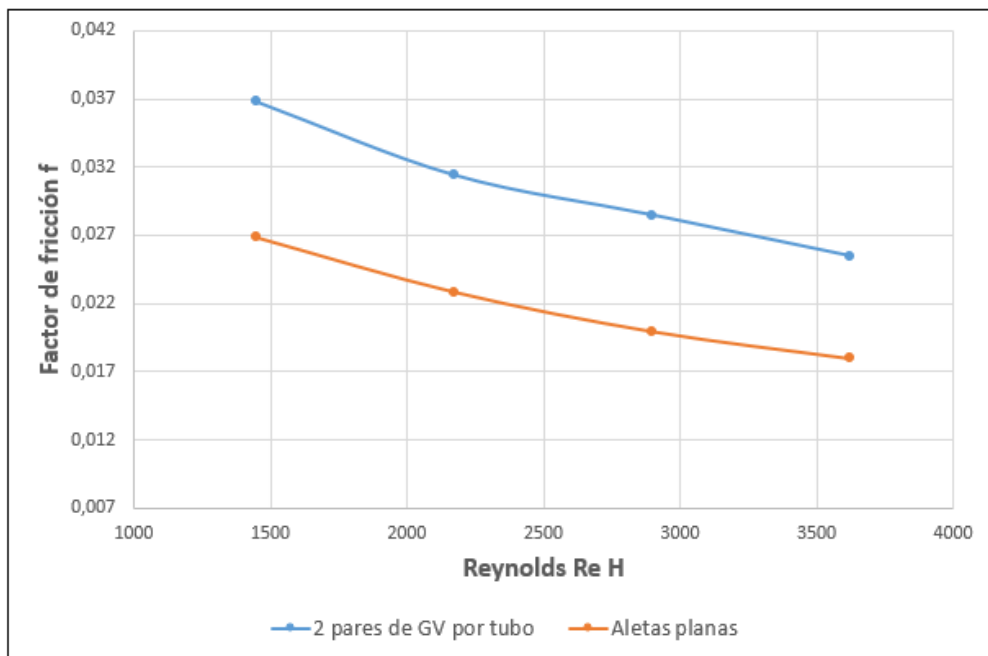


Figura 5.32: Factor de fricción f en función de Re_H para configuración de aletas con dos pares de generadores de vórtices por tubo y aletas planas.

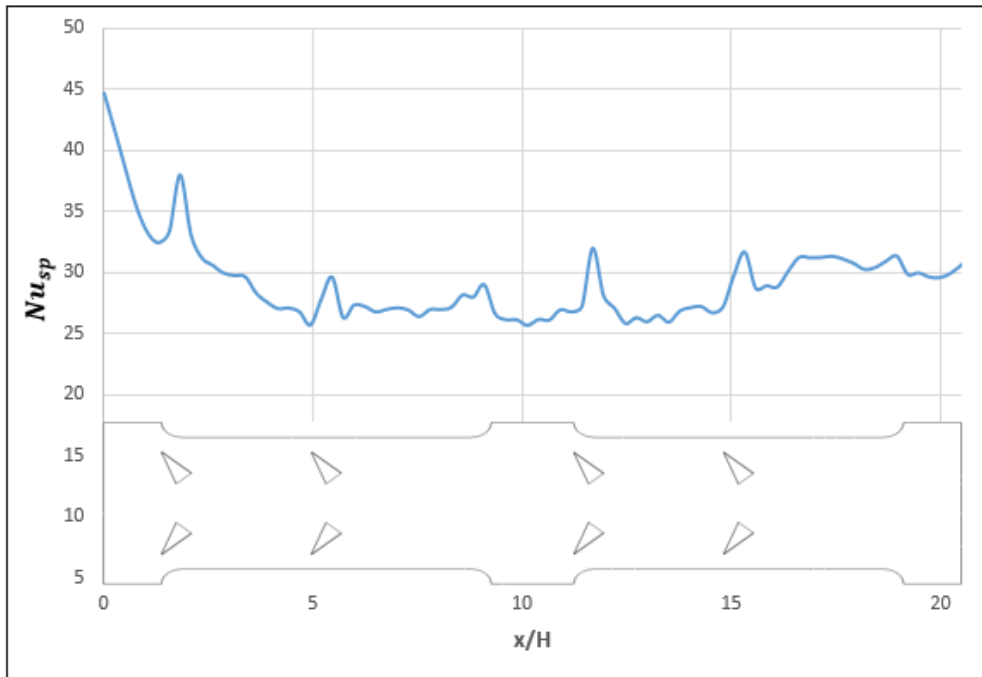


Figura 5.33: Número de Nusselt promedio de sección transversal Nu_{sp} a lo largo del intercambiador para la configuración de aletas con dos pares de generadores de vórtices por tubo.

5.7. Intercambiador de aletas con tres pares de generadores de vórtices por tubo

Comportamiento del flujo

En la figura 5.34 y 5.35 se muestran los vectores de velocidad tangenciales y las líneas de flujo de velocidad superficiales en distintos planos Y-Z, respectivamente. Como se puede observar en la figura 5.34, los vórtices longitudinales generados pierden intensidad a medida que avanzan a lo largo del intercambiador, lo cual es solucionado con la incorporación de dos pares más de generadores de vórtices por cada tubo. Esto último permite mantener la intensidad de los vórtices a lo largo del intercambiador, y por tanto permite aprovechar las bondades de los vórtices de manera global en el intercambiador y no solo de manera local. Como se observa en la figura 5.34, los vórtices generados en el primer par de generadores de vórtices mantienen componentes de velocidad tangenciales (v y w) antes de enfrentar el borde de ataque del segundo par de generadores de vórtices, lo cual produce un engrosamiento en los vórtices generados, lo cual permite que la zona de influencia del vórtice sea mayor, como se puede apreciar en el plano (g) de la figura 5.34.

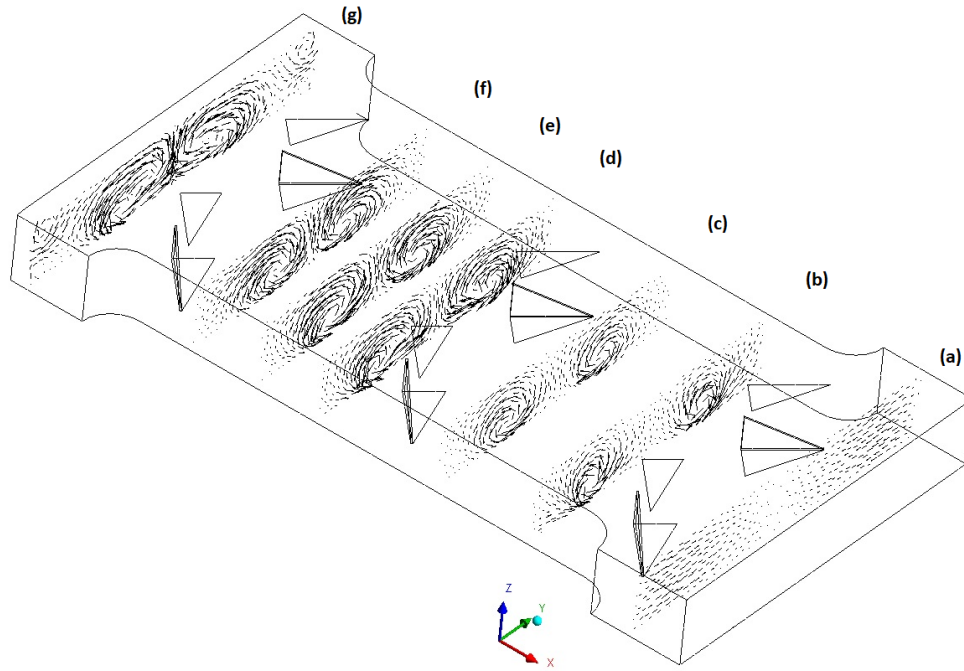


Figura 5.34: Vectores de velocidad tangenciales modelo de aleta con 3 pares de generadores de vórtices por tubo en distintos planos Y-Z $Re_H = 3625$.(a) $x/H=0,8$,(b) $x/H=2,8$,(c) $x/H=4,2$, (d) $x/h=6$, (e) $x/H=7$, (f) $x/H=8$, (g) $x/H=10,1$.

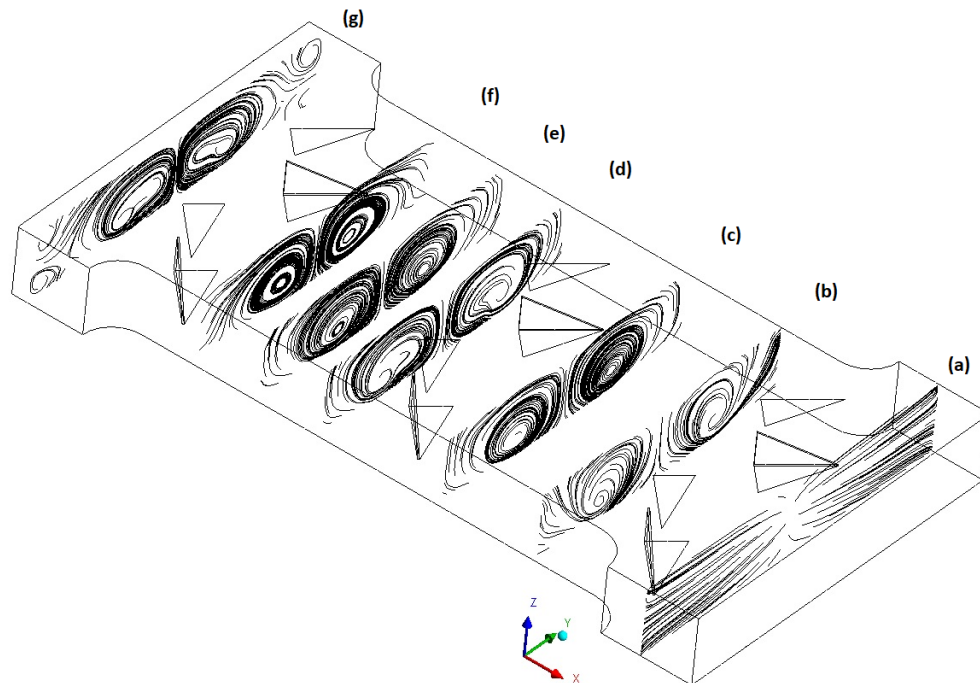


Figura 5.35: Streamlines de velocidad superficiales modelo de aleta con 3 pares de generadores de vórtices por tubo en distintos planos Y-Z $Re_H = 3625$.(a) $x/H=0,8$,(b) $x/H=2,8$,(c) $x/H=4,2$, (d) $x/h=6$, (e) $x/H=7$, (f) $x/H=8$, (g) $x/H=10,1$.

Comportamiento térmico

En la figura 5.36 se observa el contorno de temperatura en un plano X-Y en la mitad del intercambiador ($Z=0,001015$ m). En esta figura se puede apreciar el efecto de utilizar generadores de vórtices múltiples, donde se aprecia un perfil de temperatura más homogéneo, principalmente en la zona final del intercambiador de calor. También es importante destacar la influencia de los vórtices generados en la mezcla del flujo que se produce en la zona posterior a los tubos, donde se producen zonas de estancamiento, y la temperatura de esta zona producto del estancamiento del flujo tiende a ser cercana a la temperatura de los tubos, lo cual no sucede en este modelo, y se alcanzan temperaturas similares a las obtenidas en las zonas más alejadas de los tubos.

En la figura 5.37 se muestran los contornos de temperatura en distintos planos Y-Z. En esta figura se observa que a medida que avanzan los vórtices a lo largo del modelo se produce una mayor mezcla del flujo, lo cual se asocia a que el vórtice antes de volver a encontrarse con un nuevo borde de ataque aún posee componentes de velocidad tangenciales, lo cual produce un aumento en la magnitud de los vectores posterior al choque con el borde de ataque, y de esta forma, la mezcla de flujo aumenta a medida que se avanza a lo largo del modelo. Como se puede observar en el plano (g) de la figura 5.37, y contrastando con el con la figura 5.34 donde se pueden ver los vectores de velocidad tangenciales, al presentar una mayor magnitud en los vectores de velocidad tangenciales, se producen vórtices de mayor grosor, los cuales logran mezclar de mejor manera el flujo de aire, y de esta forma el perfil de temperatura que se obtiene es más homogéneo y permite modificar la capa límite térmica que se puede observar en el plano (a).

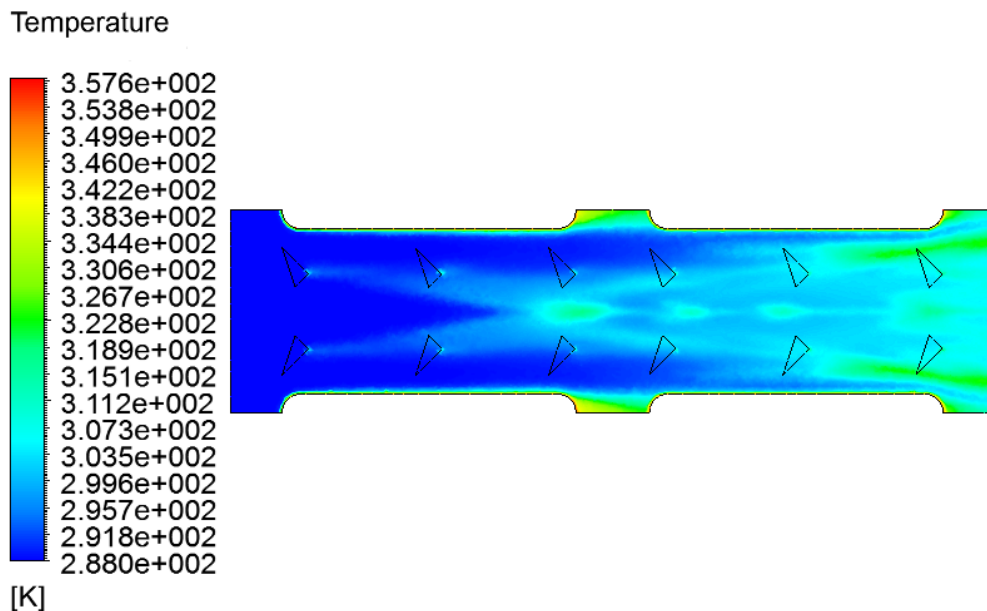


Figura 5.36: Contorno de temperatura en plano medio X-Y para modelo de aleta con 3 pares de generadores de vórtices por tubo $Re_H = 3625$.

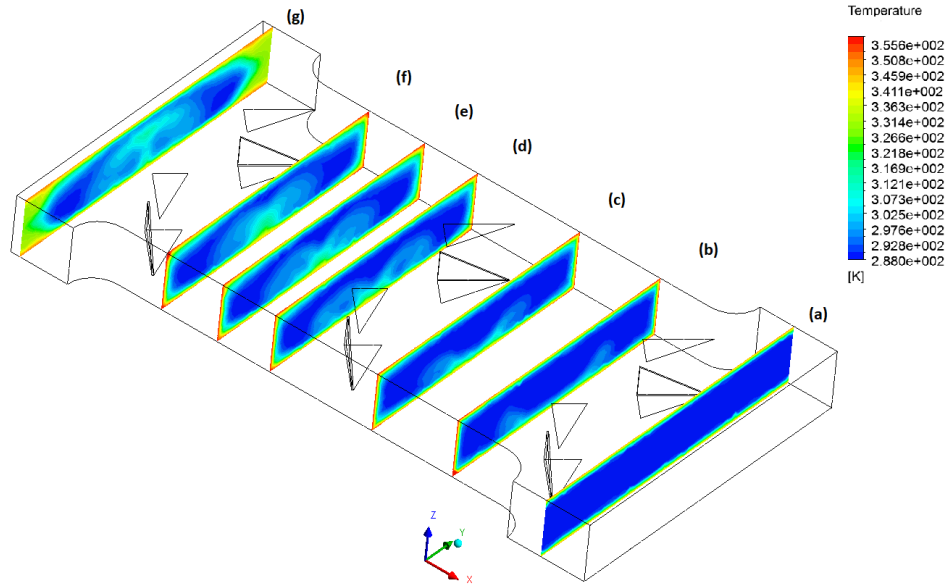


Figura 5.37: Contornos de temperatura en planos Y-Z para modelo de aleta con 3 pares de generadores de vórtices por tubo $Re_H = 3625$. (a) $x/H=0,8$,(b) $x/H=2,8$,(c) $x/H=4,2$,(d) $x/h=6$,(e) $x/H=7$,(f) $x/H=8$,(g) $x/H=10,1$.

En la figura 5.38 se muestra el comportamiento del factor de Colburn j en función del número de Reynolds Re_H para la configuración de aletas con 3 pares de generadores de vórtices por tubo y se contrasta con el modelo de aletas planas. En esta figura se puede apreciar un aumento en el factor de Colburn, y por tanto de la transferencia de calor, en todo el rango de Reynolds Re_H estudiado, presentando un aumento máximo de un 65,4% a un $Re_H = 1450$ y un aumento mínimo de un 41,5% a un $Re_H = 3625$.

En la figura 5.39 se muestra el comportamiento del factor de fricción f en función del número de Reynolds Re_H para la configuración de aletas con 3 pares de generadores de vórtices por tubo y se contrasta con el modelo de aletas planas. En esta figura se puede apreciar un aumento en el factor de fricción, y por tanto de la caída de presión, en todo el rango de Reynolds Re_H estudiado, presentando un aumento máximo de un 61,6% a un $Re_H = 3625$ y un aumento mínimo de un 53,2% a un $Re_H = 1450$.

En la figura 5.40 se muestra el comportamiento del número de Nusselt promedio transversal Nu_{sp} en función de la distancia longitudinal a la entrada del intercambiador. En esta figura se observa un comportamiento decreciente para el número de Nusselt Nu_{sp} , comportamiento que cambia cuando el flujo de encuentra con el primer par de generadores de vórtices, donde se produce un peak en este valor. Posterior al peak generado por el primer par de generadores de vórtices, se mantiene la tendencia decreciente, lo cual se modifica posterior al peak generado por el segundo par de generadores de vórtices, donde se puede observar una tendencia creciente para luego estabilizarse y mantener una tendencia constante. La tendencia creciente que se puede apreciar en el gráfico, se asocia a la presencia de vórtices secundarios generados en la zona cercana a los tubos, en la zona posterior a estos, los cuales se complementan con los vórtices principales producidos por los generadores de vórtices, y producen un aumento en la transferencia de calor local.

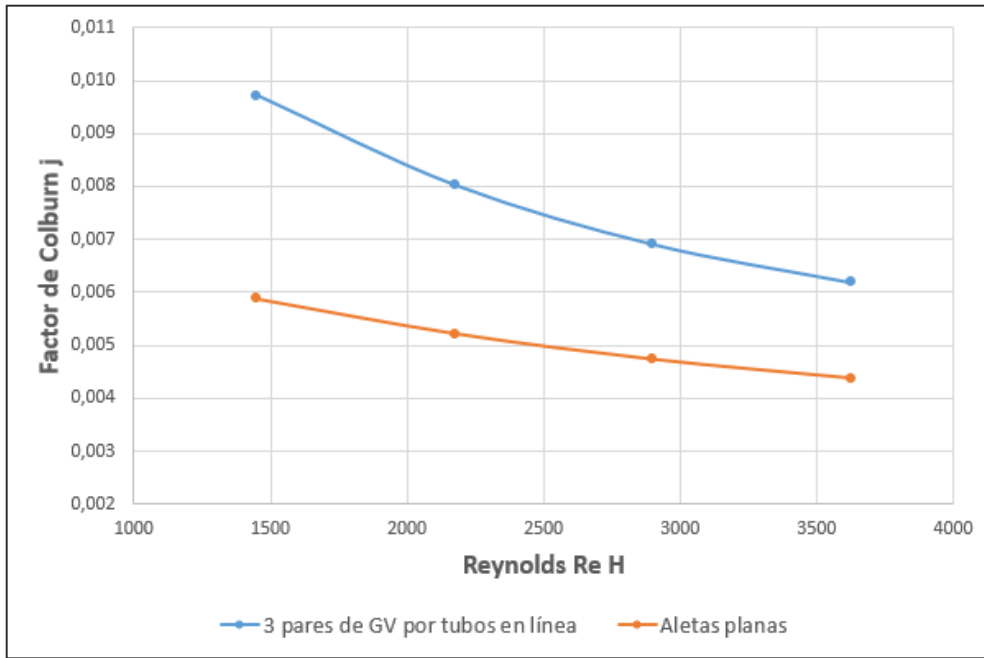


Figura 5.38: Factor de Colburn j en función de Re_H para configuración de aletas con 3 pares de generadores de vórtice por tubo y aletas planas.

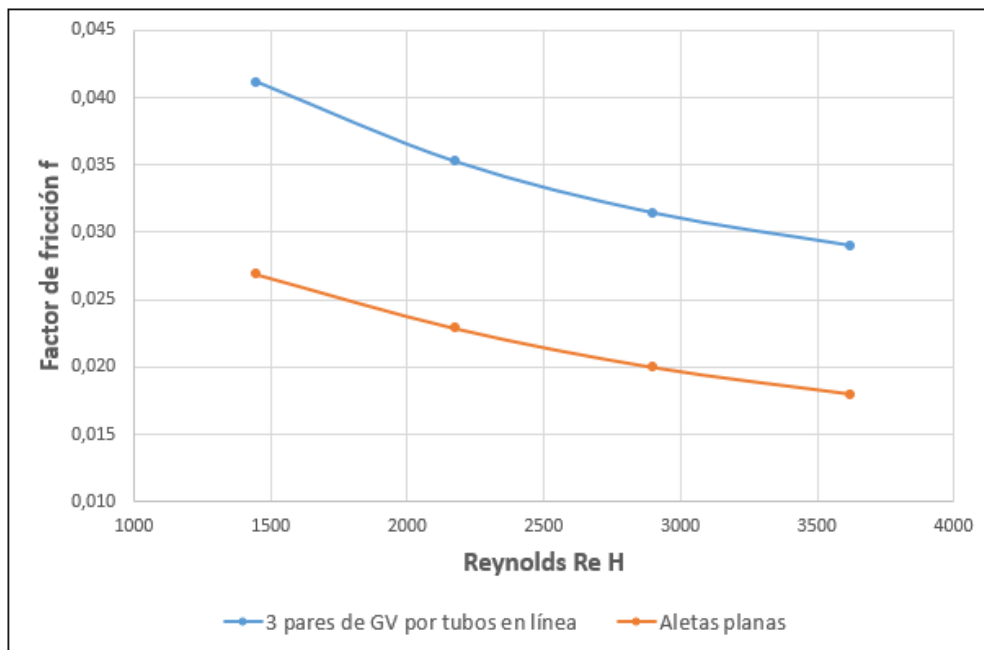


Figura 5.39: Factor de fricción f en función de Re_H para configuración de aletas con 3 pares de generadores de vórtices por tubo y aletas planas.

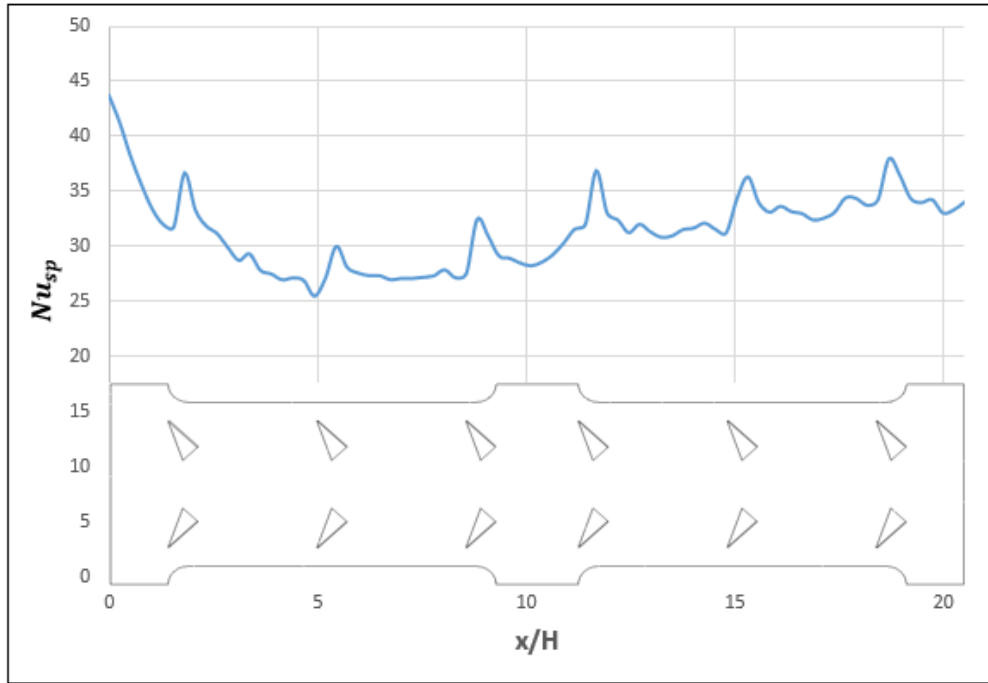


Figura 5.40: Número de Nusselt promedio de sección transversal Nu_{sp} a lo largo del intercambiador para la configuración de aletas con 3 pares de generadores de vórtices por tubo.

5.8. Intercambiador de aletas con tres pares de generadores de vórtices por tubo escalonados

Comportamiento del flujo

En la figura 5.41 y 5.42 se muestran los vectores de velocidad tangenciales y las líneas de flujo de velocidad superficiales en distintos planos Y-Z, respectivamente. Como es posible apreciar en ambas figuras, los vórtices generados por el primer par de generadores de vórtices presentan la misma intensidad que el caso anterior estudiado en la sección 5.7 hasta la segunda fila de generadores de vórtices, en donde se invierte el sentido de los generadores de vórtices, lo cual produce una destrucción del vórtice. El primer vórtice generado presenta un sentido de giro antihorario, lo cual cambia a partir de la segunda fila de generadores de vórtices, donde se obliga al flujo a cambiar el sentido de rotación. Esto último es lo que produce la destrucción del vórtice, y el cambio de sentido de giro, lo cual produce vórtices con rotación horaria, y con una pequeña intensidad.

Comportamiento térmico

En la figura 5.43 se muestra el contorno de temperatura para el flujo en un plano X-Y en la mitad del intercambiador ($z=0,001015$ [m]). Como se observa en la figura, el contorno de temperatura presenta un menor nivel de homogeneidad respecto del presentado en la figura

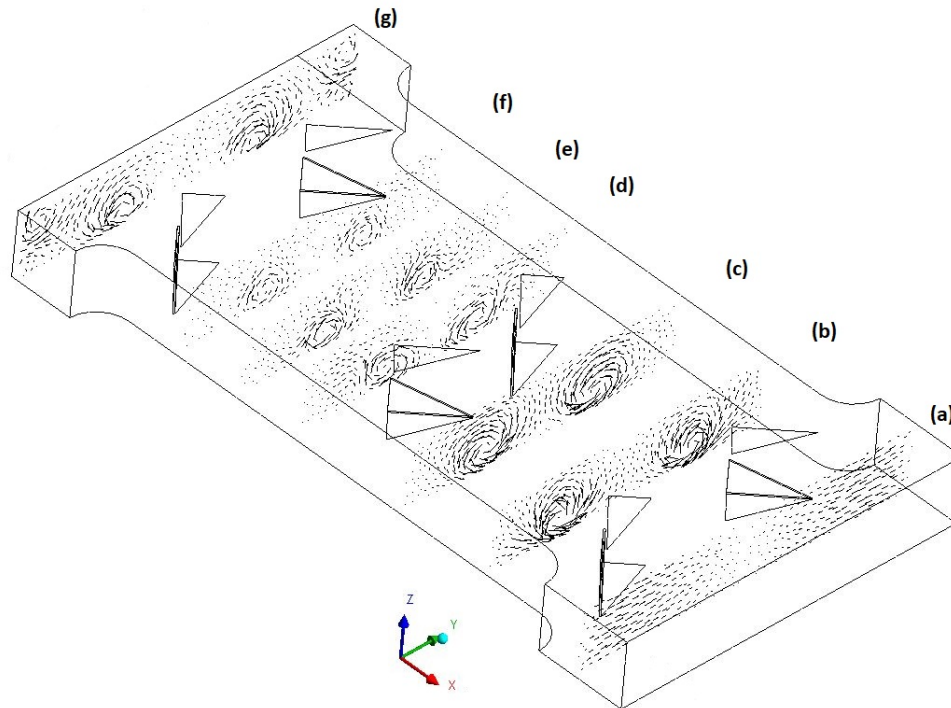


Figura 5.41: Vectores de velocidad tangenciales modelo de aleta con 3 pares de generadores de vórtices por tubo escalonados en distintos planos Y-Z $Re_H = 3625$. (a) $x/H=0,8$, (b) $x/H=2,8$, (c) $x/H=4,2$, (d) $x/h=6$, (e) $x/H=7$, (f) $x/H=8$, (g) $x/H=10,1$.

5.36 para la configuración de generadores de vórtices en línea, y se posible visualizar la poca influencia que tiene los vórtices en el modelo, ya que en zona central se presenta una temperatura que casi no varía entre la entrada y la salida del modelo.

En la figura 5.44 se muestran contornos de temperatura en distintos planos Y-Z. En esta figura es posible observar variaciones locales del perfil de temperatura, lo cual se asocia a los vórtices generado en el modelo, lo cuales son capaces de producir una mezcla local del flujo, pero debido a su baja intensidad, no consiguen generar una mezcla significativa en la sección transversal del modelo. En la figura se puede observar que en el plano (g) se alcanza el mayor grado de homogeneidad para el contorno de temperatura, lo cual se asocia a que los vórtices principales generados por el tercer par de generadores de vórtices se complementan con los vórtices secundarios generados en la zona posterior a los tubos, generando de esta forma una sinergia, y alcanzando un mayor nivel de mezcla en el flujo.

En la figura 5.45 se muestra el comportamiento del factor de Colburn j en función del número de Reynolds Re_H para la configuración de aletas con 3 pares de generadores de vórtices por tubo escalonados y se contrasta con el modelo de aletas planas. En esta figura se puede apreciar un aumento en el factor de Colburn, y por tanto de la transferencia de calor en todo el rango de Reynolds Re_H estudiado, presentando un aumento máximo de un 37,8 % a un $Re_H = 1450$ y un aumento mínimo de un 25,1 % a un $Re_H = 3625$.

En la figura 5.46 se muestra el comportamiento del factor de fricción f en función del número de Reynolds Re_H para la configuración de aletas con 3 pares de generadores de vórtices por tubo escalonados y se contrasta con el modelo de aletas planas. En esta figura se puede apreciar un aumento en el factor de fricción, y por tanto de la caída de presión, en todo el rango de Reynolds Re_H estudiado, presentando un aumento máximo de un 57,6 % a un $Re_H = 3625$

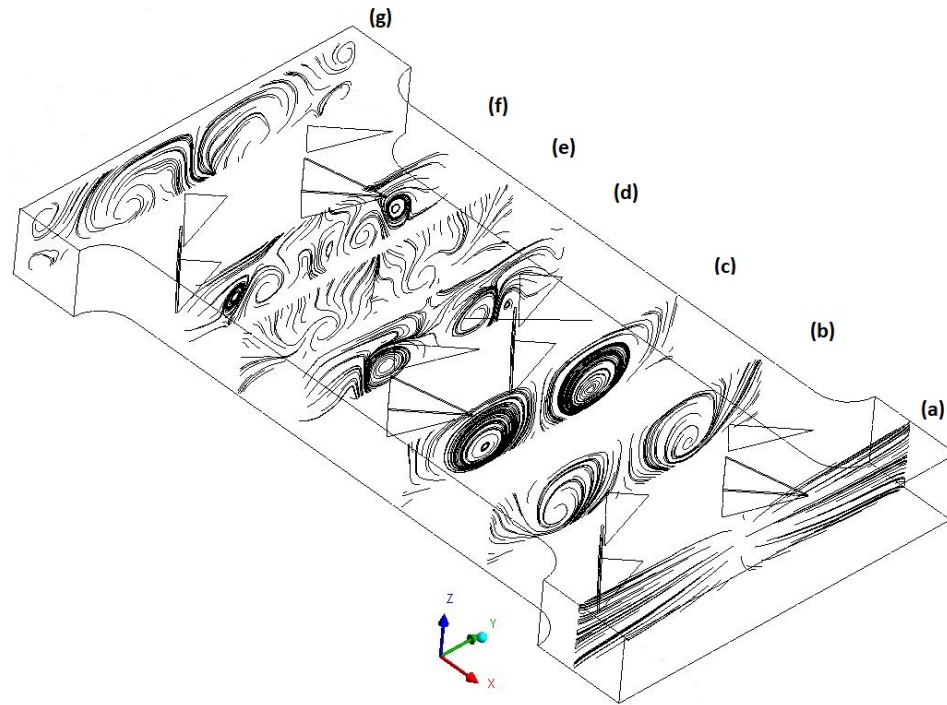


Figura 5.42: Streamlines de velocidad superficiales modelo de aleta con 3 pares de generadores de vórtices por tubo escalonados en distintos planos Y-Z $Re_H = 3625$.(a) $x/H=0,8$,(b) $x/H=2,8$,(c) $x/H=4,2$,(d) $x/h=6$,(e) $x/H=7$,(f) $x/H=8$,(g) $x/H=10,1$.

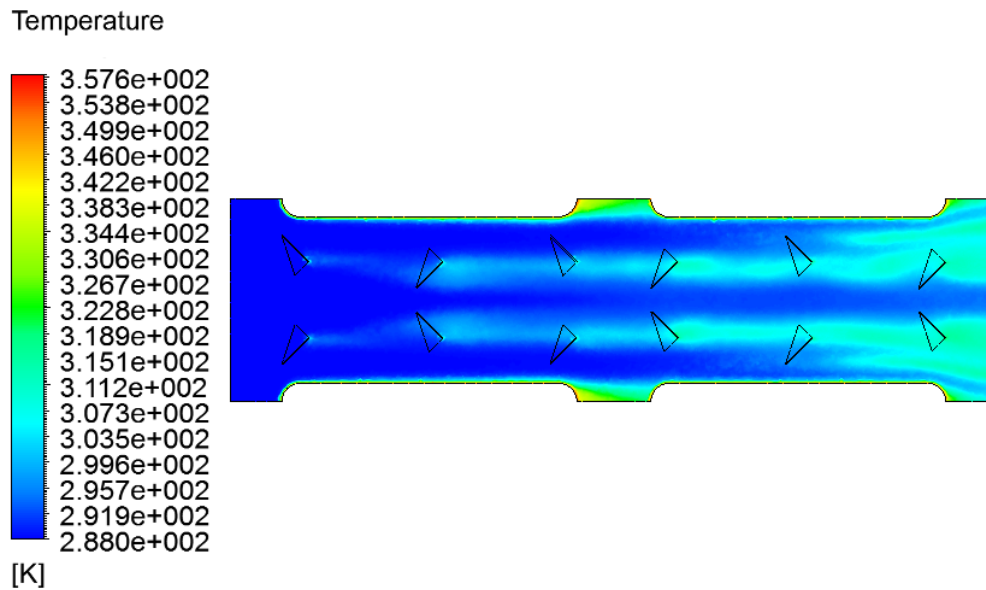


Figura 5.43: Contorno de temperatura en plano medio X-Y para modelo de aleta con 3 pares de generadores de vórtices por tubo escalonados $Re_H = 3625$.

y un aumento mínimo de un 46,4% a un $Re_H = 1450$.

En la figura 5.47 se muestra el comportamiento del número de Nusselt promedio transversal Nu_{sp} en función de la distancia a la entrada del intercambiador de calor. En esta figura se

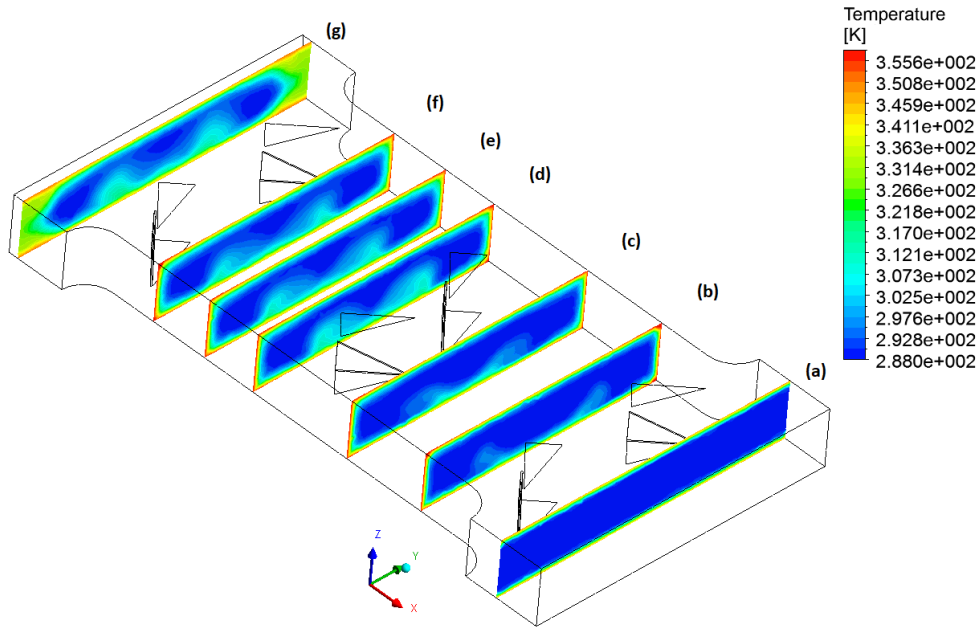


Figura 5.44: Contornos de temperatura en planos Y-Z para modelo de aleta con 3 pares de generadores de vórtices por tubo escalonados $Re_H = 3625$. (a) $x/H=0,8$,(b) $x/H=2,8$,(c) $x/H=4,2$, (d) $x/h=6$, (e) $x/H=7$, (f) $x/H=8$, (g) $x/H=10,1$.

observa el comportamiento decreciente para el número de Nusselt Nu_{sp} a medida que avanzamos en el intercambiador de calor, presentando pequeños peaks, asociados a la presencia de los generadores de vórtices. Como se señala con anterioridad, en este modelo los vórtices generados presentan una baja intensidad, lo cual explica que a diferencia del modelo estudiado en la sección 5.7, donde los generadores de vórtices estaban ubicados en línea, en este modelo no se consiga frenar la caída abrupta del Nusselt Nu_{sp} , el cual alcanza valores cercanos a 20 a la salida del primer par de tubos, y finalmente se estabiliza en torno a 25 a la salida del intercambiador.

5.9. Intercambiador de aletas con cuatro pares de generadores de vórtices por tubo

Comportamiento del flujo

En la figura 5.48 y 5.49 se presentan los vectores de velocidad tangenciales y las líneas de flujo de velocidad superficiales en distintos planos Y-Z, respectivamente. Como se observa en la figura 5.48, a medida que el vórtice generado por el primer par de generadores de vórtices se va enfrentando con los bordes de ataque de los siguientes generadores de vórtices, el efecto que se produce en los vórtices principales es aumento en la longitud del vórtice en la dirección Y, lo cual aumenta la influencia de los vórtices en el modelo, ya que se consigue mezclar

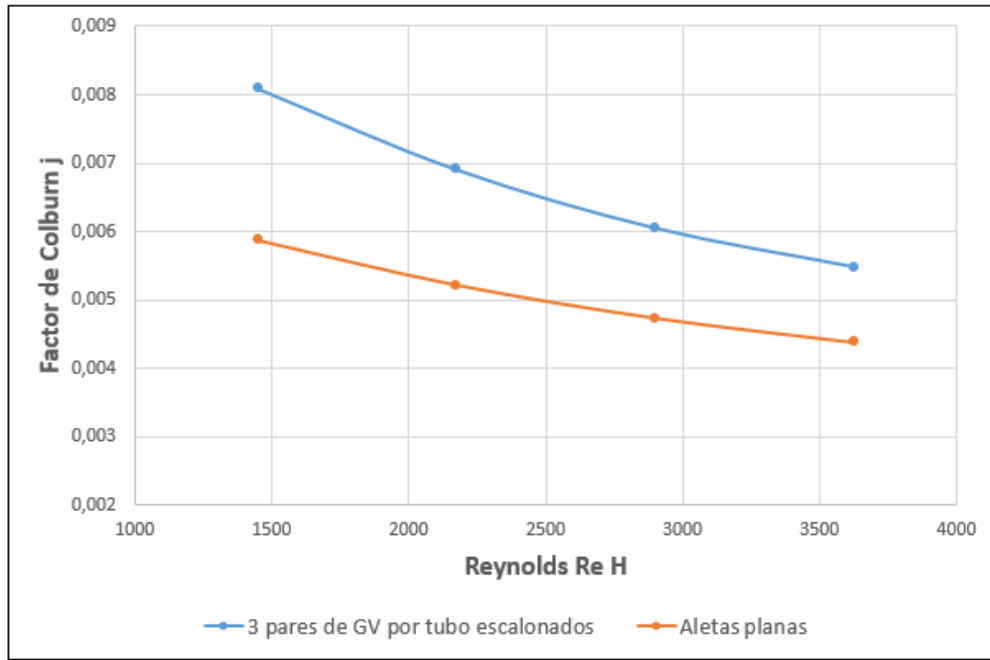


Figura 5.45: Factor de Colburn j en función de Re_H para configuración de aletas con 3 pares de generadores de vórtice por tubo escalonados y aletas planas.

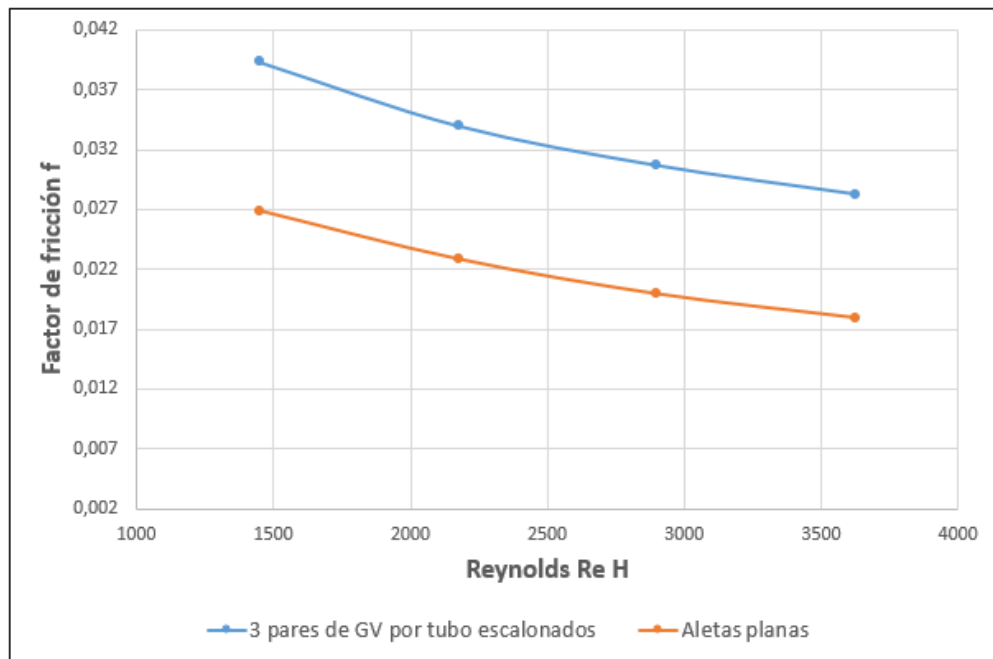


Figura 5.46: Factor de fricción f en función de Re_H para configuración de aletas con 3 pares de generadores de vórtices por tubo escalonados y aletas planas.

una mayor cantidad de fluido, respecto de una configuración con una menor cantidad de generadores de vórtices. Como se observa en el plano (g) de la figura xx, los vórtices centrales que se generan en el modelo tienen una forma ovalada, lo cual se asocia a la presencia de las aletas en el modelo, las cuales obligan a los vectores de velocidad a orientarse en la dirección

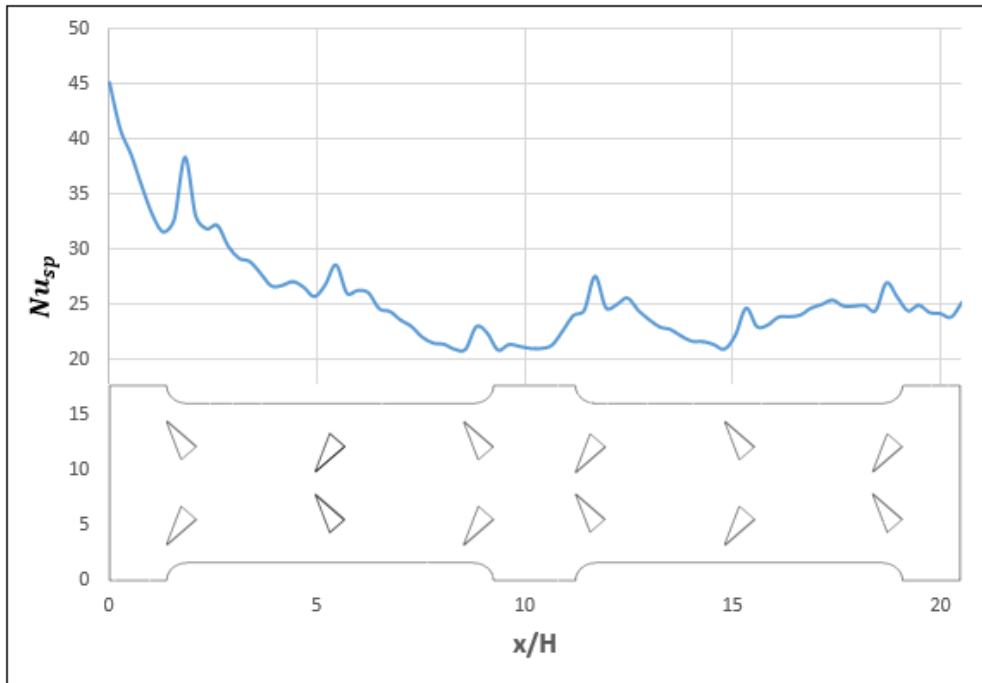


Figura 5.47: Número de Nusselt promedio de sección transversal Nu_{sp} a lo largo del intercambiador para la configuración de aletas con 3 pares de generadores de vórtices por tubo escalonados.

de Y. Esta forma ovalada del vórtice, sumado a los vórtices secundarios que se producen en la zona posterior a los tubos, permiten tener un flujo rotatorio en la mayor parte de la sección transversal considerada, lo cual favorece la mezcla del flujo, explicando de esta forma los buenos resultados que presenta este modelo en términos de aumento de la transferencia de calor.

Comportamiento térmico

En la figura 5.50 se presenta el contorno de temperatura en un plano X-Y para el fluido en la mitad del intercambiador ($z=0,001015[m]$). Como se observa en esta figura, los vórtices generados tienen una influencia central en el modelo, esto producto de la orientación de los generadores de vórtices. En la primera mitad del intercambiador, se puede observar un perfil heterogéneo de temperatura en la zona cercana a los tubos, pudiendo visualizar la presencia de la capa límite térmica producto de la alta temperatura de los tubos y el bajo nivel de mezcla que se produce en el flujo para la zona cercana a los tubos. En el perfil de temperatura es posible observar zonas de estancamiento, donde la temperatura es mayor que en las zonas adyacentes. Esta zonas de estancamiento tienen su explicación en los vectores de velocidad, que se pueden observar en la figura 5.48, donde tenemos vórtices de menor diámetro al comienzo del modelo, y a medida que el vórtice avanza a lo largo del intercambiador va aumentando su tamaño. Cuando los vórtices longitudinales crecen lo suficiente, hay un punto en que ambos vórtices se topan, produciendo en la zona central (donde se topan) vectores de velocidad que apuntan en la dirección de Z, con lo cual al no tener componente de velocidad

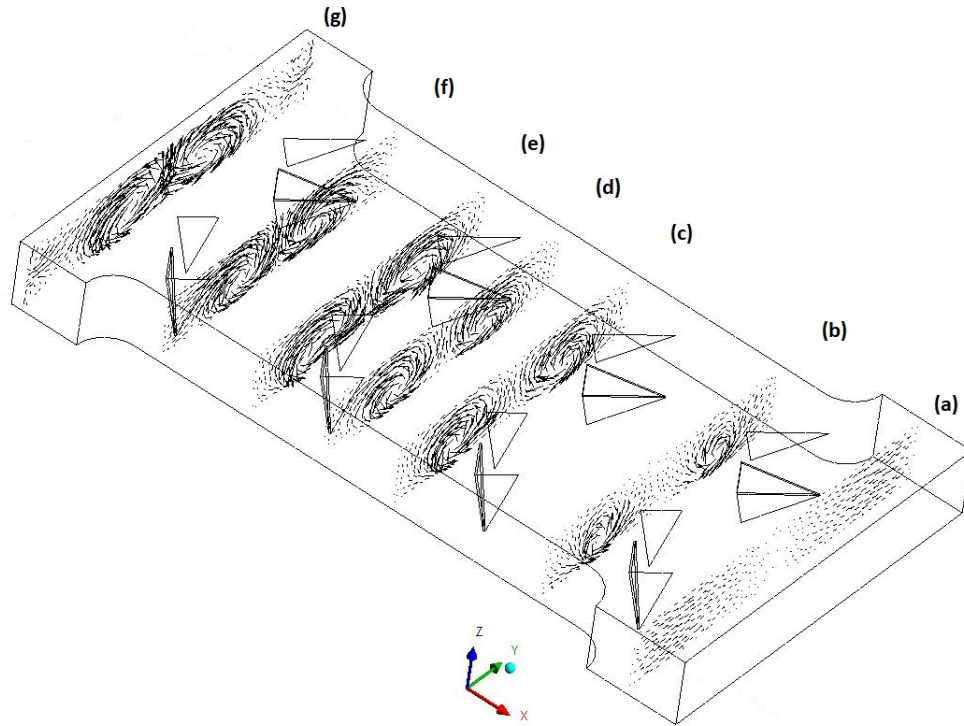


Figura 5.48: Vectores de velocidad tangenciales modelo de aleta con 4 pares de generadores de vórtices por tubo en distintos planos Y-Z $Re_H = 3625$. (a) $x/H=0,8$, (b) $x/H=2,5$, (c) $x/H=4,8$, (d) $x/h=5,9$, (e) $x/H=7$, (f) $x/H=8,4$, (g) $x/H=10,1$.

en Y, la mezcla del flujo en dirección transversal es bajo, presentando de esta forma el perfil de temperatura que se observa en la figura 5.50. En la figura 5.51 se presentan contornos de temperatura en distintos planos Y-Z. Como se observa en esta figura, hay una zona en la cual no se ve influencia de los vórtices longitudinales, la cual corresponde a la zona posterior a los generadores de vórtices, donde se aprecia la presencia de la capa límite térmica producto de la presencia de los tubos a alta temperatura. También es posible observar en los planos (f) y (g) de la figura, que en la zona central del plano se presenta una mayor temperatura respecto de las zonas ayacentes, lo cual se asocia a que en esta zona hay un movimiento del flujo en dirección de Z y no un movimiento transversal, lo cual produce que el flujo entre en contacto con las aletas a alta temperatura, y de esta forma se produce una mezcla del flujo en dirección vertical, generando el perfil de temperatura apreciado en los planos (f) y (g) de la figura. En la figura 5.52 se muestra el comportamiento del factor de Colburn j en función del número de Reynolds Re_H para la configuración de aletas con 4 pares de generadores de vórtices por tubo y se contrasta con el modelo de aletas planas. En esta figura se puede apreciar un aumento en el factor de Colburn, y por tanto de la transferencia de calor en todo el rango de Reynolds Re_H estudiado, presentando un aumento máximo de un 74,4% a un $Re_H = 1450$ y un aumento mínimo de un 44,8% a un $Re_H = 3625$.

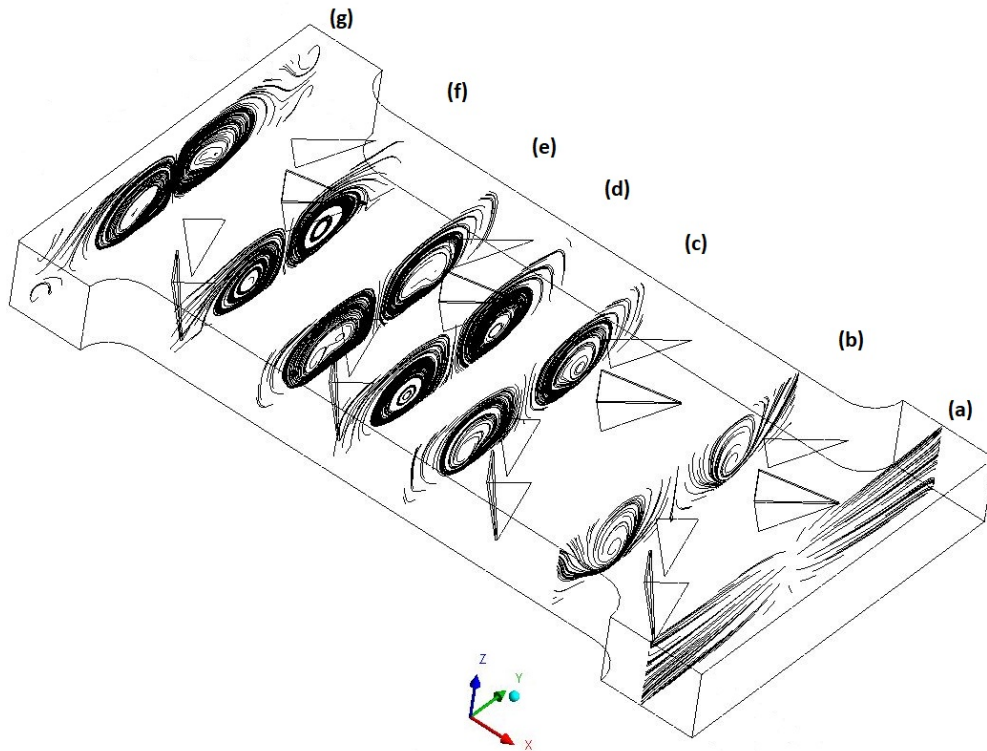


Figura 5.49: Streamlines de velocidad superficiales modelo de aleta con 4 pares de generadores de vórtices por tubo en distintos planos Y-Z $Re_H = 3625$. (a) $x/H=0,8$, (b) $x/H=2,5$, (c) $x/H=4,8$, (d) $x/h=5,9$, (e) $x/H=7$, (f) $x/H=8,4$, (g) $x/H=10,1$.

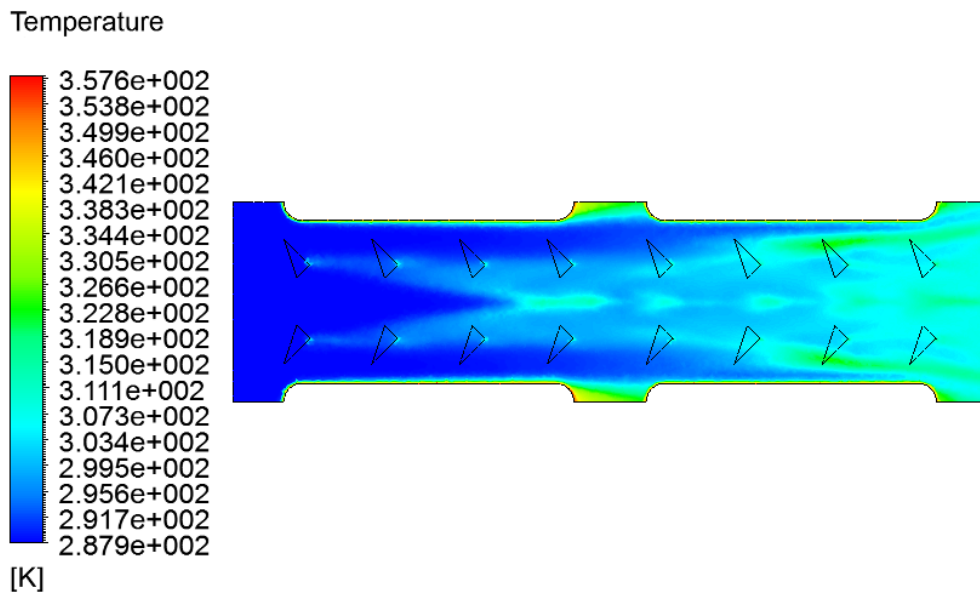


Figura 5.50: Contorno de temperatura en plano medio X-Y para modelo de aleta con 4 pares de generadores de vórtices por tubo $Re_H = 3625$.

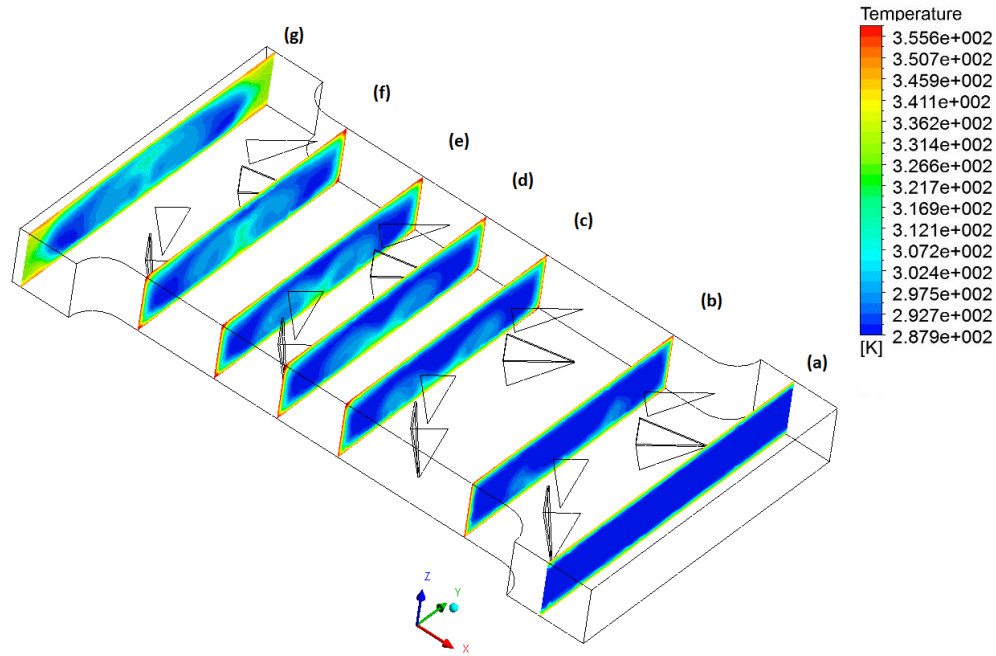


Figura 5.51: Contornos de temperatura en planos Y-Z para modelo de aleta con 4 pares de generadores de vórtices por tubo $Re_H = 3625$. (a) $x/H=0,8$, (b) $x/H=2,5$, (c) $x/H=4,8$, (d) $x/h=5,9$, (e) $x/H=7$, (f) $x/H=8,4$, (g) $x/H=10,1$.

En la figura 5.53 se muestra el comportamiento del factor de fricción f en función del número de Reynolds Re_H para la configuración de aletas con 4 pares de generadores de vórtices por tubo y se contrasta con el modelo de aletas planas. En esta figura se puede apreciar un aumento en el factor de fricción, y por tanto de la caída de presión, en todo el rango de Reynolds Re_H estudiado, presentando un aumento máximo de un 84,2% a un $Re_H = 3625$ y un aumento mínimo de un 71% a un $Re_H = 1450$. En la figura 5.54 se presenta el comportamiento del número de Nusselt promedio transversal Nu_{sp} en función de la distancia adimensional a la entrada del intercambiador. En esta figura se puede observar un comportamiento decreciente del número de Nusselt, comportamiento que se mantiene hasta la segunda fila de generadores de vórtices, donde después del peak generado debido al vórtice longitudinal, se presenta una tendencia constante, presentando pequeños incrementos debido a los peaks generados por la presencia de los generadores de vórtices. Se observa en la figura un aumento en el número de Nusselt a la salida del primer par de tubos, el cual se asocia a los vórtices secundarios que se producen en la zona posterior a los tubos, los cuales junto a los vórtices principales generados por los generadores de vórtices producen una sinergia, lo cual aumenta la mezcla de flujo en esta zona, y por tanto producen un aumento en el valor del número de Nusselt Nu_{sp} en esa zona. En la segunda mitad del intercambiador se observa una tendencia creciente para el número de Nusselt, donde se destaca la influencia de los generadores de vórtices, los cuales mantienen valores elevados para el número de Nusselt, lo cual contribuye a que el valor promedio en el intercambiador sea elevado.

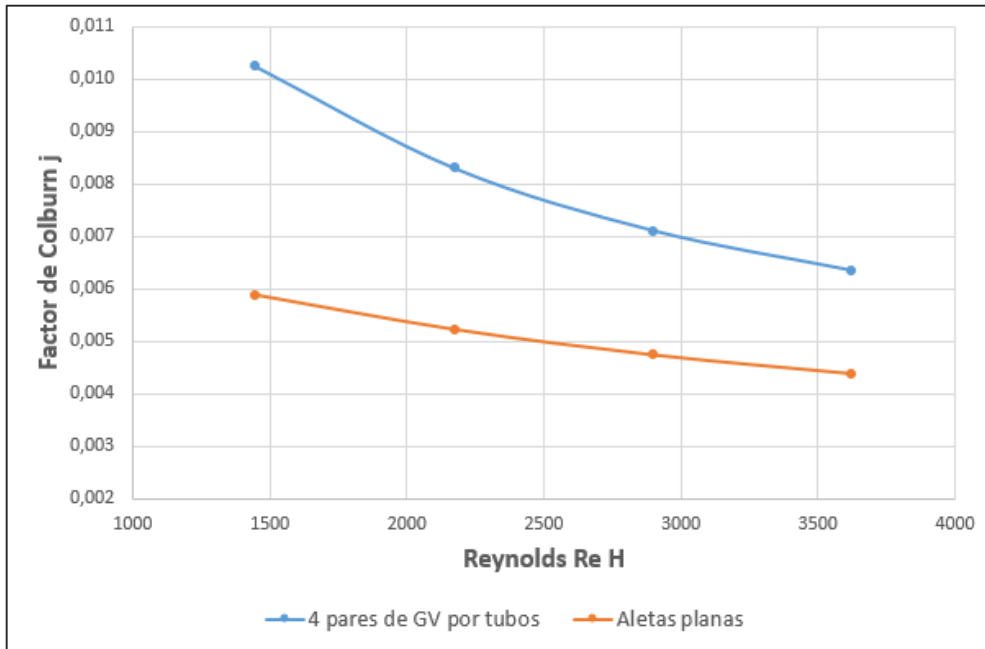


Figura 5.52: Factor de Colburn j en función de Re_H para configuración de aletas con 4 pares de generadores de vórtice por tubo y aletas planas.

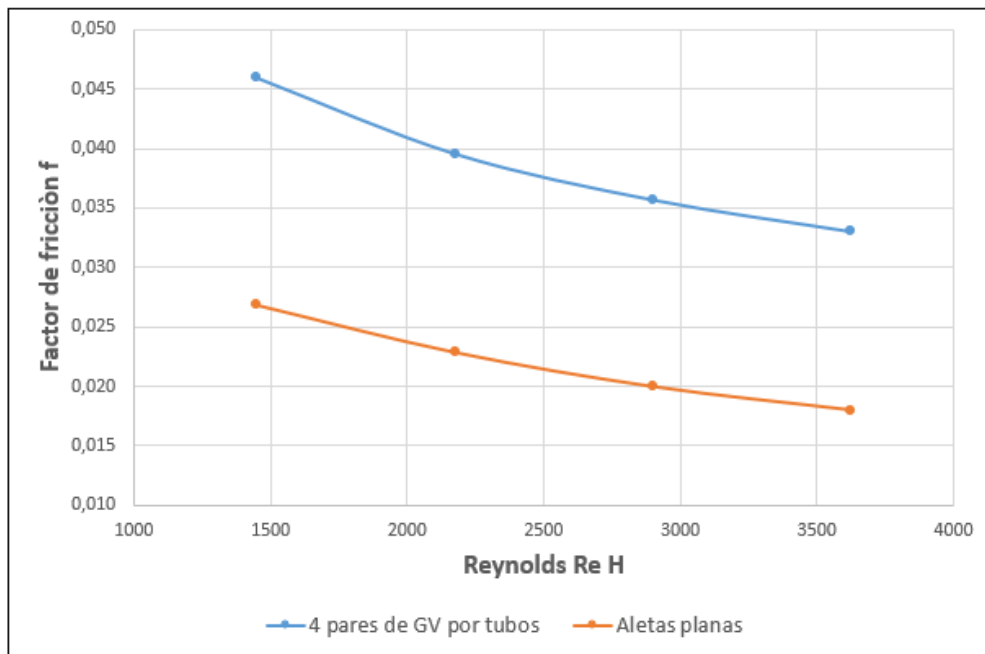


Figura 5.53: Factor de fricción f en función de Re_H para configuración de aletas con 4 pares de generadores de vórtices por tubo y aletas planas.

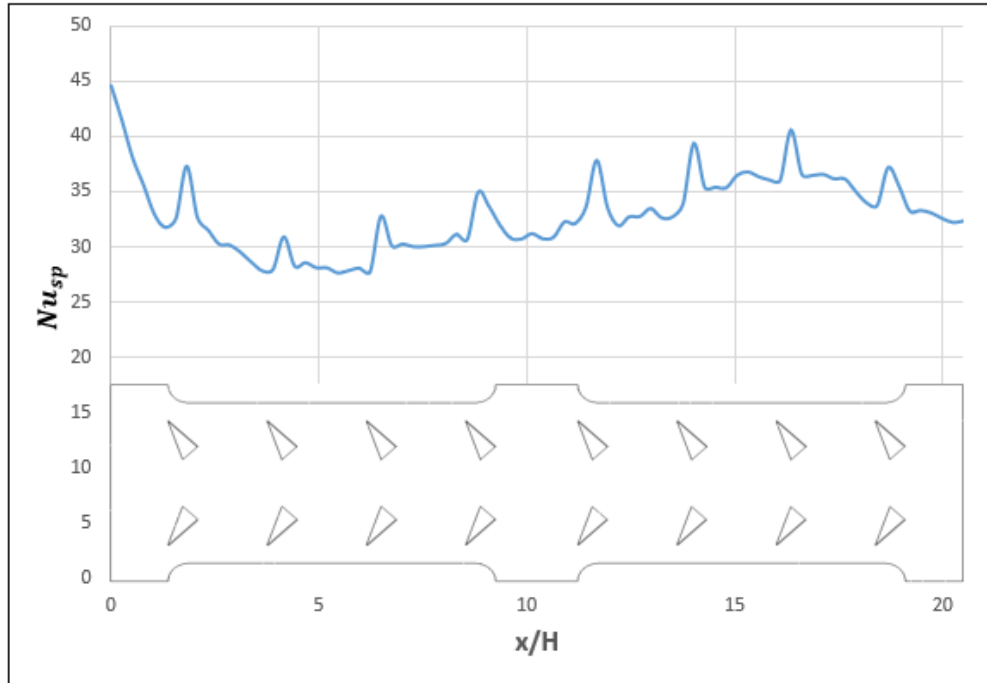


Figura 5.54: Número de Nusselt promedio de sección transversal Nu_{sp} a lo largo del intercambiador para la configuración de aletas con 4 pares de generadores de vórtices por tubo

5.10. Comparación configuraciones con generadores de vórtices en fila

Porcentaje de aumento factor de Colburn j

En la figura 5.55 se muestra el % de aumento para el factor de Colburn j respecto de la configuración de aletas planas, en función de la cantidad de filas de generadores de vórtices por tubo, para los distintos números de Reynolds Re_H estudiados. En esta figura se puede observar que el % de aumento del factor de Colburn j es decreciente con el aumento del número de Reynolds Re_H , lo cual se asocia a que a bajos valores de Reynolds se tiene una menor turbulencia en el flujo con lo cual el efecto producido por los generadores de vórtices es más notorio a bajas velocidades del flujo.

Porcentaje de aumento factor de fricción

En la figura 5.56 se presenta el % de aumento del factor de fricción para la configuración con generadores de vórtices en línea respecto de la configuración con aletas planas en función del número de filas de generadores de vórtices para distintos número de Reynolds Re_H . Acá se puede apreciar que el aumento del factor de fricción tiene una dependencia del número

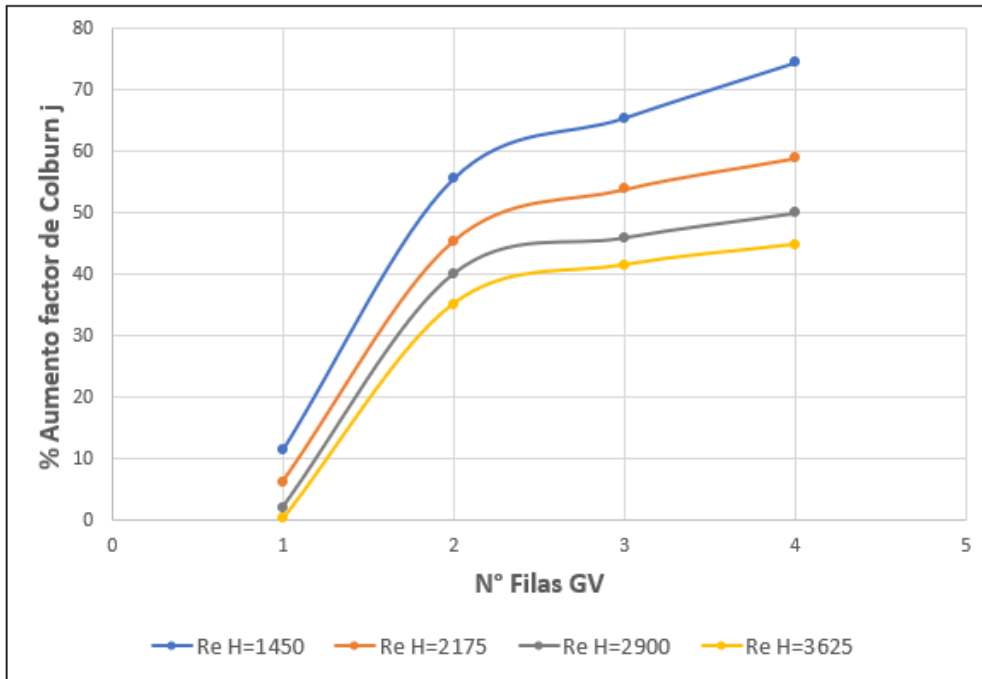


Figura 5.55: % de aumento del factor de Colburn j en función del número de filas de generadores de vórtices para distintos Reynolds Re_H .

de Reynolds Re_H , aumento que se hace notorio a medida que se incrementa la cantidad de generadores de vórtices por tubo. Este comportamiento se asocia a que el área de los generadores de vórtices es mucho menor que el área de tubos y que el área de aletas, por lo tanto el roce que sufre el flujo con la superficie se encuentra dominado por los tubos y las aletas, lo cual cambia a medida que se incrementa la cantidad de generadores de vórtices, donde la fricción que se produce con estos dispositivos toma un rol importante en el modelo. La influencia del número de Reynolds Re_H en el aumento del factor de fricción es más notorio para las configuraciones con 3 y 4 pares de generadores de vórtices. Este comportamiento se asocia a que, la configuración de aletas planas presenta una reducción en el factor de fricción al aumentar el número de Reynolds, ya que al aumentar el número de Reynolds se reduce el tamaño de la capa límite, y de esta forma se reduce la zona donde los efectos viscosos son apreciables, lo cual sucede en la configuración con generadores de vórtices, pero esta reducción del factor de fricción es menor al disminuir el Reynolds, lo cual se incrementa al aumentar la cantidad de generadores de vórtices, y da como resultado el comportamiento observado en la figura 5.56.

5.11. Comparación entre casos

En esta sección se presenta una comparación entre todas las configuraciones estudiadas, mostrando el comportamiento de los parámetros mostrados con anterioridad, como lo es el factor de Colburn y el factor de fricción. También se presentan cuatro parámetros de desempeño, los cuales nos permiten seleccionar la configuración que presente el mejor desempeño, según el criterio escogido.

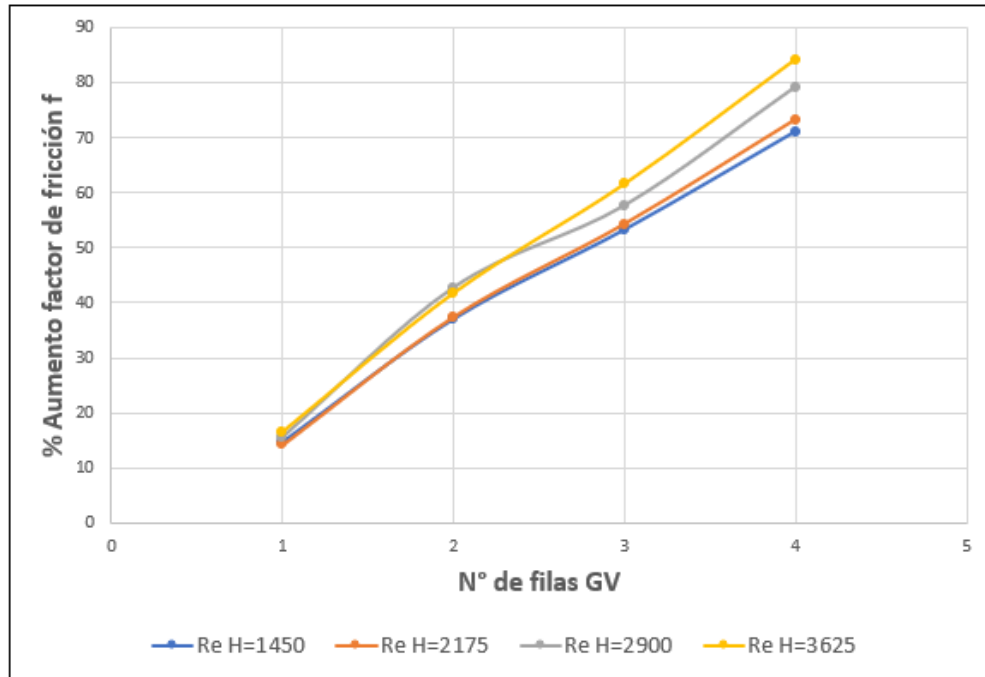


Figura 5.56: % de aumento del factor de fricción f en función del número de filas de generadores de vórtices para distintos Reynolds Re_H .

5.11.1. Factor de Colburn

En la figura 5.57 se presenta el comportamiento del factor de Colburn j en función del número de Reynolds Re_H . Como se aprecia en esta figura, la configuración que presenta el menor factor de Colburn j en todo el rango de Reynolds estudiado corresponde a la configuración de aletas planas, lo cual era lo esperado ya que en este modelo la mezcla de flujo es baja con respecto a las configuraciones de aletas modificadas, con lo cual se tiene una menor transferencia de calor como se observa en la figura 5.58, y por ende un menor factor de Colburn j .

Las configuraciones de aletas con generadores de vórtices presentan un aumento en el factor de Colburn j al aumentar la cantidad de generadores de vórtices (generadores de vórtices en la misma orientación), lo cual se asocia al aumento en la transferencia de calor que producen estos dispositivos, aumento que es proporcional a la cantidad de generadores de vórtices, como se aprecia en la figura 5.58.

La configuración de aletas con 3 pares de generadores de vórtices escalonados presenta un mejor desempeño que la configuración de aletas planas y que la configuración de aleta con 1 par de generadores de vórtices por tubo, sin embargo si se compara con la geometría que presenta igual cantidad de generadores de vórtices, que corresponde a las de 3 pares de generadores de vórtices dispuestos en línea, el desempeño es menor, lo cual se explica por el cambio de orientación de los generadores de vórtices, lo cual provoca una destrucción del vórtice generado en primera instancia, y por tanto, se reduce la intensidad de mezcla del flujo.

La configuración de aletas con persianas presenta un desempeño similar a la configuración de aletas con 2 pares de generadores de vórtices en línea para altos números de Reynolds,

siendo la configuración de aletas con persianas superada solamente por la configuración de aletas con 3 y 4 pares de generadores de vórtices en línea. Todos los datos obtenidos en las distintas simulaciones para la transferencia de calor Q y el factor de Colburn j , se pueden observar en la secciones de anexos C y D, respectivamente.

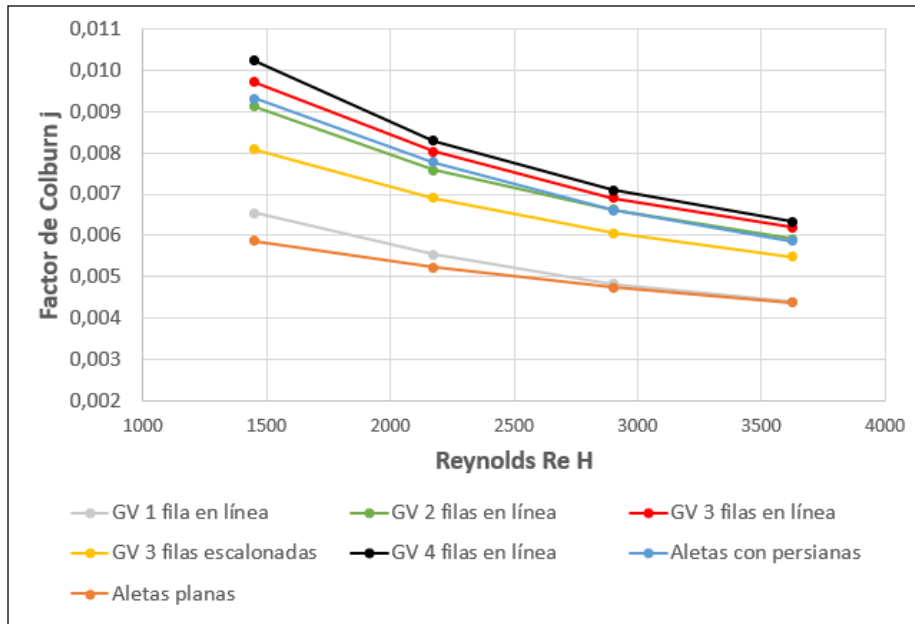


Figura 5.57: Factor de Colburn j en función de Re_H para las 7 configuraciones estudiadas.

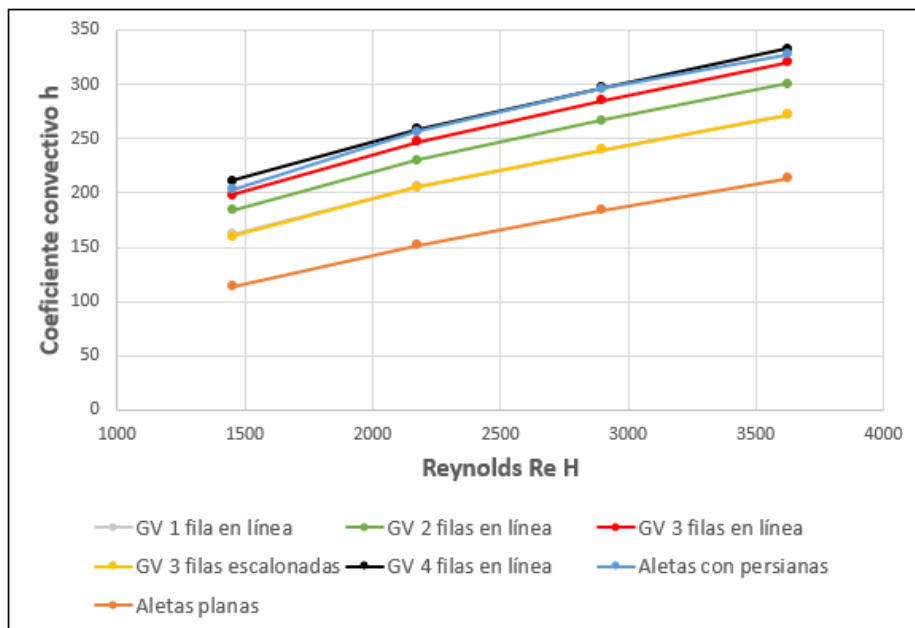


Figura 5.58: Coeficiente convectivo h en función de Re_H para las 7 configuraciones estudiadas.

5.11.2. Factor de fricción

En la figura 5.59 se muestra el comportamiento del factor de fricción f en función del número de Reynolds Re_H . Como se puede observar en esta figura, el factor de fricción para la configuración de aletas con persianas es el más alto en todo el rango de Reynolds estudiado, con un aumento máximo respecto de la configuración de aletas planas de un 290% a un $Re_H = 3625$. Estos valores tan elevados para el factor de fricción, los cuales se escapan de la tendencia seguida por los demás modelos, se asocia a la caída de presión que sufre el fluido en esta configuración, lo cual se puede apreciar en la figura 5.60. Esta caída de presión se asocia a la gran cantidad de obstáculos a los cuales se enfrenta el flujo en su paso por el intercambiador de aletas con persianas.

Para la configuración de aletas con generadores de vórtices, se observa un aumento del factor de fricción a medida que aumenta el número de generadores de vórtices en el modelo, lo cual es lo esperado a priori al ver los resultados obtenidos para el intercambiador con persianas. La configuración con 3 pares de generadores de vórtices escalonados presenta un menor factor de fricción respecto de la configuración en línea para bajos números de Reynolds, lo cual se explica en la menor caída de presión que presenta esta configuración a bajas velocidades. Para número de Reynolds Re_H mayores que 2900 presentan un comportamiento similar para el factor de fricción.

Todos los datos obtenidos en las distintas simulaciones para la caída de presión y el factor de fricción f , se pueden observar en la secciones de anexos C y D, respectivamente.

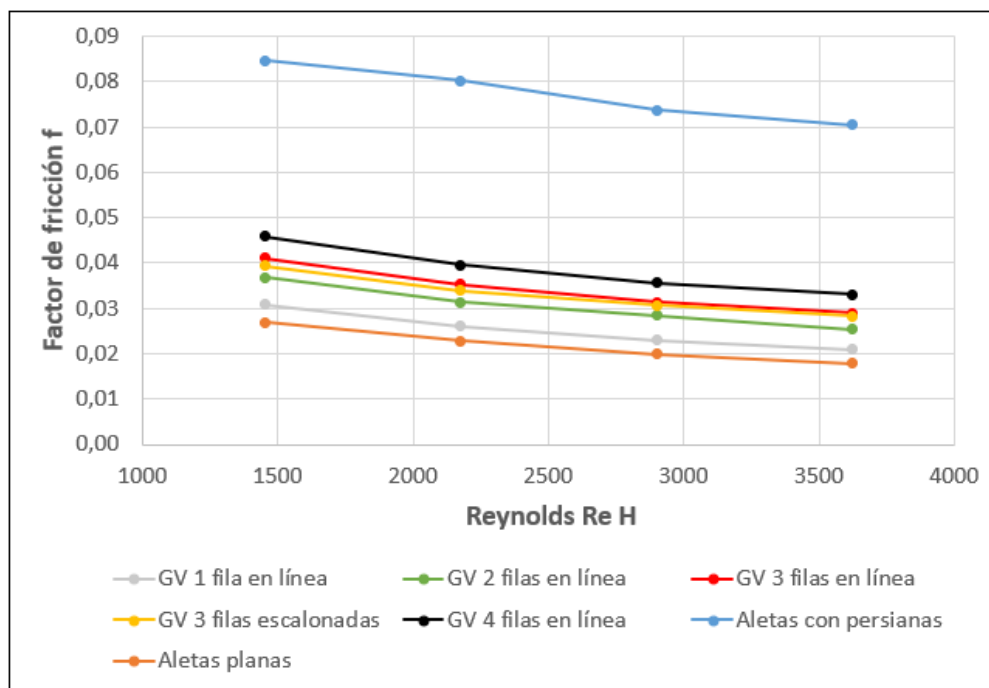


Figura 5.59: Factor de fricción f en función de Re_H para las 7 configuraciones estudiadas.

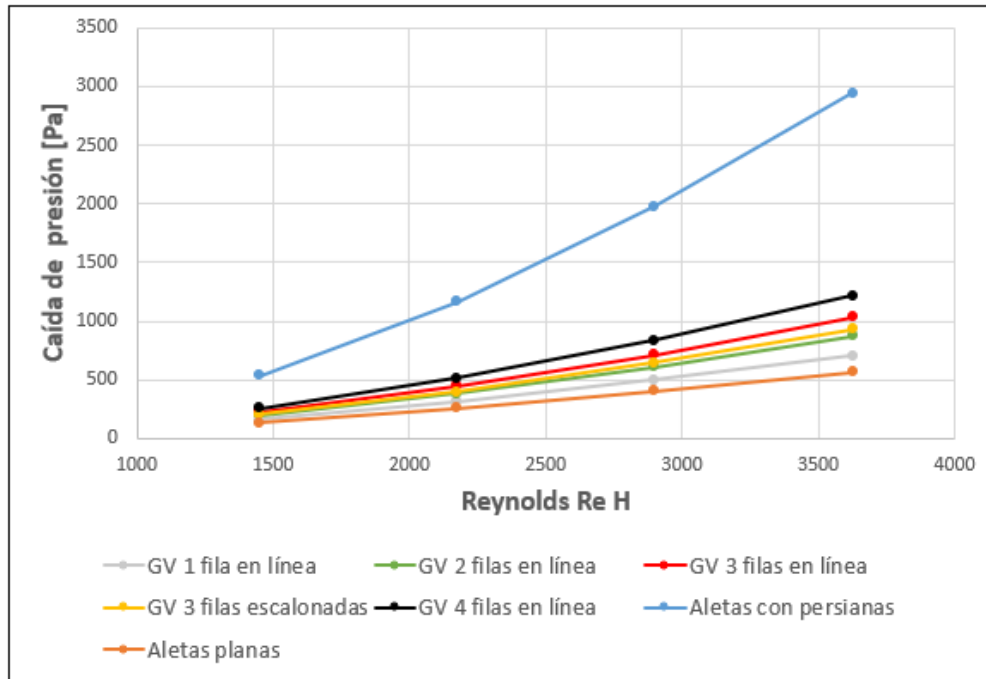


Figura 5.60: Caída de presión en función de Re_H para las 7 configuraciones estudiadas.

5.11.3. Evaluación de rendimiento en intercambiadores

En esta subsección se muestran los diferentes criterios utilizados para poder comparar los intercambiadores estudiados, indicando en cada caso cual es el criterio de comparación.

Uno de los factores más utilizados en la literatura para comparar intercambiadores, corresponde al factor de rendimiento de área (area goodness factor en inglés), que corresponde al cociente entre el factor de Colburn j y el factor de fricción f . Este factor indica que mientras más grande sea su valor para una determinada transferencia de calor y caída de presión, menor será el área frontal requerida, lo cual permite seleccionar el intercambiador más compacto. El gráfico para el factor de rendimiento de área en función del número de Reynolds Re_H se muestra en la figura 5.61, donde se aprecia que la configuración de aletas con 2 pares de generadores de vórtices en línea es la que presenta el mayor valor de j/f a valores de Reynolds Re_H menores que 2700 aproximadamente, valor a partir del cual la geometría de aletas planas es la que presenta mejor desempeño según este criterio.

En un estudio realizado por Hwang et al. [17] se utiliza un criterio de comparación basado en el factor de rendimiento de volumen (volume goodness factor en inglés), el cual hace un simil al factor de rendimiento de área estudiado anteriormente. Este factor indica que a mayor valor del mismo, menor es el volumen requerido para conseguir una determinada transferencia de calor y potencia de bombeo. El gráfico para el factor de rendimiento de volumen en función de Reynolds Re_H se muestra en la figura 5.62, donde se observa que la configuración que presenta peor desempeño bajo este criterio corresponde a la configuración de aletas con persianas, a partir de un $Re_H = 2175$, ya que antes de ese valor la configuración de aletas planas es la que presenta el peor desempeño de las 7 configuraciones estudiadas. Las configuraciones que siguen en rendimiento corresponden a las con generadores de vórtices, donde se observa un aumento en este factor a medida que se aumenta el número de generadores de vórtices,

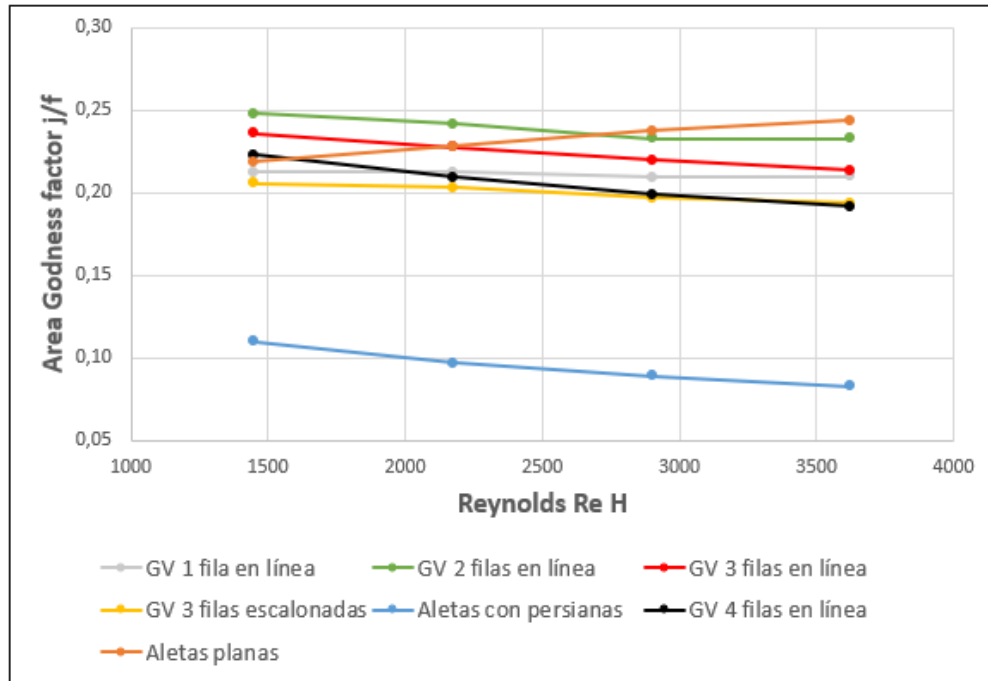


Figura 5.61: Factor de rendimiento de área en función de Re_H para las 7 configuraciones estudiadas.

excluyendo de esta tendencia a la configuración con generadores de vórtices escalonados, cuyo comportamiento se explica en la sección 5.8. Se puede observar de la figura 5.62, que para valores altos del número de Reynolds, no se aprecia mayor diferencia entre las configuraciones con generadores de vórtices en línea, presentando la configuración con 3 pares de generadores de vórtices en línea una leve superioridad respecto de las demás configuraciones.

En la literatura es posible encontrar otros criterios de comparación, como el recomendado por LaHaye et al. [18], donde se sugiere comparar mediante dos parámetros adimensionales el rendimiento de los distintos intercambiadores. Los dos parámetros adimensionales corresponden a el factor de rendimiento de transferencia de calor J y el factor de potencia de bombeo, cuyo cálculo se realiza según las ecuaciones 3.18 y 3.20. El factor de rendimiento de transferencia de calor J es proporcional a la transferencia de calor por unidad de volumen, mientras que el factor de potencia de bombeo F es proporcional a la potencia de bombeo por unidad de volumen, con lo cual la curva de la figura 5.63 representa un factor de rendimiento volumétrico. En esta figura se puede apreciar, que para una determinada potencia de bombeo por unidad de volumen, las configuraciones de aletas con 3 y 4 pares de generadores de vórtices en línea presentan la mayor transferencia de calor por unidad de volumen, seguidas por la configuración de aletas con 2 pares de generadores de vórtices en línea. La configuración que presenta la menor transferencia de calor por unidad de volumen para una potencia de bombeo dada corresponde a la de aletas planas, lo cual cambia a potencias de bombeo altas, ya que la configuración de aletas con 1 par de generadores de vórtices es la que presenta menor transferencia de calor por unidad de volumen a altas potencias de bombeo.

El último criterio escogido corresponde al VG-1 presentado por Webb [19], el cual mide la reducción de área posible respecto de la configuración de aletas planas, para un trabajo térmico y potencias dadas. En el gráfico 5.64 se presenta el cociente A/A_{plate} en función del número de Reynolds Re_H , donde A representa el área de transferencia de calor para la configuración

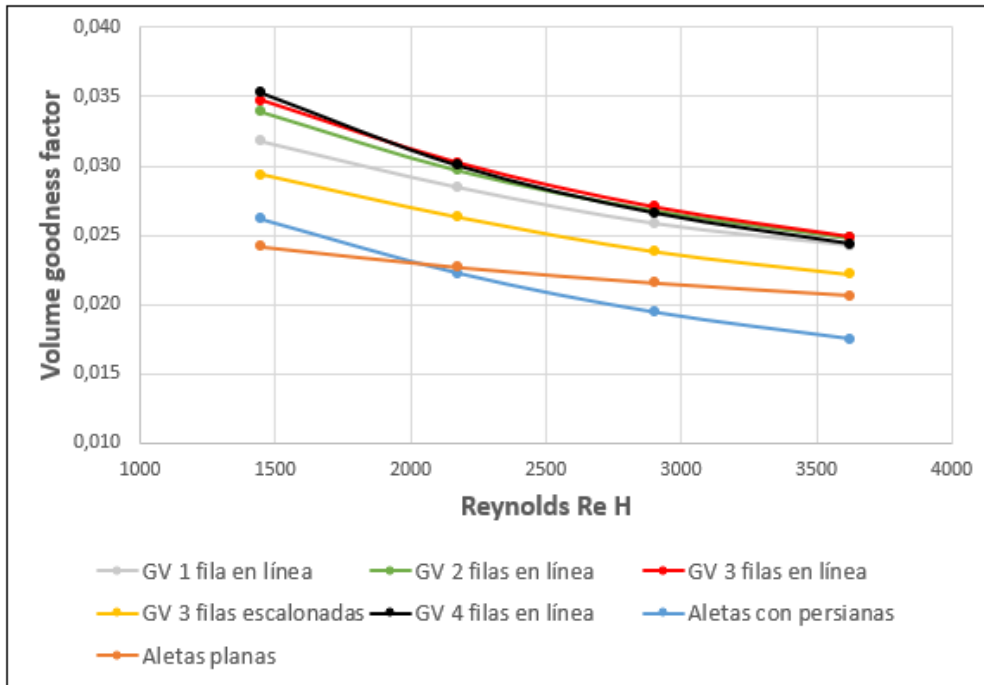


Figura 5.62: Factor de rendimiento de volumen en función de Re_H para las 7 configuraciones estudiadas.

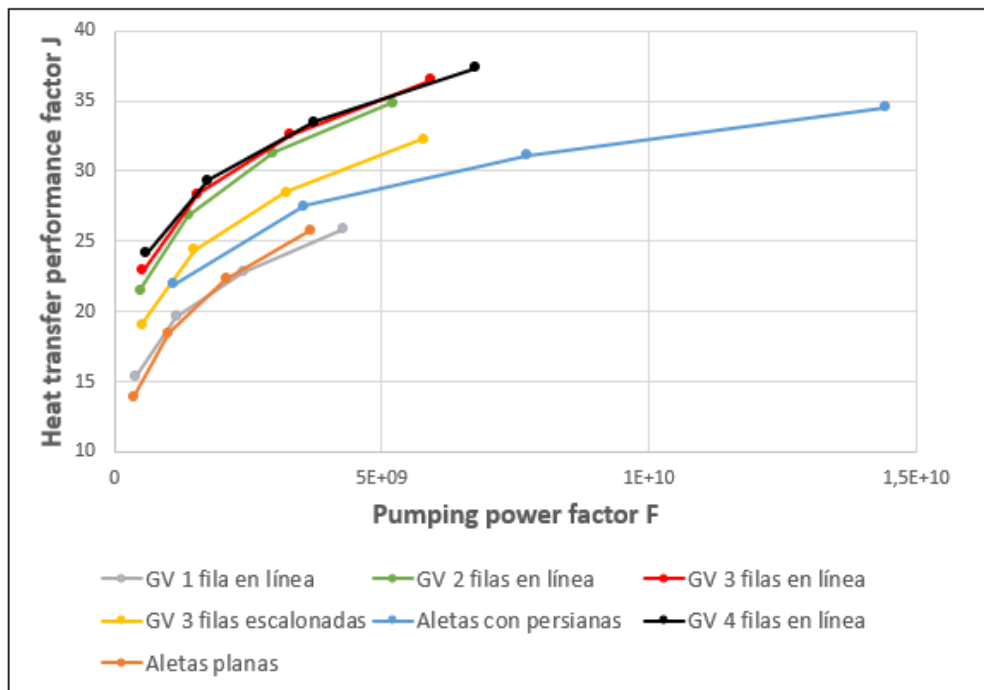


Figura 5.63: Factor de rendimiento de volumen para las 7 configuraciones estudiadas.

optimizada, y A_{plate} representa el área de transferencia de calor para la configuración de aletas planas. Los resultados muestran que las configuraciones con 2, 3 y 4 pares de generadores de vórtices en línea permiten reducciones de área mayores a un 20% en todo el rango de Reynolds Re_H estudiado. La reducción de área máxima se alcanza para las configuraciones con 3

y 4 pares de generadores de vórtices en línea, con una reducción de un 43 % a un $Re_H = 1450$. Las configuraciones de aletas con persianas y con 1 par de generadores de vórtices son las que peor desempeño presentan, obteniendo una reducción de área máxima de un 10 % a un $Re_H = 1450$, y para valores de Reynolds Re_H mayores a 2175 presentan un aumento de área, lo cual indica un peor desempeño que la configuración de aletas planas bajo este criterio.

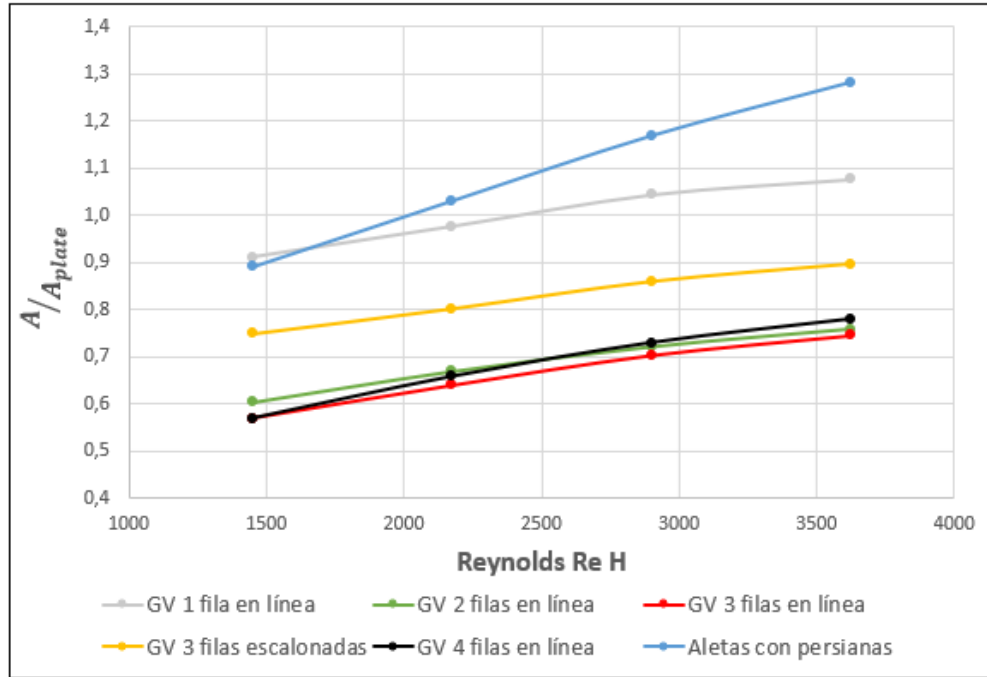


Figura 5.64: Factor de reducción de área para las 7 configuraciones estudiadas.

Capítulo 6

Conclusiones

El objetivo general de este trabajo consiste en evaluar la transferencia de calor de un flujo de aire utilizando un modelo computacional, para lo cual se consideran 7 configuraciones distintas, variando solamente la geometría de aletas: aletas planas, aletas con persianas, aletas con 1,2,3 y 4 pares de generadores de vórtices por tubo en línea y 3 pares de generadores de vórtices por tubo escalonados.

Aletas planas

En la configuración de aletas planas debido a que no hay elementos que favorezcan la mezcla del flujo, no es posible visualizar vórtices longitudinales, salvo el vórtice de esquina que se produce en la zona posterior a los tubos, sin embargo este tiene una baja intensidad. El contorno de temperatura obtenido para esta configuración denota la baja mezcla del flujo, con lo cual no se obtiene un perfil de temperatura homogéneo, lo que se asocia a una baja transferencia de calor.

Aletas con persianas

En este modelo se observa la presencia de vórtices longitudinales, los cuales son generados al colisionar el flujo con los bordes de ataque de las persianas. Estos vórtices producen una mayor mezcla del flujo respecto del caso base, y otorgan un perfil de temperatura más homogéneo. Debido a la gran cantidad de obstáculos a los cuales se enfrenta el flujo en su paso por el intercambiador, es que este modelo presenta un aumento en la caída de presión de casi un 300% respecto del caso con aletas planas para un $Re_H = 3625$.

Aletas con generadores de vórtices

Para las configuraciones de aletas con generadores de vórtices, se observa un aumento en la intensidad de los vórtices longitudinales generados al aumentar la cantidad de generadores

de vórtices por tubo para la configuración en línea. La configuración de aletas con 3 pares de generadores de vórtices por tubo escalonados no presenta este aumento en la intensidad de los vórtices respecto de la configuración con 2 pares de generadores de vórtices en línea, debido a la destrucción del vórtice que se produce por el cambio en la orientación de los generadores de vórtices.

La configuración que presentó mayor aumento en la transferencia de calor respecto del caso con aletas planas, corresponde a la configuración con 4 pares de generadores de vórtices por tubo en línea, con un aumento máximo para el factor de Colburn j de un 74,4 % a un $Re_H = 1450$. Para la caída de presión, la configuración que presenta mayor aumento respecto del caso de aletas planas corresponde a la configuración de aletas con 4 pares de generadores de vórtices por tubo en línea, presentando un aumento máximo para el factor de fricción de un 84,2 % a un $Re_H = 3625$.

Comparación entre casos

La configuración que presentó un mayor aumento en la transferencia de calor respecto del caso de aletas planas corresponde a la configuración de aletas con 4 pares de generadores de vórtices por tubo en línea, la cual presenta un aumento máximo para el factor de Colburn j de un 74,4 % a un $Re_H = 1450$. Para el aumento de la caída de presión, la configuración que evidencia el mayor aumento en el factor de fricción f corresponde a la de aletas con persianas, con un aumento máximo de un 290 % a un $Re_H = 3625$.

Las configuraciones estudiadas se comparan en base a 4 parámetros de desempeño, los cuales entregan la configuración que presenta mejores resultados, según requerimientos establecidos por cada criterio. El primer criterio corresponde al factor de rendimiento de área, el cual indica que para valores de Re_H menores que 2700 la configuración con 2 pares de generadores de vórtices por tubo en línea presenta el mejor desempeño, lo cual cambia para valores de Re_H mayores a 2700, donde la configuración de aletas planas presenta el mejor desempeño. El segundo criterio utilizado corresponde al factor de rendimiento de volumen, el cual muestra que la configuración con 3 pares de generadores de vórtices en línea presenta levemente un mejor desempeño que las configuraciones con 2 y 4 pares de generadores de vórtices por tubo en línea.

El tercer criterio dice que para una determinada potencia de bombeo por unidad de volumen, las configuraciones que mayor transferencia de calor por unidad de volumen presentan, corresponden a las configuraciones con 3 y 4 pares de generadores de vórtices por tubo en línea.

El último criterio estudiado corresponde al factor de reducción de área, el cual señala que la configuración con 3 pares de generadores de vórtices por tubo en línea presenta la mayor reducción de área de intercambio en todo el rango de Re_H estudiado, con una reducción máxima de un 43 % a un $Re_H = 1450$.

Finalmente se concluye que la configuración que presenta mejor desempeño en términos de aumento de la transferencia de calor corresponde a la de aletas con 4 pares de generadores de vórtices por tubo en línea. En base a los criterios de desempeño, no se puede indicar una configuración que presente el mejor desempeño por sobre las demás, pues esto dependerá de los requerimientos que se tengan para el intercambiador, y sobre la base de qué parámetros son más importantes a la hora de diseñar el intercambiador de calor.

Trabajo futuro

Se recomienda estudiar configuraciones con 3 y 4 pares de generadores de vórtices en línea, con perforaciones en los generadores de vórtices, de esta forma se favorece la mezcla del flujo en la zona cercana a los tubos. Otra manera de aumentar la mezcla del flujo en la zona cercana a los tubos es cambiar la orientación y la posición de los generadores de vórtices, de esta forma se redireccionan los vórtices longitudinales a la zona cercana a los tubos, consiguiendo un aumento en la mezcla del flujo en esa zona.

Bibliografía

- [1] LAWSON, M. J., & THOLE, K. A. (2008). Heat transfer augmentation along the tube wall of a louvered fin heat exchanger using practical delta winglets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51(9), 2346-2360.
- [2] INCROPERA, F. (2011). Introduction to heat transfer. 1st ed. Hoboken, N.J.: Wiley.
- [3] WANG, C. C. (2000). Recent progress on the air-side performance of fin-and-tube heat exchangers. *International Journal of Heat Exchangers*, 1(1), 49-76.
- [4] KAKAC, S., BERGLES, A., MAYINGER, F. AND YUNCU, H. (2010). Heat transfer enhancement of heat exchangers. 1st ed. Dordrecht: Springer Netherlands.
- [5] AHMED, H. E., MOHAMMED, H. A., & YUSOFF, M. Z. (2012). An overview on heat transfer augmentation using vortex generators and nanofluids: approaches and applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(8), 5951-5993.
- [6] HE, Y. L., CHU, P., TAO, W. Q., ZHANG, Y. W., & XIE, T. (2013). Analysis of heat transfer and pressure drop for fin-and-tube heat exchangers with rectangular winglet-type vortex generators. *Applied Thermal Engineering*, 61(2), 5951-5993.
- [7] JACOBI, A. M., & SHAH, R. K. (1995). Heat transfer surface enhancement through the use of longitudinal vortices: a review of recent progress. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 11(3), 295-309.
- [8] FIEBIG, M., VALENCIA, A., & MITRA, N. K. (1994). Local heat transfer and flow losses in fin-and-tube heat exchangers with vortex generators: a comparison of round and flat tubes. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 8(1), 35-45.
- [9] MITRA, N. K., & FIEBIG, M. (1994). Comparison of wing-type vortex generators for heat transfer enhancement in channel flows. *Journal of heat transfer*, 116(4), 880-885.
- [10] YAN, W. M., & SHEEN, P. J. (2000). Heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers. *International journal of heat and mass transfer*, 43(9), 1651-1659.
- [11] ACHAICHIA, A., & COWELL, T. A. (1988). Heat transfer and pressure drop characteristics of flat tube and louvered plate fin surfaces. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1(2), 147-157.

- [12] HUISSEUNE, H., T'JOEN, C., DE JAEGER, P., AMEEL, B., DE SCHAMPHELEIRE, S., & DE PAEPE, M. (2013). Performance enhancement of a louvered fin heat exchanger by using delta winglet vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *56(1)*, 475-487.
- [13] DÍAZ, D. (2015). Aumento de la transferencia de calor con generadores de vórtices longitudinales en intercambiadores 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.
- [14] KHOSHVAGHT-ALIABADI, M., ZANGOUEI, S., & HORMOZI, F. (2015). Performance of a plate-fin heat exchanger with vortex-generator channels: 3D-CFD simulation and experimental validation. *International Journal of Thermal Sciences*, *88*, 180-192.
- [15] GHOLAMI, A., WAHID, M. A., & MOHAMMED, H. A. (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*, 573-592.
- [16] ESMAEILZADEH, A., AMANIFARD, N., & DEYLAMI, H. M. (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*, 1414-1425.
- [17] HWANG, S. W., KIM, D. H., MIN, J. K., & JEONG, J. H. (2012). CFD analysis of fin tube heat exchanger with a pair of delta winglet vortex generators. *Journal of Mechanical Science and Technology*, *26(9)*, 2949-2958.
- [18] LAHAYE, P. G., NEUGEBAUER, F. J., & SAKHUJA, R. K. (1974). A generalized prediction of heat transfer surfaces. *Journal of Heat Transfer*, *96(4)*, 511-517.
- [19] WEBB, R. L. (1981). Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *24(4)*, 715-726.

Anexos

Anexos A

Contornos de velocidad para configuraciones estudiadas

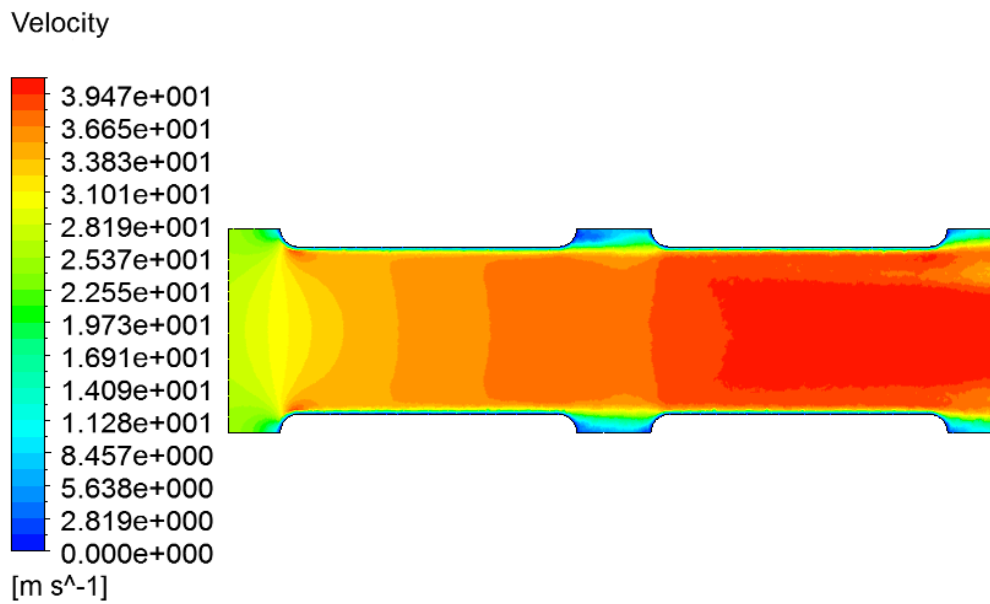


Figura A.1: Contorno de velocidad en plano X-Y para $Z=0,001015$ [m] configuración aletas planas $Re_H = 3625$.

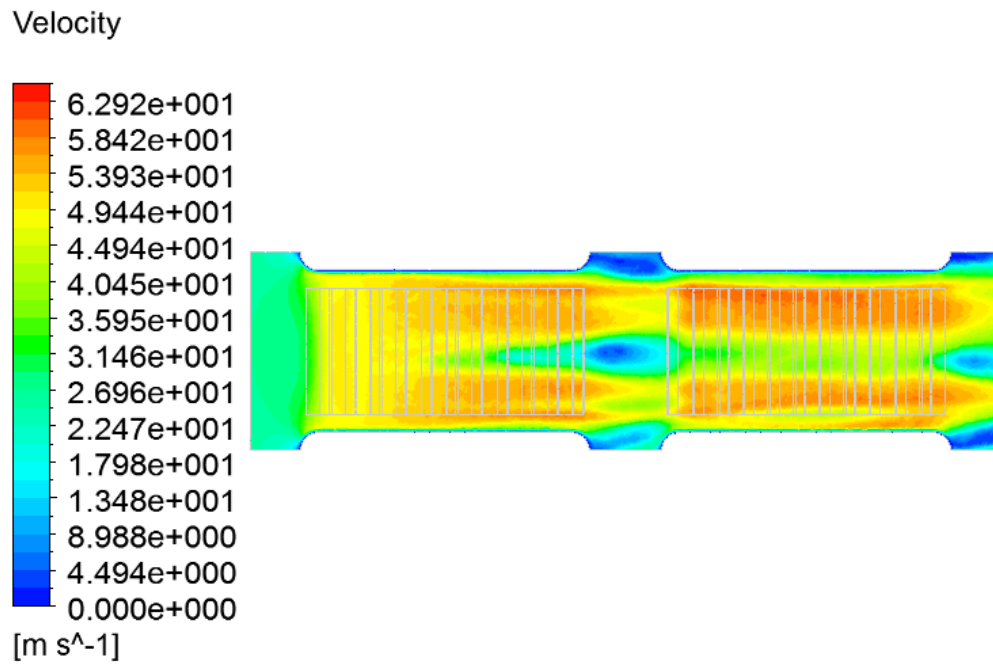


Figura A.2: Contorno de velocidad en plano X-Y para $Z=0,001015$ [m] configuración aletas con persianas $Re_H = 3625$.

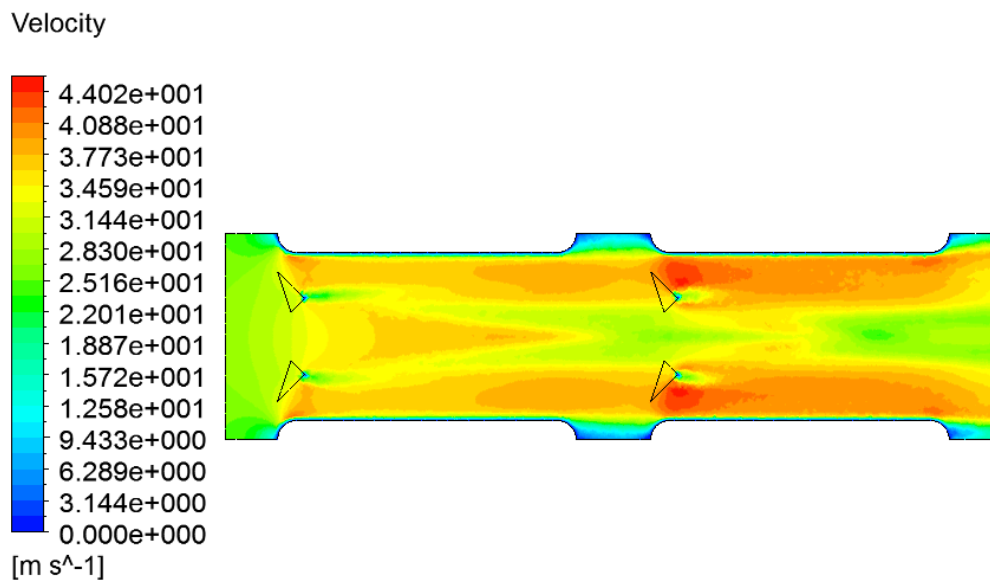


Figura A.3: Contorno de velocidad en plano X-Y para $Z=0,001015$ [m] configuración aletas con 1 par de GV por tubo $Re_H = 3625$.

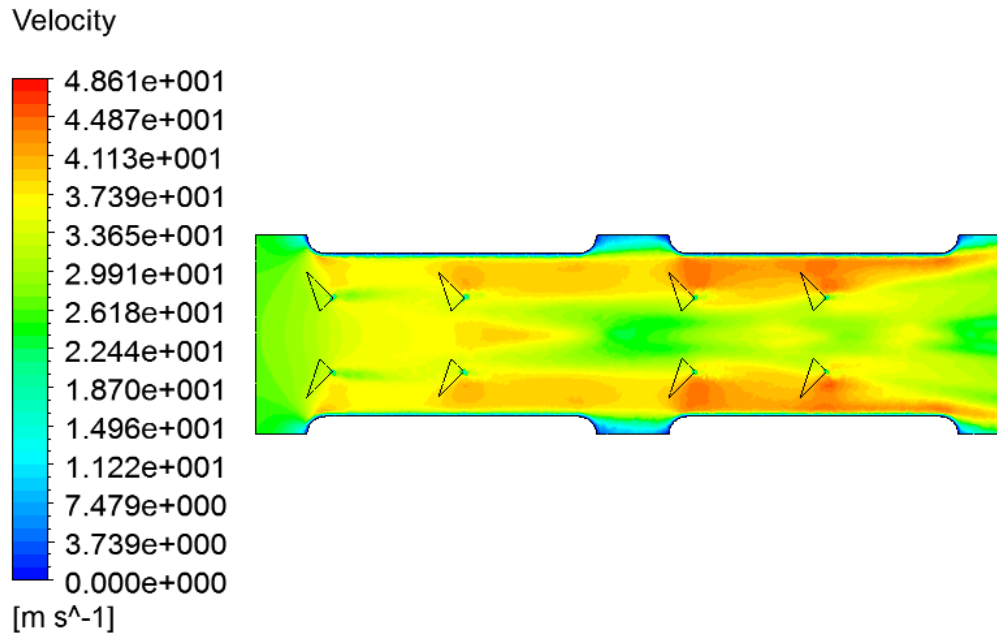


Figura A.4: Contorno de velocidad en plano X-Y para $Z=0,001015$ [m] configuración aletas con 2 pares de GV por tubo $Re_H = 3625$.

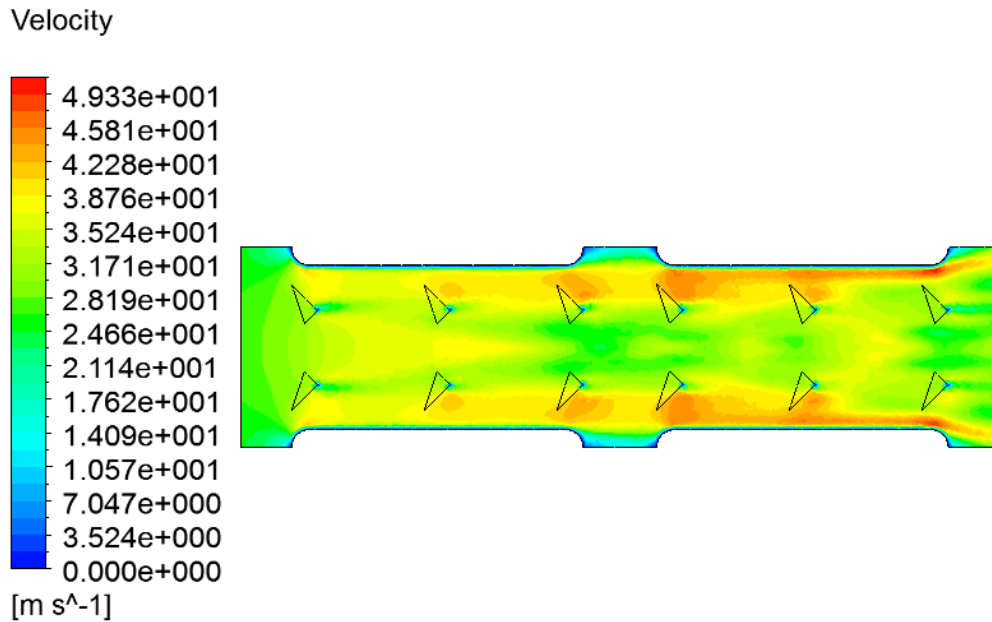


Figura A.5: Contorno de velocidad en plano X-Y para $Z=0,001015$ [m] configuración aletas con 3 par de GV por tubo en línea $Re_H = 3625$.

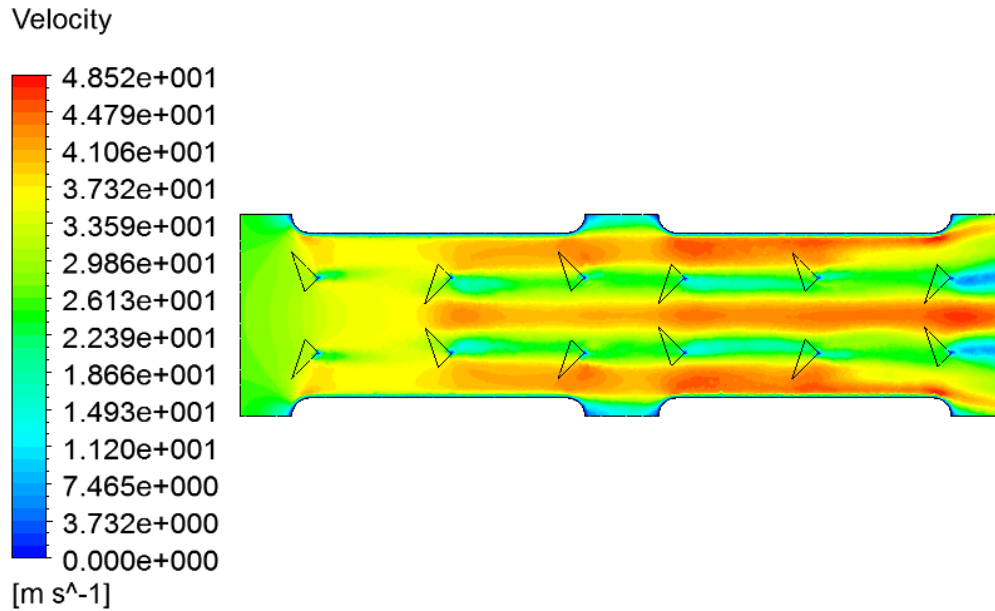


Figura A.6: Contorno de velocidad en plano X-Y para $Z=0,001015$ [m] configuración aletas con 3 pares de GV por tubo escalonados $Re_H = 3625$.

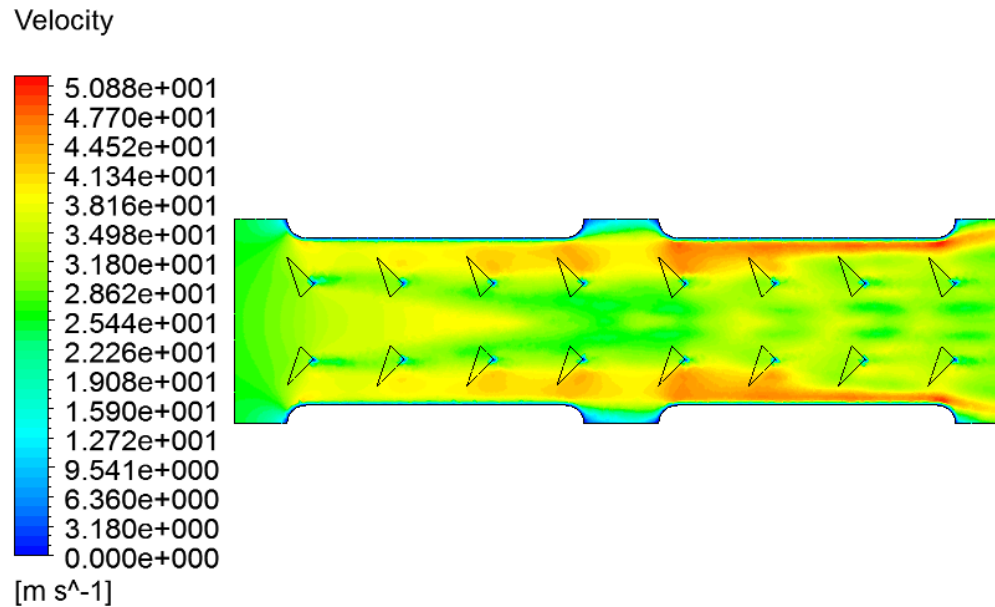


Figura A.7: Contorno de velocidad en plano X-Y para $Z=0,001015$ [m] configuración aletas con 4 pares de GV por tubo $Re_H = 3625$.

Anexos B

Contornos de presión para configuraciones estudiadas

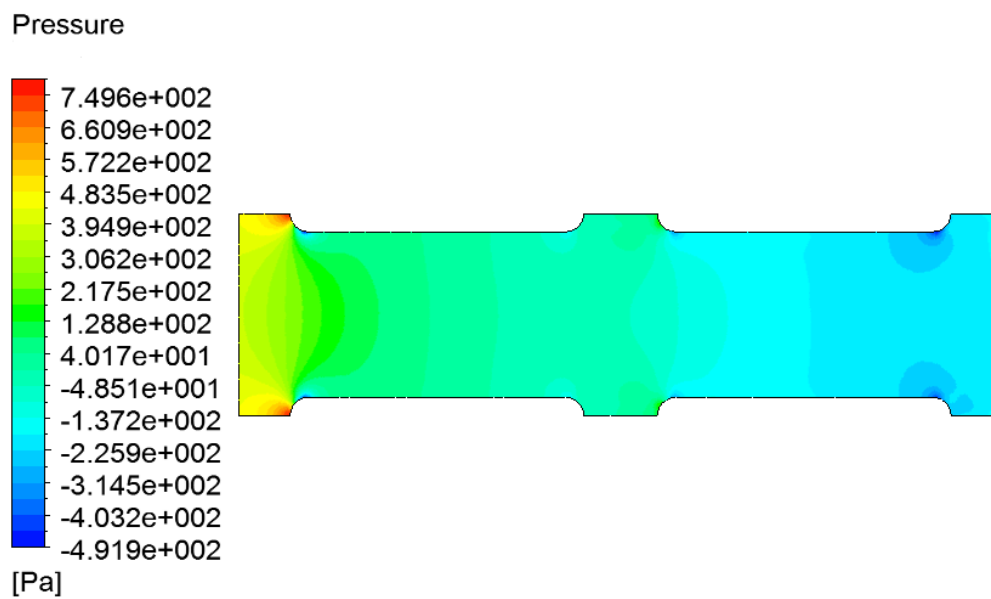


Figura B.1: Contorno de presión en plano X-Y para $Z=0,001015[m]$ configuración aletas planas $Re_H = 3625$.

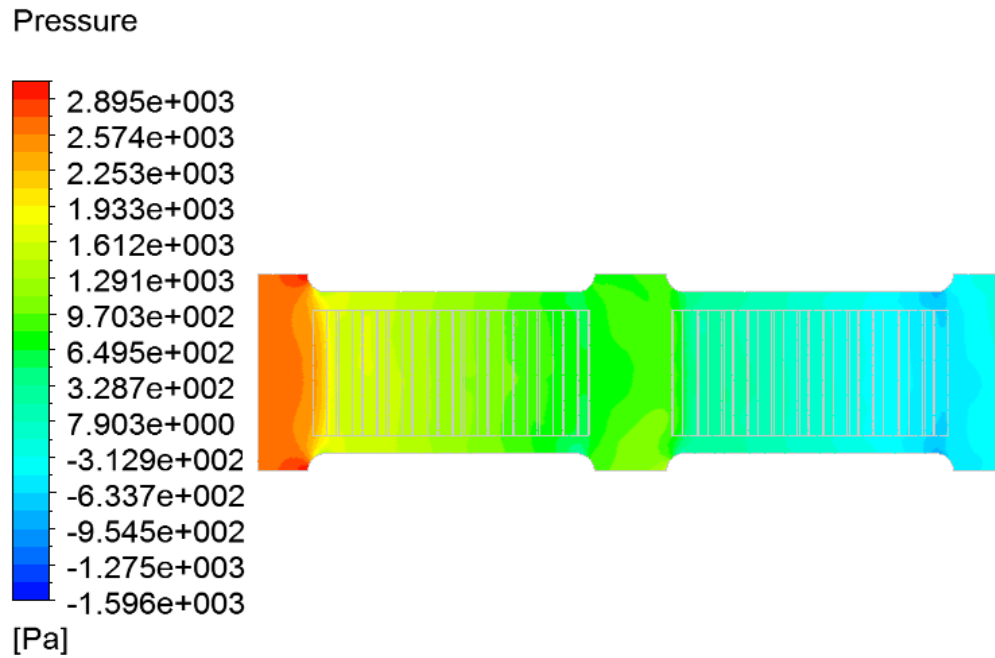


Figura B.2: Contorno de presión en plano X-Y para $Z=0,001015[m]$ configuración aletas con persianas $Re_H = 3625$.

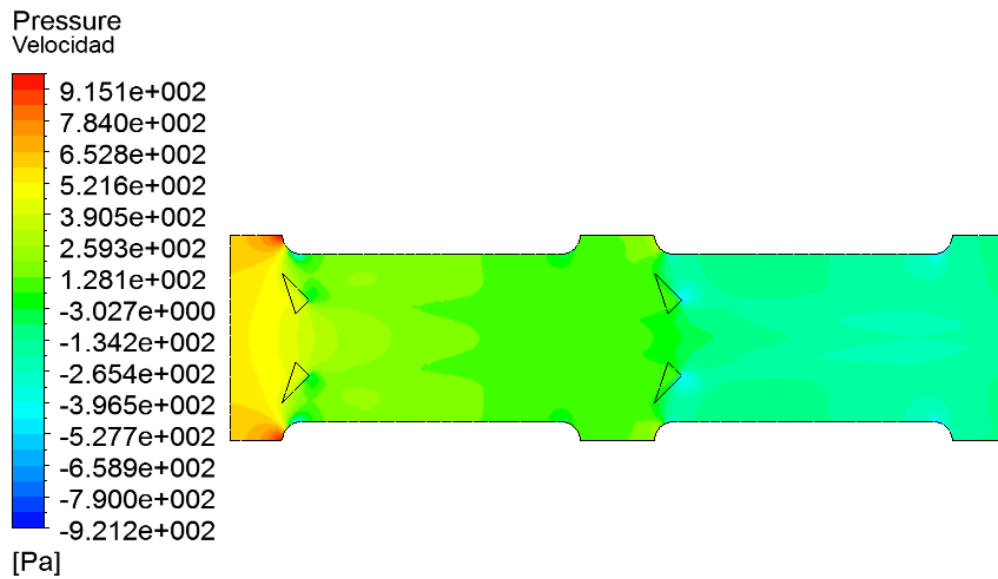


Figura B.3: Contorno de presión en plano X-Y para $Z=0,001015[m]$ configuración aletas con 1 par de GV por tubo $Re_H = 3625$.

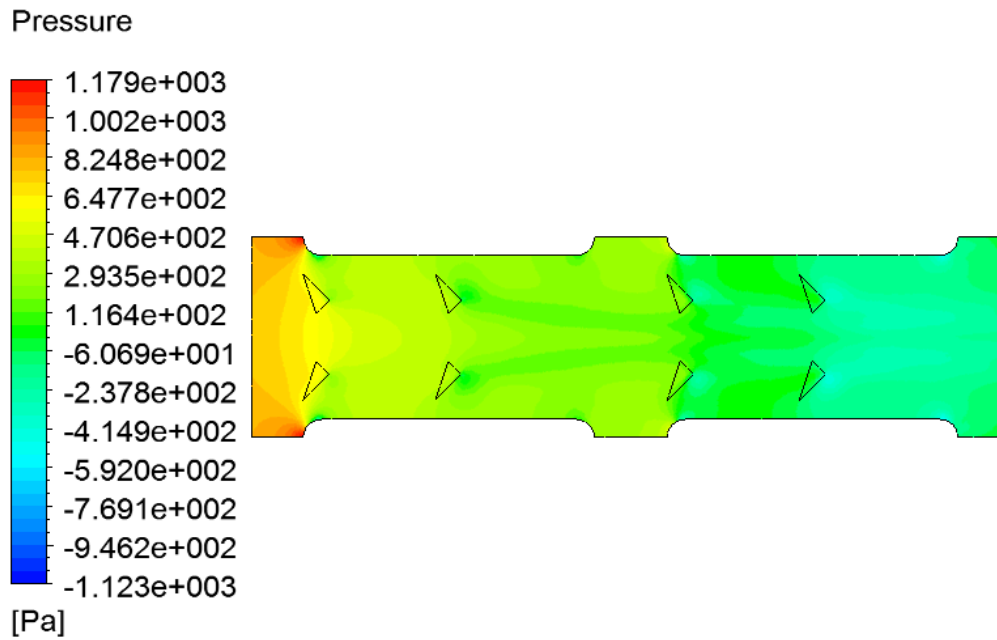


Figura B.4: Contorno de presión en plano X-Y para $Z=0,001015[m]$ configuración aletas con 2 pares de GV por tubo $Re_H = 3625$.

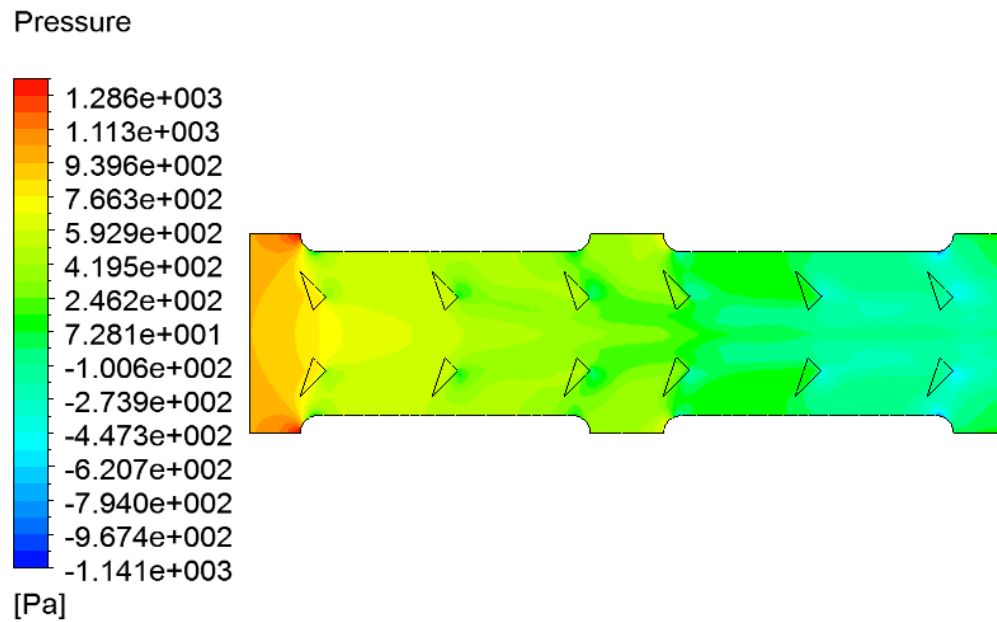


Figura B.5: Contorno de presión en plano X-Y para $Z=0,001015[m]$ configuración aletas con 3 par de GV por tubo en línea $Re_H = 3625$.

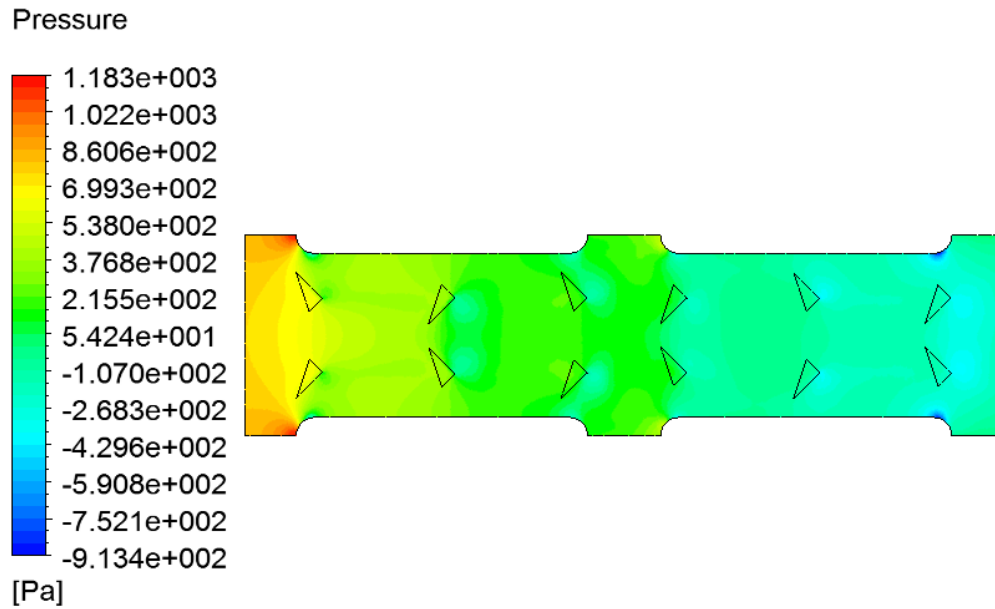


Figura B.6: Contorno de presión en plano X-Y para $Z=0,001015[m]$ configuración aletas con 3 pares de GV por tubo escalonados $Re_H = 3625$.

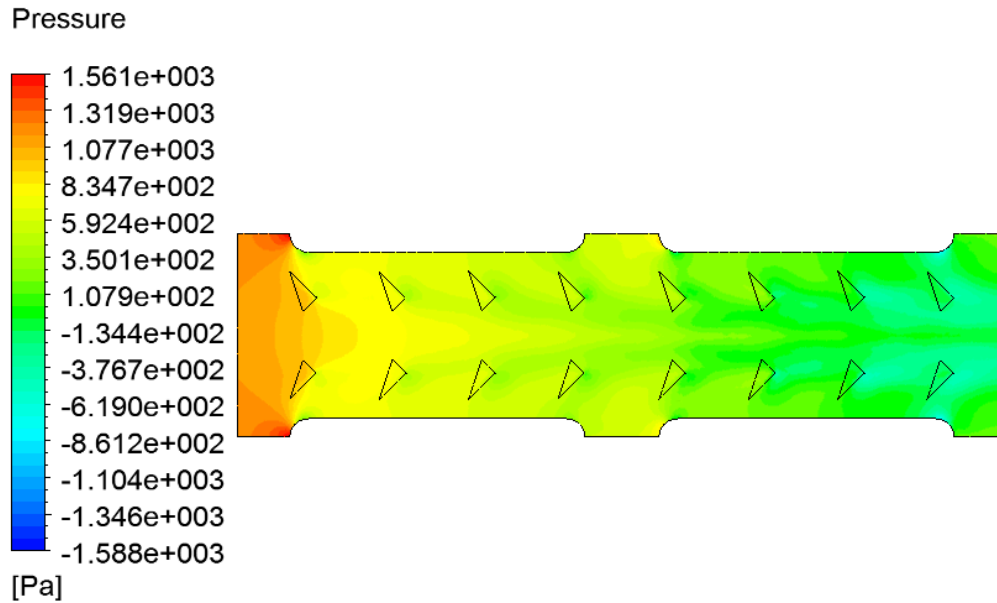


Figura B.7: Contorno de presión en plano X-Y para $Z=0,001015[m]$ configuración aletas con 4 pares de GV por tubo $Re_H = 3625$.

Anexos C

Valores transferencia de calor y caída de presión configuraciones estudiadas

Tabla C.1: Valores de transferencia de calor Q y caída de presión para configuraciones estudiadas.

	Reynolds Re_H	Q [W]	Caída de presión [Pa]
Aletas planas	1450	5,5	134,8
	2175	7,6	258,4
	2900	9,6	402,2
	3625	11,3	567,1
Aletas con persianas	1450	9	538,7
	2175	12,1	1163,8
	2900	14,6	1980,1
	3625	16,8	2946,8
1 par de GV en línea	1450	7,6	165,4
	2175	10,1	315,9
	2900	12,2	497,4
	3625	14,2	706,6
2 pares de GV en línea	1450	8,5	199,7
	2175	11,2	386,4
	2900	13,5	613,7
	3625	15,7	876,5

Tabla C.2: Valores de transferencia de calor Q y caída de presión para configuraciones estudiadas.

	Reynolds Re H	Q [W]	Caída de presión [Pa]
3 pares de GV escalonados	1450	7,6	204,9
	2175	10,3	400,3
	2900	12,5	643,9
	3625	14,5	929,7
3 pares de GV en línea	1450	9,1	228,8
	2175	12,1	445,7
	2900	14,5	711,8
	3625	16,7	1034
4 pares de GV en línea	1450	9,6	260,8
	2175	12,6	514,3
	2900	15	834,8
	3625	17,3	1215,2

Anexos D

Valores factor de Colburn y factor de fricción configuraciones estudiadas.

Tabla D.1: Valores de factor de Colburn y factor de fricción para configuraciones estudiadas.

	Reynolds Re H	Colburn j	Fricción f
Aletas planas	1450	0,005874	0,026865
	2175	0,005220	0,022845
	2900	0,004736	0,019940
	3625	0,004380	0,017949
Aletas con persianas	1450	0,009311	0,084676
	2175	0,007781	0,080256
	2900	0,006605	0,073808
	3625	0,005858	0,070537
1 par de GV en línea	1450	0,006544	0,030802
	2175	0,005544	0,026079
	2900	0,004833	0,023051
	3625	0,004391	0,020919
2 pares de GV en línea	1450	0,009134	0,036797
	2175	0,007591	0,031393
	2900	0,006635	0,028460
	3625	0,005920	0,025440

Tabla D.2: Valores de factor de Colburn y factor de fricción para configuraciones estudiadas.

	Reynolds Re H	Colburn j	Fricción f
3 pares de GV escalonados	1450	0,008094	0,030802
	2175	0,006906	0,026079
	2900	0,006049	0,023051
	3625	0,005481	0,020919
3 pares de GV en línea	1450	0,009716	0,036797
	2175	0,008031	0,031393
	2900	0,006914	0,028460
	3625	0,006197	0,025440
4 pares de GV en línea	1450	0,010243	0,045948
	2175	0,008296	0,039580
	2900	0,007103	0,035718
	3625	0,006342	0,033066