



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO CAMPUS GUANAJUATO

DIVISIÓN DE CIENCIAS NATURALES Y EXACTAS

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA

**DESEMPEÑO TERMOHIDRAULICO DE INTERCAMBIADORES DE
CALOR DE BAFLES HELICOIDALES BAJO DIFERENTES
CONDICIONES DE OPERACIÓN.**

TESIS

**QUE PARA OBTENER EL GRADO DE DOCTOR EN CIENCIAS EN INGENIERÍA
QUÍMICA**

PRESENTA

MCIQ. Mayra Viviana Velázquez Macario



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

Guanajuato, Gto.

Por medio de la presente, me responsabilizo de la autenticidad y originalidad del presente trabajo titulado:

DESEMPEÑO TERMOHIDRAULICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE BAFLES HELICOIDALES BAJO DIFERENTES CONDICIONES DE OPERACIÓN.

PRESENTA

MCIQ. Mayra Viviana Velázquez Macario

Director del Proyecto:

Dr. Agustín Ramón Uribe Ramírez

Codirector del Proyecto:

Dr. Martín Picón Núñez

Dr. Jorge Arturo Alfaro Ayala



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

MIEMBROS DEL COMITÉ TUTORIAL

Dr. Zeferino Gamiño Arroyo

Dr. Jesús Isaac Minchaca Mojica

Dr. Armando Gallegos Muñoz

Dr. Tzayam Pérez Segura

Dr. José de Jesús Ramírez Minguela

Dr. Carlos Enrique Alvarado

Que para obtener el título de

DOCTOR EN CIENCIAS EN INGENIERÍA QUÍMICA

PRESENTA

MCIQ. Mayra Viviana Velázquez Macario

CON EL TRABAJO TITULADO

**DESEMPEÑO TERMOHIDRAULICO DE INTERCAMBIADORES DE
CALOR DE BAFLES HELICOIDALES BAJO DIFERENTES
CONDICIONES DE OPERACIÓN.**

Guanajuato, Gto.



RESUMEN

En esta tesis se presenta un estudio del comportamiento térmico e hidráulico de Intercambiadores de calor de tubos y coraza con baffles helicoidales (ICBH) en diferentes ángulos de inclinación 25° , 30° , 35° , 40° y 50° respectivamente, utilizando el programa comercial de CFD (Dinámica Computacional de Fluidos) v.16.0 de ANSYS, Inc., que permite resolver las ecuaciones de conservación (energía, movimiento y turbulencia). Se utilizaron datos experimentales y de simulación numérica reportados en la literatura para la validación de los resultados de este trabajo.

El estudio se realizó para tres tipos de fluidos diferentes. El primer sistema fue para diésel (Aceite 1), el segundo fue con Agua y el tercer sistema fue aceite de motor (Aceite 2). La metodología de trabajo se basó en resultados experimentales reportados en la literatura para el coeficiente de transferencia de calor, las caídas de presión y factores de fricción del lado coraza en ICBH. La geometría se especificó con dimensiones estándar a diferentes regímenes hidrodinámicos. El material utilizado para el ICBH es de acero inoxidable.

Este trabajo se enfoca en el estudio térmico e hidráulico para cada uno de los casos. El primer caso se basa en la transferencia de calor convectivo local del lado de la coraza, por lo que los resultados de los datos numéricos se representan gráficamente mediante el Nusselt promedio de los tubos para cada uno de los ICBH con diferentes ángulos de inclinación con diversos números de Reynolds. Por otro lado, el estudio del comportamiento hidráulico se representa gráficamente con datos numéricos de la Caída de Presión a diferentes números de Reynolds para cada uno de los ángulos estudiados en esta tesis. De la misma forma se presenta gráficamente el factor de fricción para cada uno de estos casos.

En base a los resultados obtenidos, al final de este trabajo se hace la recomendación de la selección del ángulo helicoidal que maximiza la relación transferencia de calor-caída de presión en el lado coraza en intercambiadores de baffle helicoidal, ya que éste varía de manera inversa con respecto a la viscosidad del fluido de trabajo. La técnica de análisis numérica de CFD es una herramienta que permite determinar cómo varían los coeficientes de transferencia de calor y los factores de fricción como una función del número de Reynolds y del ángulo del helicoide.



AGRADECIMIENTOS

Para tu gloria, gracias Padre celestial, rey del universo, mi Dios poderoso, creador, dueño de mí vida por permitirme culminar este proceso, por darme la fortaleza para seguir y vivir, mostrándome tu gloria y presencia, con tu hijo Jesús en mí corazón,

Con todo mi corazón y las fuerzas de mi ser, "gracias amados míos. Arturo esposo mío por todo tu amor, apoyo y paciencia en este trayecto, porque juntos vamos navegando este barco, siendo el motor de nuestras vidas, Arturito y Arielito, a quienes dedico esta tesis y mi razón de vida.

Expreso con mucho cariño mi agradecimiento al Dr. Agustín Ramón Uribe Ramírez por su apoyo, compromiso y amistad todo este tiempo. Por darme dirección en este trabajo y con su ejemplo impulsar en mí, la constancia, tenacidad y motivación al éxito,

Gracias Dr. Martín Picón Núñez por su atención, paciencia, dedicación y dirección en esta tesis. Por trasmitirme su conocimiento y experiencia en el desarrollo de esta investigación.

Al Dr. Arturo Alfaro Ayala, muchas gracias por la paciencia de enseñarme y compartirme sus conocimientos que fueron base para el desarrollo de mi trabajo.

Agradezco a mi comité tutorial por las aportaciones a mí trabajo de investigación, de la misma forma agradezco a mis Maestros, Doctores y compañeros que en algún momento motivaron y/o contribuyeron en mí, para mi crecimiento en este ámbito.

Gracias a mí amada familia, papá Tutu y mamá Bella, por todo su amor incondicional, por estar siempre en todo momento a mi lado, dándome el valor de ser la mujer que hoy soy. Los amo. A mis queridas hermanas y sobrina; Naye, Mili y Febe por nuestra unión, por ser cómplices en todo lo que hacemos, por las risas y lágrimas que compartimos, por estar siempre conmigo cuando más las necesito. A los que ahora son parte de la familia, ya mis hermanos, Jesús y Onasis, " Porque juntos todos somos Velázquez Macario. Gracias a tía Elo Velázquez y tío Cesar Zavaleta por hacerse presentes en mi vida, llamándome siempre hija, los quiero". A mi otra familia: "Reyes Mora", muchas gracias, son parte de mí.

De una forma muy especial, quiero agradecer a mi hermana, amiga Eli Reyes y su familia, por brindarme su amor y confianza, pero, sobre todo, permitirme y hacerme sentir ser parte de ellos y gustosamente extenderme sus brazos, enseñándome lo valioso de la amistad y decirme que soy de la familia.

Gracias a quienes en todo este camino hicimos amistad, a quienes tuve el gusto de conocer y dejaron una huella en mí vida. A quienes en el momento indicado fueron instrumento divino y me ayudaron a sembrar.

Agradezco al conacyt por la beca otorgada, gracias a ella pude realizar mis estudios de Doctorado.

A todos Dios los bendiga.



Índice

RESUMEN.....	IV
ÍNDICE.....	VI
LISTA DE FIGURAS.....	X
LISTA DE TABLAS.....	XIV
NOMENCLATURA.....	XV
CAPITULO 1.....	1
INTRODUCCIÓN.....	2
1.1 Introducción	2
1.2 Objetivo	3
1.3 Objetivos específicos	3
1.4 Hipótesis	4
1.5 Desarrollo de la tesis	4
1.6 Justificación	5
CAPITULO 2.....	7
MARCO TEORICO Y ESTADO DEL ARTE.....	7
2.1 Introducción	8
2.2 Estudios realizados	10
2.3 Dinámica Computacional de Fluidos (CFD)	21
2.4 Ecuaciones de <i>Navier-Stokes</i>	21
a) Continuidad	22
b) Momento	22



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

c) Energía	23
2.5 Mecanismos de transferencia de calor	23
2.5.1 Transmisión de calor por conducción	23
2.5.2 Transmisión de calor por convección	24
2.5.2.1 Números adimensionales	24
2.5.2.2 Numero de Nusselt (Nu)	25
2.5.2.3 Número de Reynolds (Re)	26
2.5.2.4 Número de Prandlt	26
2.5.3 Trasmisión de calor por radiación	27
2.6 Modelos de Turbulencia	28
1) Modelos algebraicos o de cero ecuaciones	30
2) Modelos de dos ecuaciones	30
3) Modelos de orden superior	30
2.6.1 Modelo $k-\varepsilon$	31
2.6.2 Modelo de Esfuerzos de Reynolds (RSM)	33
2.6.3 Modelo DNS	33
2.6.4 Modelo LES	34
2.7 Métodos numéricos	34
2.7.1 Método de diferencias finitas	34
2.7.2 Método de elemento Finito (VOF)	35
2.7.3 Método de Volumen Finito (VOF)	36
CAPITULO 3.....	38
3.1 Introducción	39
3.2 Pasos para el diseño de un Intercambiador de calor de tubos y coraza con baffles helicoidales.	41
3.3 Generación de la Geometría	41
3.4 Mallado del Dominio Computacional	44



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

3.5	Propiedades de los Materiales y fluidos utilizados.	48
3.6	Formulas y Parámetros adimensionales	53
3.7	Ecuaciones de gobierno del dominio computacional y condiciones de frontera	54
3.8	Solución del problema	60
3.9	Visualización de resultados en el post-procesamiento y análisis de resultados.	60
3.9.1	Post-procesado	60
3.10	Análisis de sensibilidad de malla y modelo de validación	61
3.10.1	Sensibilidad de malla. Temperatura, Caída de presión y Velocidad para aceite 1, Re de 1,000 y $\alpha 30^\circ$.	61
3.10.2	Modelo de validación	62
CAPITULO 4 RESULTADOS		63
4.1	Introducción	64
4.2	Análisis de sensibilidad de malla	65
4.4	Validación experimental	67
4.4	Resultados del análisis numérico de ICBH lado coraza aceite 1	70
4.4.1	Análisis Térmico	70
4.4.1.1	Resultados del análisis numérico del ICBH, $\alpha 25^\circ$ aceite-1	70
4.4.1.2	Resultados del análisis numérico del ICBH, $\alpha 30^\circ$. Aceite-1	71
4.4.1.3	Resultados del análisis numérico del ICBH, $\alpha 35^\circ$. Aceite-1	72
4.4.1.4	Resultados del análisis numérico del ICBH, $\alpha 40^\circ$. Aceite-1	73
4.4.1.5	Resultados del análisis numérico del ICBH, $\alpha 50^\circ$. Aceite-1	74
4.5	Resultados del análisis numérico de ICBH lado coraza Aceite 1	78
4.5.1	Análisis hidráulico Aceite-Agua.	78
4.6	Resultados del análisis numérico de los ICBH lado coraza Agua.	83
4.6.1	Análisis térmico agua	83
465.1.1	Resultados del análisis numérico del ICBH, $\alpha 25^\circ$ Agua.	84



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

4.6.1.2	Resultados del análisis numérico del ICBH, $\alpha 30^\circ$ Agua.	84
4.6.2.1.3	Resultados del análisis numérico del ICBH, $\alpha 35^\circ$ Agua.	85
4.6.1.4	Resultados del análisis numérico del ICBH, $\alpha 40^\circ$ Agua	86
4.6.1.5	Resultados del análisis numérico del ICBH, $\alpha 50^\circ$ Agua	87
4.6.1.6	Resultados numéricos del promedio de los tubos de los ICBH caso agua con ángulo de inclinación de 25° , 30° , 35° , 40° y 50° para diferentes números de Reynolds.	88
4.7	Resultados del análisis numérico de los ICBH lado coraza agua.	91
4.7.1	Análisis hidráulico Agua	91
4.8	Resultados del análisis numérico de los ICBH lado coraza aceite 2, con ángulo de inclinación de 25° , 30° , 35° , 40° y 50° para diferentes números de Reynolds.	96
4.8.1	Análisis Térmico del aceite 2	97
4.8.2	Análisis hidráulico aceite 2.	101
4.9	Análisis del efecto de la inclinación de los baffles helicoidal en la velocidad de los fluidos aceite 1, agua y aceite 2.	102
CAPITULO 5 CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO		113
5.1	Conclusiones	114
5.2	Sugerencias y trabajo a futuro	116
		117
CAPITULO 6 BIBLIOGRAFIA		



LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1	Intercambiador de calor de baffles helicoidales	9
Figura 2.2	Características físicas de un ICBH	9
Figura 2.3.	Espacio discretizado para el Método de diferencias finitas (Hinkelmann, 2005)	35
Figura 2.4	Espacio discretizado para el método de elemento finito (Hinkelmann, 2005)	36
Figura 2.5	Volumen de control del Método de Volumen Finito (Hinkelmann, 2005).	37
Figura 3.1	Diagrama de bloques de la Metodología desarrollada para el estudio de ICBH mediante simulación numérica CFD.	40
Figura 3.2	Diseño del primer ICBH en Desing Model (DM).	42
Figura 3.3	Vista frontal del arreglo cuadrado de tubos de la geometría de un ICBH.	43
Figura 3.4	Diseño de un Intercambiador de calor de baffles helicoidales con arreglo cuadrado de 9 tubos dispuestos a lo largo del equipo en Mesh de Fluent.	44
Figura 3.5	Superficie definida de tubo 3 Wall tubo 3 y vista de malla de sus alrededores	46
Figura 3.6	Mallado de cada geometría a utilizar para las simulaciones a diferentes ángulos de inclinación a) 25°, b) 30, c) 35, d) 40° y e) 50° de ICBH.	47
Figura 3.7	Vista frontal del nombramiento en Mesh, para las entradas y salidas en el ICBH	48
Figura 3.8	Parámetros geométricos	50
Figura 3.9	Configuraciones geométricas de los baffles helicoidales dentro de los ICBH con inclinación de $\alpha 25^\circ$, $\alpha 30^\circ$, $\alpha 35^\circ$, $\alpha 40^\circ$, $\alpha 50^\circ$.	52
Figura 3.10	Condiciones de frontera en el intercambiador de calor de baffles helicoidales	57
Figura 3.11	Ejemplo de cómo son tomados los valores de temperatura a lo largo del tubo para realizar el cálculo de h convectivo.	58
Figura 4.1	Sensibilidad de malla para la temperatura en un ángulo para aceite 1 a Reynolds de 1000.	66



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

Figura 4.2	Sensibilidad de malla para la presión en un ángulo para aceite 1 a Reynolds de 1000.	66
Figura 4.3	Sensibilidad de malla para la velocidad en un ángulo para aceite 1 a Reynolds de 1000.	67
Figura 4.5	Comparación del promedio de Nusselt para todos los tubos en ICBH con baffles de inclinación $\alpha=30^\circ$ caso de validación y Lei (2008).	69
Figura 4.6	Nusselt promedio en el ICBH con inclinación de $\alpha=30^\circ$ reportado por Lei (2008) y caso de validación a diferentes Reynolds.	70
Figura 4.7	Factor de fricción en intercambiadores de calor con baffles de inclinación $\alpha=30^\circ$ de GangLei (2008), caso de validación y experimental L.Wang (2001) a diferentes Re.	70
Figura 4.8	Comportamiento de Nusselt en los 9 tubos lado coraza de los ICBH con $\alpha= 30^\circ$ a Re 145-722 para aceite 1.	71
Figura 4.9	Comportamiento de Nusselt en los 9 tubos lado coraza de los ICBH con $\alpha= 30^\circ$ a Re 198-1054 para aceite 1.	72
Figura 4.10	Comportamiento de Nusselt en los 9 tubos lado coraza de los ICBH con $\alpha= 35^\circ$ a Re 166-1043 para aceite 1.	73
Figura 4.11	Promedio del número de Nusselt de los 9 tubos lado coraza a Reynolds 175-950 en un ICBH con $\alpha= 40^\circ$ caso aceite 1.	73
Figura 4.12	Promedio del número de Nusselt de los 9 tubos lado coraza a Reynolds 240-1000 en un ICBH con $\alpha= 50^\circ$, caso aceite 1.	74
Figura 4.13	Promedio del número de Nusselt de los 9 tubos lado coraza por número de Reynolds para los α de 25° , 30° , 35° , 40° y 50° , caso aceite 1.	75
Figura 4.14	Contornos de temperatura de ángulos de inclinación de a) 25° , b) 30° , c) 35° , d) 40° y e) 50° en Re de 145 a 240 para aceite 1 por el lado de la coraza.	76
Figura 4.15	Contornos de temperatura de ángulos de inclinación de a) 25° , b) 30° , c) 35° , d) 40° , e) 50° en Re= 1050 para el aceite 1.	77
Figura 4.16	Caída de presión Vs Reynolds para geometrías de ICBH con $\alpha=20^\circ, 25^\circ, 30^\circ, 35^\circ, 40^\circ$, casos Aceite 1 a diferentes Reynolds 145-1054.	79



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

Figura 4.17	Contornos de presión de ángulos de inclinación de a)25°, b)30° c) 35, d) 40°, e) 50° en Re= 145-240 para el aceite 1.	83
Figura 4.18	Contornos de presión para de Ángulos de inclinación de a) 25°, b) 30°, 35°, c) 40°d) 50° en Re 722-1050, para el aceite 1.	81
Figura 4.19	Comportamiento del factor de fricción, f, lado coraza para intercambiadores de calor con baffles de inclinación con ángulos de 25°,30°,35°,40° y 50° a diferentes Re, para aceite 1.	83
Figura 4.20	Comportamiento de Nusselt en los 9 tubos lado coraza de los ICBH con $\alpha= 25^\circ$ a Re 92-363 para agua.	84
Figura 4.21	Comportamiento de Nusselt en los 9 tubos lado coraza de los ICBH con $\alpha 30^\circ$ a Re 88-420, para agua.	85
Figura 4.22	Comportamiento de Nusselt en los 9 tubos lado coraza de los ICBH con $\alpha 35^\circ$ a Re 88-480 para agua.	86
Figura 4.23	Comportamiento de Nusselt en los 9 tubos lado coraza de los ICBH con $\alpha= 40^\circ$ a Re para agua.	87
Figura 4.24	Comportamiento de Nusselt en los 9 tubos lado coraza de los ICBH con $\alpha= 40^\circ$ a Re 92-421 para agua.	88
Figura 4.25	Comportamiento del promedio Nusselt para Re entre 92 y 495 de los ICBH con $\alpha 25^\circ, 30^\circ, 35^\circ, 40^\circ$ y 50° para agua.	89
Figura 4.26	Contornos de temperatura a lo largo del equipo en un ICBH con diferentes ángulos a) 25°, b) 30°, c) 35°, d) 40° y e) 50° para agua en Re 92-102.	90
Figura 4.27	Contornos de temperatura a lo largo del equipo en un ICBH con a) 25°, b) 30°, c)35°, d) 40° y e) 50° en Re 360-495 para agua.	91
Figura 4.28	Caída de presión Vs Reynolds para geometrías de ICBH con ángulos de 25°, 30°,35° 40° y 50°, casos Agua a Reynolds de 92-495.	92
Figura 4.29	Contornos de Presión a lo largo del equipo en un ICBH con a) 25°. b) 30°, c) 35°, d) 40°, e) 50° para agua en Re 92-102.	94



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

Figura 4.30	Contornos de Presión a lo largo del equipo en un ICBH con a) 25°, b) 30°, c) 35°, d) 40°, e) 50° para agua en Re 362-495.	95
Figura 4.31	Factor de fricción a Reynolds altos 650 a 3650 para geometrías de ICBH con α 25°, 35°, y 50°, casos agua por el lado coraza.	96
Figura 4.32	Comportamiento del promedio Nusselt de los ICBH con α 25°, 30°, 35°, 40° y 50° a Reynolds 147-1500 para casos aceite 2.	97
Figura 4.33	Contornos de temperatura a lo largo del equipo en un ICBH con a) 25°, b) 30° c) 35°, d) 40° y e) 50° para aceite 2 en Re 147-212.	98
Figura 4.34	Contornos de temperatura a lo largo del equipo en un ICBH con α 25°, 30°, 35°, 40° y 50° para aceite 2 en Re 1300-1500.	100
Figura 4.35	Factor de fricción a diferentes Reynolds 150-1500 para geometrías de ICBH con α 25°, 30°, 35°, 40° y 50°, casos aceite 2 por el lado coraza.	101
Figura 4.36	Contornos de velocidad para ángulos de inclinación de a) 25°, b) 30°, c) 35°, d) 40° y e) 50° en Re= 145-240 para el aceite 1.	104
Figura 4.37	Contornos de velocidad para de ángulos de inclinación de a) 25°, b) 30°, c) 35°, d) 40° y e) 50° en Re=722-1050 para el aceite 1.	105
Figura 4.38	Contornos de Velocidad a lo largo del equipo en un ICBH con α 25°, 30° 35°, 40° y 50° para agua en Re 92-102.	107
Figura 4.39	Contornos de Velocidad a lo largo del equipo en un ICBH con α 25°, 30° 35°, 40° y 50° para agua en Re 363-495.	108
Figura 4.40	Contornos de Velocidad a lo largo del equipo en un ICBH con α 25°, 30°, 35°, 40° y 50° para aceite 2 en Re 147-212.	110
Figura 4.41	Contornos de Velocidad a lo largo del equipo en un ICBH con α 25°, 30° y 35°, 40° y 50° para aceite 2 a Reynolds 1306-1500.	111
Figura 4.42	Vectores de velocidad a lo largo del equipo en un ICBH para diferentes ángulos de inclinación	112



LISTA DE TABLAS

Tabla 2.1	Datos del número de Reynolds para la caída mínima de presión en cada ángulo estudiado	11
Tabla 2.2	Especificaciones y condiciones de operación de casos de estudio (Andrew, (2008)).	12
Tabla 2.3	Resultados de caídas de presión de los casos comparativos	13
Tabla 2.4	Comparación de los valores de temperatura evaluados en los ángulos con los reportados de ABB Lummus	13
Tabla 2.5	Parámetros geométricos utilizados (Lei et al., 2008)	14
Tabla 2.6	Propiedades termo físicas del aceite 1 (Lei et al., 2008)	14
Tabla 3.1	Especificaciones de la geometría de intercambiadores de calor de tubos y coraza con baffles helicoidales (Lei et al., 2008)	41
Tabla 3.2	Nodos y elementos en el mallado de las diferentes geometrías con respecto al ángulo de diseño.	45
Tabla 3.3	Propiedades termo físicas del aceite 1 utilizado como fluido caliente Gain. Leí (2008).	49
Tabla 3.4	Propiedades termo físicas del aceite 2 utilizado como fluido caliente	49
Tabla 3.5	Propiedades termo físicas de agua utilizado como fluido caliente Xiaoming Xiao (2013).	49
Tabla 3.6	Pasos a seguir para inicializar la simulación en Fluent.	59
Tabla 4.1	Selección del ángulo helicoidal que minimiza la caída de presión y maximiza la transferencia de calor en función de la viscosidad del fluido de trabajo.	102



NOMENCLATURA

A	Área
B	Espaciado del baffle
C_p	Capacidad calorífica
CFD	Dinámica de fluidos computacionales
d	Diámetro del tubo
d_e	Diámetro equivalente del tubo
d_h	Diámetro hidráulico lado coraza
d	Diámetro del tubo
δ	Desviación estándar
ε	Disipación de energía cinética
f	Factor de fricción
G_k	Generación de energía turbulenta producida por gradientes de velocidad
h	Coefficiente convectivo local
$ICBH$	Intercambiadores de calor de tubos y coraza con baffles helicoidales
L	Longitud del intercambiador
m	Valor del flujo másico
N_t	Numero de tubos
Nu	Numero de Nusselt
P	Espaciado del tubo
P_t	Pitch de tubos mm
P_H	Pitch Helicoidal
Q	Flujo de calor
Re_s	Numero Reynolds del lado de la coraza
T	Temperatura
T_{ec}	Temperatura de entrada en la coraza
T_{et}	Temperatura de entrada en los tubos
u	Promedio de Velocidad
V	Velocidad
V_{ec}	Velocidad en la entrada de la coraza
V_{pt}	Velocidad en la pared del tubo
x,y,z	Coordenadas cartesianas
Δp	Caída de Presión
P_s	Presión a la salida
μ	Viscosidad dinámica
ρ	Densidad
λ	Conductividad térmica
ν	Viscosidad cinemática
θ	Ángulo helicoidal
μ_t	Viscosidad turbulenta



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

μ_{eff}
 t_0

Viscosidad efectiva
Esfuerzo en la pared



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

CAPITULO I

INTRODUCCIÓN



1.1. Introducción

La aplicación de los principios de transferencia de calor al diseño de equipo térmico a fin de lograr cierto objetivo ingenieril es de extrema importancia, porque al aplicar aquellos al diseño, el individuo está trabajando hacia la importante meta del desarrollo de un producto para beneficio económico. Con el tiempo, el aspecto económico desempeña un papel principal en el diseño y selección de equipo de intercambio de calor. Este aspecto se debe tener en cuenta para un nuevo diseño, debiendo considerar variables económicas como el peso y el tamaño, entre otras. Según B.I Master (2003), más del 35-40% de los intercambiadores de calor son de tubos y coraza, gracias a su geometría robusta y fácil mantenimiento.

Hoy en día, el desarrollo de la tecnología se ha tornado en favor del beneficio del mejoramiento en el diseño de los intercambiadores de calor, buscando alternativas que generen mayor eficiencia en la transferencia de calor y menores caídas de presión que permiten reducir los costos de operación, así como también en la reducción de zonas muertas y de estancamiento. Esta búsqueda ha resultado en una nueva geometría de deflectores de forma helicoidal que, de acuerdo con estudios han mejorado sustancialmente el desempeño termohidráulico de intercambiadores convencionales de tubo y coraza.

La Dinámica computacional de Fluidos (o CFD, por sus siglas en inglés) es una herramienta muy útil para el diseño y análisis de las distintas situaciones prácticas en las que intervienen fluidos. Consiste en el análisis del movimiento de los fluidos mediante simulaciones con computadoras. Se basa en la búsqueda de una solución aproximada de las ecuaciones que modelan el movimiento de los fluidos, discretizando o dividiendo el dominio espacio-temporal en pequeños elementos y resolviendo las ecuaciones que la gobiernan.



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

Uno de los inconvenientes de CFD consiste en que no siempre es posible llegar a obtener resultados suficientemente precisos y siempre existe la posibilidad de cometer errores durante el desarrollo. Algunas situaciones comunes son:

- La sobre simplificación del fenómeno a estudiar más allá de lo que el hardware y software sean capaces de realizar.
- La falta de modelos requeridos para simular los efectos de la turbulencia.

En el presente proyecto se estudia el comportamiento térmico e hidráulico de intercambiadores de calor de coraza y tubos con baffles helicoidales bajo diferentes condiciones de operación. Se analiza el efecto de la variación del ángulo de inclinación de la helicoidal, realizando simulaciones mediante CFD, con la finalidad de obtener datos numéricos que representen su comportamiento a fin de desarrollar una metodología que aporte las bases para el diseño de estos equipos en diferentes condiciones de operación.

1.2 Objetivo

Desarrollar un modelo teórico para predecir el desempeño termo-hidráulico de los intercambiadores de calor de baffles helicoidales para ser usado en la selección del ángulo helicoidal que maximice la relación transferencia de calor-caída de presión, considerando la viscosidad del fluido de trabajo.

1.3 Objetivos Específicos

- Desarrollar y validar un modelo numérico en CFD, para determinar el comportamiento térmico e hidráulico de intercambiadores de calor de tubos y coraza de baffles helicoidales.
- Establecer las bases para la selección del ángulo helicoidal que minimice la caída de presión y maximice la transferencia de calor en función de la viscosidad del fluido de trabajo, que permitan el diseño de estos equipos de acuerdo a ciertas especificaciones y condiciones de operación.



- Evaluar y recomendar la importancia del espaciado del baffle con respecto al requerimiento de área de transferencia de calor, mayor transferencia de calor o reducción de caídas de presión.

1.4 Hipótesis

La hipótesis para este trabajo es la siguiente:

El ángulo helicoidal que maximiza la relación transferencia de calor-caída de presión en el lado de la coraza en intercambiadores de baffle helicoidal varía de manera inversa con respecto a la viscosidad del fluido de trabajo. La técnica de análisis numérico usando CFD es una herramienta que permitirá determinar cómo varían los coeficientes de transferencia de calor y los factores de fricción como una función del número de Reynolds y del ángulo del helicoide.

1.5 Desarrollo de la Tesis

Para alcanzar los objetivos antes expuestos, la presente tesis está estructurada de la siguiente forma. El Capítulo 2 presenta el estado del arte respecto a los estudios existentes sobre Intercambiadores de calor de tubos y coraza con baffles helicoidales. La mayor parte están basados en baffles semicontinuos y algunos continuos, como se realizó en este trabajo. Así mismo, se muestra el marco teórico que conforma la teoría básica acerca de los Intercambiadores de Calor de Tubos y Coraza, sus consideraciones y la forma en la que operan. Posteriormente, se describen los métodos usuales que describen comportamiento de fluidos, así como el método de estudio utilizado en esta tesis.

El Capítulo 3, describe la metodología y procedimientos desarrollados para el diseño de la geometría, el mallado, especificación de las condiciones frontera y especificación de las zonas que se utilizaron en la simulación. También se especifican los pasos a seguir una vez cargado el archivo de diseño y mallado de cada una de las geometrías en Fluent, así mismo se desarrolla la forma en la que se realizó la validación de este trabajo.



En el capítulo 4, se reportan gráficamente los resultados del post-procesamiento de cada una de las simulaciones realizadas para cada caso de estudio. Se reporta gráficamente el comportamiento térmico e hidráulico de los intercambiadores de calor de tubos y coraza con diferentes ángulos de inclinación de bafle helicoidal (25°, 30°, 35°, 40° y 50°). Para el estudio térmico, se muestran los resultados numéricos del Nusselt del lado de la coraza para todos los tubos que conforman el equipo a diferentes Reynolds y para cada ángulo de inclinación, así como una gráfica representativa de los promedios del Nusselt en cada número de Reynolds para todos los ángulos de inclinación estudiados. Por otro lado, en el estudio hidráulico, se reportan datos de caídas de presión, así como su respectivo valor de factor de fricción para el lado de la coraza de los 5 ángulos de inclinación evaluados, para casos a diferentes números de Reynolds. Todos los datos numéricos son utilizados para conocer el comportamiento térmico e hidráulico de este tipo de intercambiadores y de la influencia de cada uno de los ángulos estudiados para los tres fluidos investigados. Los resultados numéricos obtenidos en este trabajo son comparados con datos reportados por Lei et al. (2008) para fines de validación.

1.6 Justificación

El intercambio de calor entre dos fluidos que están a diferentes temperaturas y separados por una pared sólida tiene una gran aplicación en los procesos industriales y en otras aplicaciones de la ingeniería química.

El dispositivo que se utiliza para llevar a cabo este intercambio se denomina **intercambiador de calor**, y sus aplicaciones específicas se pueden encontrar en muchas áreas a escala industrial, principalmente en plantas de procesamientos químicos, como: refinerías de petróleo (columnas atmosféricas, hidro tratamiento e hidro craqueo), en las industrias petroquímicas (compuestos aromáticos y las plantas de olefinas), industrias de plantas de energía (nucleoeléctricas , unidades



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

de ciclo combinado), industrias de papel, e incluso en las industrias de la alimentación.

Existen diversos tipos de intercambiadores de calor, clasificados de acuerdo a su funcionamiento y construcción. Dentro de los de mayor uso industrial se encuentran los intercambiadores de calor de tubos y coraza, que utilizan bafles o deflectores para mejorar la transferencia de calor y la resistencia mecánica evitando vibración de los tubos. El tipo de deflector más común es el deflector segmentado y presenta las principales desventajas:

- El fluido del lado de la coraza es obligado a pasar en forma de zigzag sin aprovechar toda el área disponible.
- Esta forma de zigzag causa un alto riesgo de vibración en el haz de tubos.
- Se genera una gran caída de presión.

Con el fin de minimizar estos problemas, un nuevo concepto de intercambiadores de calor con deflectores helicoidales fue desarrollado por primera vez en Checoslovaquia (**Lutcha y Nencansky, 1990**), comúnmente llamado "helixchanger", el cual ha sido capaz de reducir al mínimo las principales deficiencias de los intercambiadores de calor convencionales de tubos y coraza.

Para solventar las anteriores desventajas, se propone el estudio del comportamiento de un fluido en un intercambiador de calor helicoidal mediante la técnica de Dinámica Computacional de Fluidos (CFD) utilizando el paquete ANSYS Fluent.

Por lo tanto, el problema a resolver es seleccionar el mejor ángulo de inclinación del helicoide que, para propósitos del diseño, produzca la mayor capacidad de transferencia de calor con el menor consumo de caída de presión.



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

CAPÍTULO 2

ESTADO DEL ARTE

Y

MARCO TEORICO



2.1. Introducción

La tecnología de intercambiadores de calor con deflectores helicoidales fue desarrollada por primera vez en Checoslovaquia (**Nasr and Shafeghat, 2008**). También se les llama “*helixchanger*” y tienen la característica de reducir al mínimo las principales deficiencias de los intercambiadores de calor de tubos y coraza con baffles segmentados. Este tipo de baffle fue propuesto por primera vez por Lutcha y Nemcansky, (1990). En su trabajo investigaron los patrones de campo de flujo producidos por geometrías con deflectores helicoidales con diferentes ángulos de inclinación, encontrando que la caída de presión se reducía

Los intercambiadores de deflectores helicoidales han mostrado un rendimiento adecuado en los casos que el coeficiente de transferencia de calor por el lado de la coraza es el limitante, existiendo menor caída de presión y ensuciamiento.

La aplicación general de este tipo de intercambiadores de calor se tiene en refinerías de petróleo (columnas atmosféricas, hidrotratamiento e hidrocraqueo), en las industrias petroquímicas (compuestos aromáticos y las plantas de olefinas), industrias de plantas de energía (nucleares, unidades de ciclo combinado), para las industrias de papel e incluso en las industrias de la alimentación.

Los baffles helicoidales son platos formados con semicírculos que son puestos en un camino, donde cada uno sigue al otro en la coraza por ángulos especificados respecto al eje, así que el flujo del lado de la coraza pasa por un camino helicoidal. Cada baffle ocupa un cuadrante de la sección transversal y tiene cierta inclinación con una línea central del intercambiador. Cuatro baffles dispuestos una con otro forman un baffle helicoidal y así consecutivamente a lo largo del intercambiador (ver **Figura 2.1**).

El propósito de este capítulo es proporcionar las bases e información necesaria para desarrollar la metodología a seguir en la simulación numérica a trabajar.

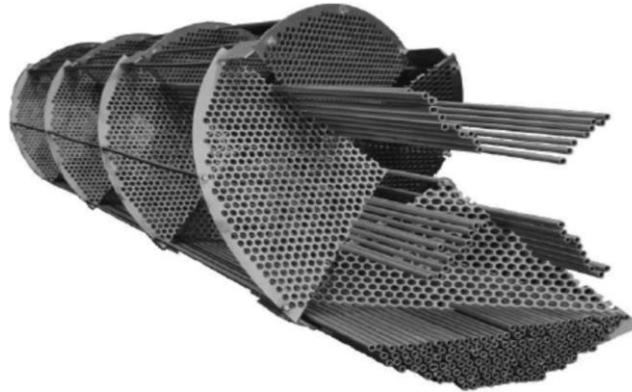


Figura 2.1 Intercambiador de calor de baffles helicoidales

En comparación con los intercambiadores de calor de tubos y coraza, las principales ventajas que ofrece el *helixchanger* (Figura 2.2) son:

- Mejoramiento de la transferencia de calor de lado coraza.
- Menor caída de presión para un flujo de masa dado.
- Disminución del ensuciamiento en el lado de la coraza.
- Reducción de las zonas muertas y de estancamiento.
- Prevención de vibración inducida por el flujo.

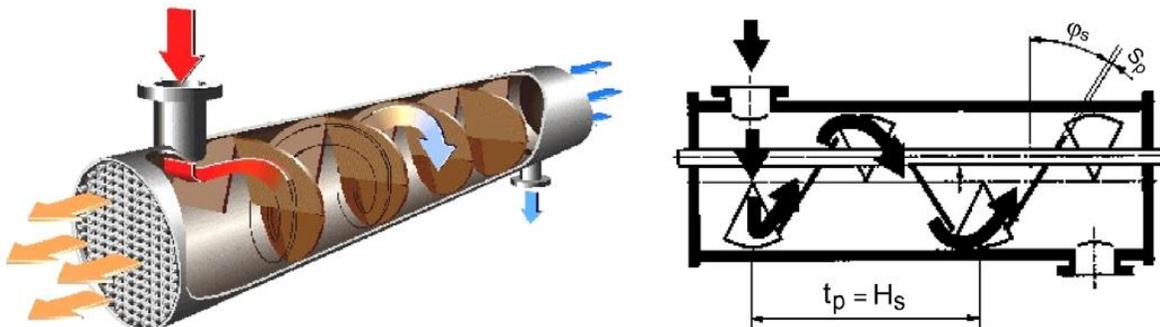


Figura 2.2 Características físicas de un ICBH



Las ventajas de los intercambiadores de calor con baffles helicoidales van más allá de los aspectos térmicos e hidráulicos, pues ayudan a resolver problemas operaciones como el ensuciamiento. Además, presentan coeficientes de transferencia de calor más grandes que resultan en un mejor **desempeño** térmico. Por otro lado, la caída de presión tiende a ser menor debido a dos factores:

- a) reducen los cambios repentinos de dirección de las corrientes de flujo del lado de la coraza, y se mejora la transferencia de calor.
- b) reduce el fenómeno de fuga en el interior del equipo.

2.2 Estudios realizados

Actualmente existen pocos estudios reportados en la literatura que den conocimiento acerca del comportamiento interno del proceso, para intercambiadores de calor de tubos y coraza con baffles helicoidales continuos, donde muestren datos que contribuyan a validar y correlacionar los resultados numéricos en la generación de una metodología que coadyuve como base al diseño de estos equipos.

Stehlik y Wadekar (2002) compararon los factores de corrección para la caída de presión de un intercambiador de calor a través de simulación numérica.

Lutcha y Nemcansky (1990) investigaron el comportamiento del flujo y la transferencia de calor en intercambiadores de calor con baffles helicoidales, encontraron que se eliminan zonas muertas o de estancamiento, incrementándose notablemente la transferencia de calor del lado coraza

Stehlik et al. (1994) compararon los factores de corrección de la transferencia de calor y la caída de presión para un intercambiador de calor optimizado de baffles segmentados con un intercambiador de calor de baffles helicoidales. En sus estudios, los factores de corrección para baffles helicoidales fueron examinados en



función del ángulo de inclinación del baffle para propósitos de diseño (Basados en el Método Delaware).

Kral et al. (1996) discutieron el funcionamiento de intercambiadores de calor con baffles helicoidales basados en resultados de pruebas de geometrías diferentes.

Chunangad et al. (1997). Realizaron un estudio para mejorar la eficiencia térmica y redujeron la caída de presión del lado de la coraza con un intercambiador de calor de baffles helicoidales combinado con tubos aletados, en comparación de un intercambiador con baffles segmentados. Esto lo realizaron con un enfriador de gas, usando agua de mar con las mismas condiciones de operación. En los resultados obtuvieron que el intercambiador de baffles helicoidales requirió la mitad del área de transferencia, que la que necesitó con el intercambiador de baffles segmentados.

Wang et al. (2002). Estudiaron un intercambiador de calor con la siguiente geometría: 200x6x 3000 mm (diámetro interno, grosor de pared y largo) formado de 52 tubos de diámetro externo de 15mm. El material usado fue vidrio. Para el experimento se utilizaron seis diferentes ángulos de inclinación diseñados en doble hélice (30°, 35°, 40°, 45° y 50°). El fluido de trabajo fue agua a 20°C, con intervalos de número de Reynolds entre 10^2 a 10^6 . La turbulencia del fluido varía con los diferentes ángulos de inclinación. De acuerdo con los resultados que se obtuvieron, el ángulo óptimo de inclinación helicoidal depende del número de Reynolds y del fluido de trabajo (Tabla 2.1).

Tabla 2.1 Datos del número de Reynolds para la caída mínima de presión en cada ángulo estudiado

✧ Helicoidal	Re
30°	1,700
35°	5,000
40°	8,000
45°	13,000
50°	16,000



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

Zhang et al. (2008) Presentaron una investigación experimental donde comparan 4 intercambiadores de calor con baffles helicoidales con diferentes ángulos de inclinación 20°, 30°, 40° y 50° con un intercambiador de calor de baffles segmentados. La finalidad de este trabajo fue evaluar los coeficientes de transferencia de calor y caídas de presión de cada uno de ellos. Obtuvieron mejor rendimiento del intercambiador helicoidal con ángulo de 40°. Los coeficientes de transferencia de calor para el intercambiador de baffles segmentados lado coraza son más bajos para las mismas velocidades de flujo que el de baffle helicoidal. Comparando de la misma manera el intercambiador de calor helicoidal resulta tener menor caída de presión que el segmentado por el lado de la coraza.

También se muestra el incremento del coeficiente de transferencia de calor por unidad de caída de presión o por unidad de bombeo en el intercambiador de baffles helicoidales con un ángulo de 40° es el mayor con lo que concluyen en este trabajo experimental, que este ángulo es el óptimo.

Andrews et al. (2008) realizaron simulaciones en tres dimensiones (CFD) para explorar el rendimiento de un intercambiador de calor con baffles helicoidales. Se evaluaron 3 casos con ángulos helicoidales de 10°, 25°, y 40° comparándolos con los datos de ABB Lummus sobre caídas de presión en los ángulos mencionados.

A continuación, en la Tabla 2.2 a la 2.5, se presenta la geometría y condiciones de operación de todos los casos de estudio, así como las especificaciones.

Tabla 2.2 Especificaciones y condiciones de operación de los tres casos de estudio.

	10°	25°	40°
Velocidad de flujo lado coraza lb/hr (Kg/s)	0.50 W_t (0.50 W_t)	1.25 W_t (1.25 W_t)	2.0 W_t (2.0 W_t)
Diámetro de boquilla. Int/ ext en pulgadas(m)	6(0.1524)	10(0.254)	12(0.3048)



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

Espaciamiento central en pulgadas(mm)	9.21(234)	19.0(483)	33.0(838)
---------------------------------------	-----------	-----------	-----------

Una vez especificadas las condiciones en las que se realizaron las simulaciones, procedieron a realizar la comparación de la correlación proporcionada de ABB Lummus con los datos obtenidos en la caída de presión computarizada de la simulación en CFD.

Tabla 2.3 Resultados de caídas de presión de los casos comparativos.

ABB LUMMUS TRANSFERENCIA DE CALOR PSI (kPa)				HEATX , PSI (kPa)		
α helicoidal	ΔP_{Total}	ΔP_{bundle}	$\Delta P_{boquilla}$	ΔP_{Total}	ΔP_{bundle}	$\Delta P_{boquilla}$
10°	2.85(19.6)	1.97(13.6)	0.88(6.1)	2.75(18.7)	1.56(10.8)	1.19(8.2)
25°	1.92(13.2)	1.03(7.1)	0.89(6.14)	2.96(20.4)	1.45(10.0)	1.51(10.4)
40°	2.07(14.3)	1.11(7.65)	0.96(6.62)	2.71(18.7)	0.96(6.62)	1.75(12.1)

Tabla 2.4 Comparación de los valores de temperatura evaluados en los ángulos con los reportados de ABB Lummus.

ABB LUMMUS HEAT TRANSFER			HEATX	
Angulo helicoidal	Int coraza F (°C)	Int Tubo F (°C)	Int coraza F (°C) (Interior 120 F ó 49°C)	Int Tubo F (°C) (Interior 120 F ó 49°C)
10°	92.1(32.9)	81.9(27.7)	-	-
25°	106.1(41.2)	85.4(29.7)	99.59(37.5)	93.4(34.1)
40°	110.2(43.4)	87.6(30.9)	105.06(40.06)	97.74(36.5)

Lei et al. (2008) estudiaron el efecto que tienen los ángulos de inclinación dentro de un intercambiador de calor con baffles helicoidales sobre el flujo del fluido, así como



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

la transferencia de calor. La simulación se realiza con 7 ángulos de baffles helicoidales que van de 15° hasta 50°, donde se predice el comportamiento del flujo. Los resultados indican que los baffles helicoidales continuos pueden reducir o incluso eliminar regiones muertas en el lado de la coraza del intercambiador.

Los parámetros geométricos y las propiedades físicas utilizadas se muestran en las Tablas 2.5 y 2.6.

Tabla 2.5 Parámetros geométricos utilizados (Lei et al., 2008)

Dimensión	Valor
Diámetro interno de la coraza	110mm
Diámetro interno del tubo	19mm
Pitch tubo	25mm
Numero de tubos	9
Inclinación de ángulos helicoidales	0°,15°,20°, 30°,40°,45°, 50°

Tabla 2.6 Propiedades termo físicas del aceite (Lei et al., 2008)

Propiedad física	Valor
Cp(J/ KgK)	2316.2
Pr	110
μ (Kg/ms)	0.006255
ρ (Kg/m ³)	814.3
λ (W/mK)	0.130

Uno de los efectos de la inclinación del baffle es la caída de presión la cual varía drásticamente con la inclinación del ángulo del baffle al igual que el número de Reynolds. La caída de presión es grande cuando se tiene un ángulo pequeño de inclinación $\approx 30^\circ$; sin embargo, el de $\approx 40^\circ$ tiene menor caída de presión, favoreciendo mayor transferencia de calor en comparación con los



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

intercambiadores de calor con baffles segmentados. Para el helixchanger, el óptimo ángulo de inclinación es alrededor de los 45° . Una de las grandes ventajas de este estudio es que para todos los casos por el lado de la coraza se eliminan las zonas muertas, pudiéndose usar con más efectividad el área de transferencia de calor. La caída de presión decrece cuando se incrementa el ángulo del baffle helicoidal para todos los casos considerados.

Wang., et al. (2009) buscaron mejorar la transferencia de calor al igual que simplificar la fabricación del equipo. En este artículo se realiza la comparación de un intercambiador de calor de baffles segmentados con un intercambiador de calor de baffles helicoidales por el método de CFD. Los resultados numéricos muestran algunos datos de flujo másico y transferencia de calor, así como el promedio de caída de presión total.

Encontraron que el coeficiente de transferencia de calor es 5.6% más alto para el intercambiador de baffles helicoidales en comparación de los de baffles segmentados y la caída de presión es 13% más baja en el helicoidal favoreciendo la transferencia de calor.

Concluyen que el intercambiador de baffles segmentados puede ser remplazado industrialmente por los intercambiadores de baffles helicoidales puesto que son más eficientes, para la misma área superficial transmiten más energía, reduce costos y prolongan la vida útil del equipo.

Nasr y Shafeghat (2008) llevaron a cabo un estudio hidrodinámico desarrollado con la técnica de CFD. Desarrollaron un modelo en 3D creando inicialmente geometrías con diferentes arreglos de ángulos y patrones de velocidad de flujo por el lado de la coraza. Realizaron la comparación con un intercambiador de calor con baffles segmentados. Las dimensiones del intercambiador fueron: 200mm de longitud con diámetro interior de coraza de 225mm. El interior del intercambiador se simuló para diferentes casos de petróleo con varios datos de flujo másico en el interior de la coraza. Evaluaron de 15° a 40° de inclinación de baffle.



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

Este trabajo se realizó para conocer el comportamiento de los coeficientes de transferencia de calor en los intercambiadores de baffles helicoidales en comparación de los de baffles segmentados, obteniendo que el de mayor coeficiente de transferencia es el arreglo de 40° de ángulo helicoidal.

Modelan numéricamente un intercambiador de baffles helicoidales con un ángulo de 40° y los compararon con los datos experimentales realizados un año antes para este ángulo helicoidal con respecto a número de Nusselt promedio y la caída de presión total por el lado de la coraza.

Farhad M. (2013) Evaluó el impacto que tiene el espaciado de baffles helicoidales no-continuos dentro de un intercambiador, usando las mismas geometrías y condiciones termo físicas de operación con un ángulo de 40°. Evaluaron 5 diferentes intercambiadores con ángulos de inclinación variados. La validación de este trabajo se realizó en base a los datos experimentales reportados por Zhang (2009) donde comparan uno de los casos de estudio obteniendo que con las mismas propiedades geométricas la caída de presión y el coeficiente de transferencia de calor tienen cerca del 25% y 6% de desviación respectivamente. En comparación con los datos del estudio numérico reportado por Zhang et al. (2009), en este estudio se revela una precisión del 9% para la transferencia de calor, encontrándose además que:

- El gradiente de presión incrementa con la disminución del espaciado del baffle.
- Para las mismas velocidades de flujo y condiciones de operación un espaciado de baffle grande resulta tener bajos coeficientes de transferencia de calor.
- Por estas razones concluyen que optimizar y diseñar baffles helicoidales depende las condiciones de operación y se debe tener en cuenta el ángulo helicoidal, espaciado de baffle y distribución de tubos.
- Sugieren que, en el caso de requerir mayores transferencias de calor y menor área de transferencia, la elección más apropiada y beneficiosa deberá ser intercambiadores con bajos espaciados de baffles. Si la caída de presión es



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

el parámetro de importancia entonces elegir un espaciado grande de baffle puede significar la reducción de la caída de presión y por tanto la disminución en los costos de bombeo.

Xiao., et al. (2013) Estudiaron intercambiadores de calor de tubos y coraza con baffles helicoidales con diversos fluidos y números de Prandtl. Utilizaron diferentes ángulos helicoidales y revelaron la importancia de la forma en espiral del deflector helicoidal no continuo, puesto que favorece a que el fluido se dirija a través del haz de tubos por el lado de la carcasa, permitiendo mayor transferencia de calor y reducción en la caída de presión en comparación con un intercambiador con baffles segmentados convencional. De acuerdo con los resultados numéricos presentados en este trabajo, el óptimo ángulo helicoidal es de 40° . Si el número de Prandtl del fluido es grande, entonces recomienda hacer uso de ángulos menores de 40° .

Simin et al. (2014) Llevaron a cabo el estudio experimental y numérico de una nueva configuración de baffles helicoidales en un intercambiador de calor donde la geometría es en forma de triángulo curvado por los lados bloquean las zonas de fuga que se originan en las geometrías en forma de triángulo plano entre dos baffles adyacentes. Los resultados experimentales muestran que el coeficiente de transferencias de calor global y el coeficiente de transferencia de calor por el lado de la coraza mejoran de un 7.0 % a 9.7% y de un 17.7% a un 34.2% respectivamente. Este tipo de geometría es favorable en el diseño y optimización de intercambiadores de calor con deflectores helicoidales donde se requiere incrementar la recuperación de energía.

Wenjing et al. (2014) Estudiaron la forma y la cantidad de deflectores helicoidales en intercambiadores de calor, así como el impacto del rendimiento de intercambiadores de calor de tubos y coraza por el lado coraza. Realizaron tres distintas formas geométricas del deflector helicoidal: trisección, cuadrante y sextante. Para cada geometría realizaron simulaciones numéricas con ángulos de inclinación de 10° , 25° y 40° respectivamente. En este trabajo sugieren que la forma y la cantidad de deflectores es muy importante. Obtuvieron mayores coeficientes de



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

transferencia de calor y menor caída de presión en el intercambiador con deflectores helicoidales sextante con ángulo de inclinación de 40° , asimismo, es mejor la distribución axial y tangencial del fluido en los intercambiadores con deflectores sextante escalonada.

Feng et al. (2014) investigaron los efectos del número y anchura de las tiras de sellado y transferencia de calor en el lado de la coraza de un intercambiador de calor de carcasa y tubos con baffles helicoidales. Usando dos tipos de geometría de baffle helicoidal uno continuo y otro discontinuo. El ángulo de hélice de 40° , ha resultado ser el más favorable demostrado por los estudios de investigación mencionados anteriormente bajo las mismas condiciones de operación. Para ambos casos obtuvieron que con el incremento de número de la tira de sellado aumenta el número de Nusselt en el lado de la coraza entre 9.3 a 41.7% más que sin tiras de sellado. Cuatro tiras de sellado distribuidos de manera uniforme es la estructura óptima. La transferencia de calor es más eficiente en el intercambiador con baffles helicoidales continuos que en el de baffles helicoidales discontinuos.

Chen et al. (2015) Estudiaron 5 geometrías diferentes por el lado coraza de intercambiadores de calor de tubos y coraza con ángulos de inclinación de deflector de 12° , 16° , 20° , 24° y 28° con trisecciones y con 16 tubos triangulares equiláteros. Obtuvieron que los valores de coeficientes de transferencia de calor y la caída de presión en todos los casos aumenta. A medida que aumenta el ángulo de inclinación del baffle helicoidal estos valores disminuyen. Para todos los casos de estudio, en comparación con un intercambiador de calor de baffles segmentados, los helicoidales son 50% más eficientes.

Dong et al. (2015) Estudiaron numéricamente mediante simulación, 4 diferentes configuraciones geométricas helicoidales en intercambiadores de calor de tubos y coraza. El haz de tubos en todos los casos fue de 34 tubos a lo largo del equipo. Una de las geometrías fue con ángulo de inclinación de 20° con un deflector dispuesto en tres secciones. Una segunda geometría con dos cuadrantes



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

sobrepuestos con ángulo de 18° . Otra geometría de deflector formando un cuadrante de extremo a extremo con ángulo de inclinación de 18° y la cuarta geometría, un deflector helicoidal continuo de 18.4° . Obtuvieron resultados numéricos de transferencia de calor local para todos los casos y el mejor es el del baffle con trisecciones e inclinación de 20° . El intercambiador de baffle helicoidal continuo presentó valores menores.

El Maakoul et al. (2017). Realizaron simulaciones numéricas para mejorar térmica e hidráulicamente el rendimiento de un intercambiador de calor de doble tubo con baffles helicoidales. Realizaron un análisis comparativo con 3 diferentes intercambiadores, uno de baffles segmentados de uso convencional en la industria, un segundo intercambiador de calor de tubos y coraza con baffles helicoidales y un tercer intercambiador con tubos aletados y baffles helicoidales. Estudiaron y compararon la distribución del flujo del lado de la coraza en los tres diferentes equipos. Obtuvieron resultados numéricos con buena precisión, prediciendo el rendimiento termo-hidráulico. Los resultados muestran, que el uso de deflectores helicoidales tiene mayor rendimiento termo-hidráulico, mientras que los deflectores con orificios en forma de trébol tienen mayor rendimiento de transferencia de calor, pero con un gran incremento en la caída de Presión, en comparación con el intercambiador de calor con baffles segmentados de uso convencional.

Hu et al. (2018) realizaron un estudio para optimizar un intercambiador de calor de tubos y coraza con deflectores helicoidales utilizando tres diferentes procesos con gas natural. Como refrigerantes en el proceso de condensación usaron 3 hidrocarburos mixtos para evaluar por el lado de la coraza el mecanismo de transferencia de calor, mezcla de propano, etano-butano y etano-propano –butano. Los resultados muestran que, a medida que aumenta la calidad del vapor, el coeficiente de transferencia de calor inicialmente aumenta y luego disminuye, lo que representa un máximo con una calidad de vapor de 0.8 - 0.9. En la mezcla bifásica los coeficientes de transferencia de calor de condensación de la mezcla de etano /



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

propano y la mezcla de etano / propano / butano fueron más pequeños que el del propano puro en un 29-72% y 71-44%, respectivamente.

Shinde et al. (2018) Realizaron un trabajo experimental en un intercambiador de calor de coraza y tubos, con un ángulo helicoidal con inclinación para ángulos pequeños de 10°, 19° y 21° y 25°. También para ángulos de 30° 38° y 50°, obteniendo que para ángulos pequeños el coeficiente de transferencia de calor y las caídas de presión son mayores y al incrementar la hélice helicoidal los coeficientes de transferencia de calor y la caída de presión son menores. Incluyeron un material a base de plástico reforzado con fibra de vidrio en los deflectores helicoidales para remplazar el uso de acero inoxidable de uso convencional, obteniendo que la diferencia de resultados entre ambos materiales es 8 al 10%.

El trabajo experimental que realizaron a 25° lo compararon con los resultados de bafles segmentados y resultan ser mejores los helicoidales.

Yang et al. (2018) Realizaron estudios en Intercambiadores de calor, comparando diferentes estructuras geométricas de deflectores helicoidales tipo escalera con diversas inclinaciones de ángulos y longitud con los deflectores segmentados. Los resultados revelaron los impactos de las configuraciones de los deflectores en los patrones del flujo. Los coeficientes de transferencia de calor del lado de la carcasa de todos los casos con deflectores helicoidales son superiores a los de los deflectores segmentados. Obtienen que el ángulo de inclinación y el paso helicoidal por el lado de la carcasa juega un papel importante en el rendimiento del intercambiador. El coeficiente de transferencia de calor y las caídas de presión de los intercambiadores largos son menores en comparación de los de intercambiadores más cortos. Para todos los casos obtuvieron que la caída de presión es más baja que el intercambiador de bafles segmentados.

Du et al. (2019) Proponen e investigan mediante simulación numérica, el diseño optimizado de tubos en forma elíptica para uso en intercambiadores de calor de



tubos y coraza con baffles helicoidales. De acuerdo a este trabajo y el diseño optimizado del tubo, mejoran la transferencia de calor del lado de la coraza sin causar tanto aumento en la caída de presión. De acuerdo con los datos que obtuvieron, el coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión son 2.10-2.33 veces y 1.8-4.46 veces más altos que los intercambiadores de calor con diseño de tubos concéntricos. Los resultados numéricos se obtuvieron del diseño de tubos en forma elíptica con 5 diferentes diseños de tubos con ángulos variados para un intercambiador de calor de baffles helicoidales con un ángulo de inclinación de 35°. Propusieron realizar y estudiar a detalle el comportamiento que tendría este diseño elíptico de los tubos para intercambiadores de calor con diferentes ángulos de inclinación del baffle.

2.3 Dinámica Computacional de Fluidos (CFD)

La Dinámica Computacional de Fluidos (CFD) es la disciplina que ayuda a determinar la solución numérica de las ecuaciones de *Navier-Stokes* que rigen el flujo de un fluido, mientras avanza a través del espacio y tiempo para obtener una descripción numérica del campo de flujo de interés. Asimismo, se realiza la simulación numérica del comportamiento de sistemas de flujo fluido, transferencia de calor, reacción química y otros fenómenos físicos relacionados

2.4 Ecuaciones de *Navier-Stokes*.

Las ecuaciones de *Navier-Stokes*, y las ecuaciones asociadas, son ecuaciones diferenciales parciales, las cuales, en el método del Volumen Finito, son convertidas a la forma algebraica en una malla que define la geometría y el dominio de flujo de interés. Las condiciones iniciales y de contorno son aplicadas a la malla y la distribución de cantidades como la velocidad, presión, turbulencia, temperatura y



concentración son determinadas iterativamente en cada punto del tiempo y el espacio.

Las ecuaciones de conservación en el dominio computacional son: continuidad, momentum y energía, y se expresan como:

a) Continuidad

La ecuación de continuidad es un enunciado de la conservación de la masa.

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

En coordenadas cartesianas (x, y, z)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v_z)}{\partial z} = 0 \quad (2.2)$$

b) Momento

La ecuación de momento es un enunciado de la conservación de momento en cada una de las tres direcciones componentes.

$$\begin{aligned} \text{X- momentum } \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u U) = & \quad (2.3) \\ \frac{\partial p}{\partial x} + \left(\frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x}\right) + \left(\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y}\right) + \left(\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z}\right) + F_x \end{aligned}$$

$$\text{Y- momentum } \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v U) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \left(\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x}\right) + \left(\frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y}\right) + \left(\frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z}\right) + F_y$$



$$\text{z- momentum } \frac{\partial (\rho w)}{\partial t} + \text{div} (\rho w U) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \left(\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x}\right) + \left(\frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y}\right) + \left(\frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z}\right) + F_z$$

c) Energía

$$\left(\frac{\partial}{\partial x_i}\right) (\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x_i}\right) \quad (2.4)$$

2.5 Mecanismos de transferencia de calor

La transferencia de calor, es el modo microscópico de trabajo, donde la energía es transferida a través de la frontera de un sistema debida a una diferencia de temperatura; siendo la temperatura una propiedad macroscópica, que permite relacionar la transferencia de energía a nivel molecular, una transferencia positiva de calor agrega energía a un sistema. Un trabajo positivo extrae energía de un sistema. Existen tres mecanismos diferentes por los cuales ocurre la transferencia de calor: conducción, convección y radiación:

2.5.1 Transmisión de calor por conducción

La conducción es la forma en que tiene lugar la transferencia de energía a escala molecular. Cuando las moléculas absorben energía térmica vibran sin desplazarse, aumentando la amplitud de la vibración conforme aumenta el nivel de energía. Esta vibración se transmite de unas moléculas a otras sin que tenga lugar movimiento alguno de traslación. En la transmisión de calor por conducción no hay movimiento de materia. La conducción es el método más habitual de transmisión de calor en procesos de calentamiento/enfriamiento de materiales sólidos opacos. Si existe un gradiente de temperatura en un cuerpo, tendrá lugar una transmisión de calor desde la zona de alta temperatura hacia la que está a temperatura más baja. El flujo de calor será proporcional al gradiente de temperatura.



El calor transferido por unidad de tiempo puede determinarse mediante la ley de calor de Fourier.

$$q = k A (\Delta T) \quad (2.5)$$

q = flujo de calor

k= Donde k es la conductividad térmica del material

A = área o superficie.

ΔT = Diferencia de temperaturas

2.5.2 Transmisión de calor por convección

Cuando un fluido circula alrededor de un sólido, por ejemplo, por el interior de una tubería, existiendo una diferencia de temperatura entre ambos tiene lugar un intercambio de calor entre ellos. Esta transmisión de calor se debe al mecanismo de convección. La convección se clasifica en natural y forzada. En la primera el movimiento del fluido es de forma natural, por ejemplo, el efecto de flotación donde se manifiesta con la subida del fluido caliente y el descenso del fluido frío. En la convección forzada, se obliga al fluido a fluir mediante medios externos, por ejemplo, una bomba. La transferencia de calor por convección depende de las propiedades del fluido y del tipo de flujo. Entre las propiedades del fluido, se encuentra la viscosidad dinámica, la conductividad térmica k, la densidad. También puede considerarse que depende de la viscosidad cinemática, entre las propiedades de la superficie que interviene en la convección, está la geometría.

2.5.2.1 Números adimensionales

La transferencia de energía por convección es un fenómeno complicado en donde participan un gran número de efectos donde puede o no haber suficiente



información para permitir la formulación, ya sea de las ecuaciones diferenciales que lo gobiernan o de una noción clara y completa del fenómeno al cual se le pueden aplicar leyes fundamentales.

Una herramienta que es utilizada en este tipo de fenómenos es el análisis dimensional, esta metodología permite hacer uso de números adimensionales. Cada número adimensional es una medida que puede dar conocimiento del comportamiento del sistema en cierto aspecto. En convección forzada participan 3 números adimensionales: Nusselt (Nu), número de Reynolds (Re) y Número de Prandl (Pr).

2.5.2.2 Numero de Nusselt (Nu)

El número de Nusselt, expresa la relación entre la transferencia de energía por convección y la transferencia que habría únicamente por conducción.

$$Nu = \frac{\text{Calor transferido por convección}}{\text{Calor transferido si solo hubiera conducción}} = \frac{q_{conv}}{q_{cond}} = \frac{\text{superficie} * h * (T_p - T_f)}{\text{superficie} * K * \frac{(T_p - T_f)}{X}} = \frac{h * X}{k} \quad (2.6)$$

X= Longitud (depende de la geometría del caso)

Un número de Nusselt alto significa que predomina la transferencia por convección y en viceversa sí el Nusselt es muy bajo la transferencia por conducción cobra importancia.



2.5.2.3 Número de Reynolds (Re)

El número adimensional Reynolds, es una medida de la importancia que tienen las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas en un fluido en movimiento. Esta relación determina el tipo de régimen laminar o turbulento,

$$Re = \frac{\text{Fuerzas inerciales}}{\text{Fuerzas viscosas}}$$

Para Reynolds altos las fuerzas inerciales predominan en las partículas del fluido haciéndoles tender a moverse en trayectorias rectas aún en lugares donde el fluido globalmente debe cambiar de dirección provocando inestabilidades que generan torbellinos.

2.5.2.4 Número de Prandlt

El número de Prandlt es una relación entre la capacidad del fluido de transferir cantidad de movimiento y la capacidad de transferir su energía. Se obtiene a través del cociente de la difusividad de cantidad de movimiento (μ/ρ) y la difusividad térmica $\frac{k}{\rho * Cp}$.

$$Pr = \frac{\text{Velocidad de difisión viscosa}}{\text{Velocidad de difusión térmica}} = \frac{v}{\alpha} = \frac{\frac{\mu}{\rho}}{\frac{k}{\rho * Cp}} = \frac{\mu * Cp}{k} \quad (2.7)$$

El número de Prandlt depende de las propiedades del fluido.



En convección la forma de calcular el coeficiente convectivo de transferencia de calor es a través de la ley de enfriamiento de Newton;

“La rapidez con la que se enfría un objeto, es proporcional a la diferencia entre su temperatura y la del medio ambiente que la rodea. Cuando la diferencia de temperaturas entre un cuerpo y su medio ambiente no es demasiado grande el calor transferido en la unidad de tiempo hacia el cuerpo por conducción, convección y radiación es aproximadamente proporcional a la diferencia de temperatura entre el cuerpo y el medio externo”.

$$q = h A (\Delta T) \quad (2.8)$$

Donde:

q = flujo de calor

h = Coeficiente convectivo de transferencia de calor

A = área o superficie.

ΔT = Diferencia de temperaturas

2.5.3 Trasmisión de calor por Radiación

Por radiación la energía se transporta en forma de ondas electromagnéticas que se propagan a la velocidad de la luz. La cantidad de energía que abandona una superficie en forma de calor radiante, depende de la temperatura absoluta y de la naturaleza de la superficie.

Un radiador perfecto o cuerpo negro emite una cantidad de energía radiante de su superficie por unidad de tiempo que está dada por la ecuación:

$$q = \delta A (\Delta T) \quad (2.9)$$

Donde δ es la constante de Stefann Boltzman con un valor de $5.67 \times 10^8 \text{ W/m}^2\text{K}^4$.



2.6 Modelos de Turbulencia

El origen de estos métodos se remonta a fines del siglo XIX, cuando Reynolds publicó sus resultados de investigación en flujos turbulentos. Así mismo, entre los primeros intentos de una descripción matemática de los esfuerzos turbulentos (actualmente denominados esfuerzos de Reynolds) se encuentra el concepto de viscosidad de remolino o turbulenta introducido por Boussinesq en 1877. El concepto se basa en que, como en los esfuerzos laminares, el tensor de esfuerzo turbulento es proporcional a los gradientes de velocidad media.

La turbulencia es un fenómeno natural que ocurre en fluidos cuando los gradientes de velocidad son grandes, lo cual se manifiesta en perturbaciones dentro del dominio de flujo como una función del espacio y tiempo. Puede ser definido como:

- Un movimiento tridimensional caótico de torbellinos de distintos tamaños, superpuestos a un movimiento o flujo principal del fluido.
- Un tipo de movimiento que aplica a una solución particular de las ecuaciones de Navier Stokes.
- Un eficiente mezclador de masa, momento cinético y energía.
- Un disipador importante de Energía.

En el *flujo laminar*, las capas de fluido se deslizan de forma suave y ordenada, en caso contrario, se considera flujo turbulento. Una forma de determinar el tipo de flujo es encontrando la relación de sus fuerzas de inercia (asociado con los efectos convectivos) respecto a sus fuerzas viscosas, esto es, el número de *Reynolds*. Cuando el *Re* es alto, el flujo presenta un comportamiento caótico y aleatorio, el movimiento es intrínsecamente inestable, la velocidad y todas las propiedades varían también de forma aleatoria y caótica. A esto se le llama *flujo turbulento*. El movimiento turbulento está caracterizado por:



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

- 1.- un mezclado importante en el flujo, mucho mayor que el producido por el movimiento molecular, como consecuencia de las fluctuaciones de gran amplitud.
- 2.- una superposición de remolinos o vórtices que involucran distintas escalas: las escalas mayores reciben la energía procedente del flujo medio y las transmiten a las escalas menores, donde dicha energía se transforma en energía interna por acción de la viscosidad.

Los remolinos, también llamados vórtices, que caracterizan el flujo turbulento son de diversos tamaños. Los remolinos grandes se rompen en otros menores, éstos en remolinos más pequeños, y así sucesivamente. Cuando los remolinos se hacen lo suficientemente pequeños se disipan en forma de calor debido a la viscosidad.

Sin embargo, ni Reynolds ni Boussinesq intentaron resolver las ecuaciones de Navier-Stokes, y no fue sino hasta principios del siglo XX cuando Prandtl, en 1904, introdujo el concepto de capa límite y así la física de flujos viscosos comenzó a ser entendida. A partir de allí, diferentes formulaciones han sido propuestas para la modelación de los esfuerzos de Reynolds. La principal diferencia entre los modelos es el número de ecuaciones, el cual radica en la utilización o no de ecuaciones de transporte para caracterizar a las variables necesarias para determinar la viscosidad turbulenta.

La elección del modelo de turbulencia dependerá de varias consideraciones tales como la física presente en el flujo, la práctica establecida para una clase de problema específico, el nivel de exactitud requerido, los recursos computacionales disponibles y la cantidad de tiempo disponible para la simulación.

La turbulencia afecta todas propiedades de los fluidos, pero computacionalmente no es factible realizar estos cálculos, y si lo fuera se generarían más datos de los que se pueden manejar. Los modelos de turbulencia utilizados presentan un buen grado de exactitud para flujos abiertos, confinados y con separación, y no son muy inexactos para flujos no confinados, flujos con grandes gradientes longitudinales y flujos turbulentos completamente desarrollados.



Se han propuesto diferentes formulaciones para la modelación de esfuerzos de Reynolds, siendo la principal diferencia entre los modelos, el número de ecuaciones, si se utilizan o no estas ecuaciones de transporte para caracterizar las variables necesarias y determinar la viscosidad turbulenta. Se clasifican de la siguiente forma:

1) Modelos algebraicos o de cero ecuaciones

En estos modelos no se hace uso de ecuaciones de transporte para definir la velocidad y la longitud característica, sino que especifican la viscosidad turbulenta directamente de manera empírica mediante procedimientos de prueba y error, a través de formulaciones empíricas o relacionándola a la distribución de velocidades medias.

2) Modelos de dos ecuaciones

En este tipo de modelos se busca la determinación de la longitud característica de las grandes escalas turbulentas, a partir de la resolución de una ecuación diferencial adicional de transporte. La idea general se basa en la suposición de que el tamaño de los vórtices turbulentos depende de sus dimensiones iniciales al ser convectivos debido al flujo de la disipación turbulenta (la cual al destruir a los vórtices pequeños aumenta el tamaño efectivo de las grandes escalas).

3) Modelos de orden superior

En este se deriva una ecuación de manera exacta que describe estos esfuerzos, no solucionando el problema de turbulencia, sino que traslada las incógnitas a momentos de orden superior que necesitan ser modelados, dando origen a la denominación de este tipo de modelos, los cuales han demostrado ser eficientes describiendo el campo de flujo.



Los modelos básicos de turbulencia que se utilizan actualmente varían en complejidad desde simples coeficientes de viscosidad, hasta sistemas completos de ecuaciones adicionales, como los siguientes

2.6.1 Modelo $k-\varepsilon$

El modelo $k-\varepsilon$ es uno de los modelos de turbulencia más usados a nivel industrial. Es un modelo con dos ecuaciones de transporte para representar las propiedades turbulentas del flujo.

Este modelo forma parte de una familia de modelos de dos ecuaciones, para los que se deben resolver ecuaciones adicionales de transporte a fin de calcular los esfuerzos de Reynolds.

El modelo $k-\varepsilon$ tiene dos formulaciones: La forma estándar y la forma de transporte de esfuerzos cortantes (*SST*). Ambos modelos tienen formas similares en cuanto a sus ecuaciones de transporte.

La primera variable de este modelo es la energía cinética turbulenta (k), dicha variable determina la intensidad turbulenta, mientras que la segunda variable representa la disipación turbulenta (ε). Las dos ecuaciones que necesitan ser resueltas son:

Energía cinética turbulenta

$$\left(\frac{\partial}{\partial x_i}\right) (\rho k) + \left(\frac{\partial}{\partial x_i}\right) (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + \rho \varepsilon \quad (2.10)$$

Disipación turbulenta (ε)

$$\left(\frac{\partial}{\partial t}\right) (\rho \varepsilon) + \left(\frac{\partial}{\partial x_i}\right) (\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.11)$$



Donde

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t, \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, C_{1\varepsilon}^* = C_{1\varepsilon} - \frac{\eta(1-\eta/\eta_0)}{1+\beta\eta^3}$$

$$\eta = (2E_{ij} \cdot E_{ij})^{1/2} \frac{k}{\varepsilon}, E_{ij} = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right]$$

Las cantidades $C_\mu, C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, \beta, \eta_0$ son constantes empíricas. La cantidad G_k que aparece en ambas ecuaciones es un término de generación de turbulencia. Contiene productos de gradientes de velocidad y dependen también de la viscosidad turbulenta.

$$G_k = \mu_t \left[\frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right] \frac{\partial U_j}{\partial X_i}$$

Otros términos fuente pueden ser adicionados para incluir otros efectos físicos, como remolinos, flotación o compresibilidad. La viscosidad turbulenta μ_t se deriva tanto de k como de ε , involucran una constante tomada de datos experimentales, C_μ , que tiene un valor de 0.09.

En resumen, en el proceso de solución para el modelo $k-\varepsilon$, las ecuaciones de transporte se resuelven para la energía cinética turbulenta y la razón de disipación.

Las soluciones para k y ε son utilizadas para calcular la viscosidad turbulenta μ_t .

Los esfuerzos de Reynolds no se calculan directamente, sino que se modelan adicionando la viscosidad turbulenta. Las principales ventajas de este modelo es que sus cálculos son rápidos, estables y los resultados son razonables para muchos flujos, especialmente a altos Reynolds, resultando ser computacionalmente estable, aun en geometrías complejas. No se recomienda para flujos que generan demasiados remolinos, chorros redondos o flujos con fuerte separación.

Estos modelos están incluidos en el paquete computacional ANSYS FLUENT INC., en el apartado de guía para el usuario.



2.6.2 Modelo de Esfuerzos de Reynolds (RSM)

El modelo de esfuerzo de Reynolds calcula los esfuerzos $u_i u_j$. Para modelos en 2D, esto involucra a cuatro ecuaciones de transporte adicionales. Para los modelos en 3D, se requieren seis ecuaciones de transporte adicionales. Junto con la ecuación de transporte para ε , la que se debe resolver también en el modelo RSM, el efecto completo de la turbulencia puede representarse en las ecuaciones de momento con mayor exactitud de la que puede ser obtenida de los modelos $k-\varepsilon$. Flujos para los cuales la suposición de la viscosidad turbulenta isotrópica no aplica incluyen aquellos con grandes remolinos, cambios rápidos en la razón de deformación, o curvatura de líneas de corrientes sustanciales. A medida que la potencia de cómputo y la velocidad se han incrementado durante los últimos años, el uso del modelo de esfuerzos de Reynolds ha llegado a ser más extenso, dando lugar a una exactitud mejorada sobre otros modelos de turbulencia basados en las ecuaciones promediadas con el Reynolds (RANS, Reynolds Averaged Navier-Stokes) cuando se compara con resultados experimentales para un número de aplicaciones, tales como el flujo en recipientes agitados sin baffles. El modelo de esfuerzo de Reynolds calcula los esfuerzos u_i, u_j individualmente.

2.6.3 Modelo DNS

No se trata de un modelo de turbulencia en sí mismo, si no de la solución completa de las ecuaciones de Navier Stokes. Este método resulta inabordable en problemas con altos números de Reynolds, ya que sería preciso resolver todas las escalas de movimiento. Para ello resulta necesario definir un gran número de elementos, que diversos autores estiman del orden $Re^{9/4}$ aproximadamente. Las super computadoras y grandes clústers actuales han obtenido resultados para flujos simples a números de Reynolds moderados, ayudando así a la comprensión del fenómeno de turbulencia y al desarrollo de modelos más simples.



2.6.4 Modelo LES

La simulación completa de un flujo turbulento, dependiente del tiempo y a elevados números de Reynolds moderados, es prácticamente imposible por la finura de la discretización que se necesita: el tamaño de los elementos debe ser menor que la más pequeña escala de movimiento. LES es una alternativa más económica que el DNS.

Modelo de simulación de remolino grande (LES). Los remolinos turbulentos ocurren en muchas escalas en un campo de flujo. Remolinos grandes se clasifican a menudo según la extensión del grado del dominio físico. Los remolinos pequeños, sin embargo, se supone que tengan características y comportamiento similares para todos dominios del problema, independientemente de su tamaño global o propósito. Con el modelo LES, las ecuaciones de continuidad y de momento son filtradas antes de ser resueltas de manera transitoria.

2.7 Métodos numéricos

A continuación, se describen los métodos numéricos más usados para la resolución numérica de ecuaciones parciales.

2.7.1 Método de diferencias finitas

El método de diferencias finitas (FDM) es uno de los métodos más antiguos para la resolución de ecuaciones diferenciales parciales, en donde el dominio es discretizado por medio de celdas rectangulares o cuadriláteras (Figura 2.3). A veces las longitudes de las celdas, ΔX , ΔY , son constantes o son iguales, $\Delta X = \Delta Y$. Las variables desconocidas están definidas en los nodos que se colocan al centro de la celda o en los puntos de intersección con los límites de las celdas.



Geoméricamente, sólo pueden reproducirse límites complejos o estructuras internas complejas de una manera simplificada por medio de funciones de peso. En este método se sustituyen los cocientes diferenciales por la diferencia de cocientes. Las ecuaciones se agrupan y se colocan de forma explícita e implícita y la solución se obtiene tomando en cuenta las condiciones iniciales y/o condiciones limite. A pesar de que es un método aceptable para para resolver funciones simples, no es la mejor para análisis en CFD puesto que sus mallas son sencillas y no conserva la masa en mallas gruesas (Hinkelmann, 2005).

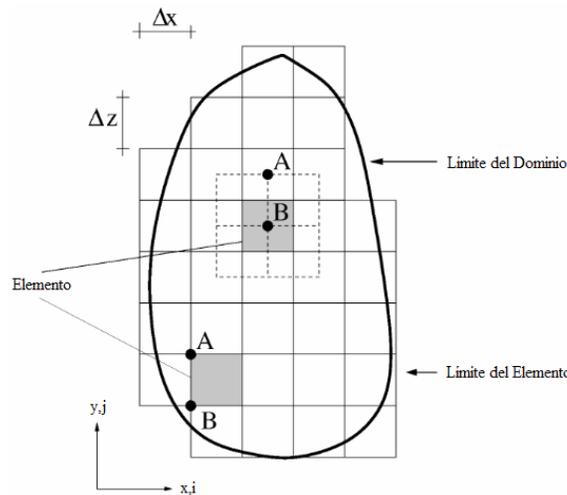


Figura 2.3. Espacio discretizado para el Método de diferencias finitas (Hinkelmann, 2005)

2.7.2 Método de Elemento finito

Método numérico general para la aproximación de soluciones de ecuaciones diferenciales parciales, utilizado en diversos problemas de ingeniería y física (Figura 2.4). El dominio computacional se subdivide en pequeños elementos finitos con nodos en los extremos, en dos dimensiones generalmente se eligen triángulos o cuadriláteros. Las variables desconocidas se definen generalmente en los nodos, en algunas ocasiones en el centro del elemento o en el centro de los límites y el curso de los elementos desconocidos se definen por funciones de interpolación. En cada elemento, la ecuación diferencial se minimiza en su forma integral y las



ecuaciones simples se agrupan resultando en muchos casos un sistema de ecuaciones. La solución para estos sistemas está determinada por las condiciones límite o las condiciones iniciales.

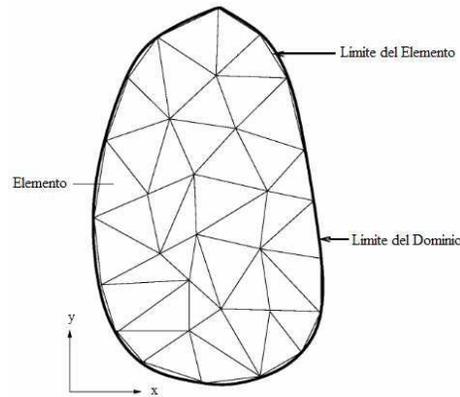


Figura 2.4 Espacio discretizado para el método de elemento finito (Hinkelmann, 2005)

2.7.3 Método de Volumen Finito (VOF)

En este trabajo se decidió utilizar el método de *Volúmenes finitos* para aproximar la solución de las ecuaciones de *Navier-Stokes*. Este método permite discretizar y resolver numéricamente las ecuaciones diferenciales.

El método de volúmenes finitos, como método general para la resolución de ecuaciones de Euler/ Navier Stokes, comienza con una división del dominio en elementos triangulares o cuadriláteros en 2-D o tetraédricos, hexaédricos, prismas y otras en 3-D, como los poliedros usados para casos de estudio en esta tesis (Figura 2.5).

Para realizar la integración se requiere especificar perfiles de variación de la variable dependiente entre los puntos de la malla (nodos), para poder evaluar las integrales resultantes. El número total de nodos multiplicado por el número de variables del problema es el número de grados de libertad del problema. La principal propiedad del sistema de ecuaciones discretizadas resultante, es que la solución obtenida



satisface en forma exacta las ecuaciones de conservación consideradas, independientemente del tamaño de la malla.

Un volumen de control se construye de tres maneras:

- En el centro de la celda, el volumen de control es el elemento y los desconocidos se determinan en el centro del elemento.
- En el centro del nodo, se construye un volumen de control en un polígono vertical, con los puntos medios de los bordes del elemento, sin embargo, está limitado por la geometría de la malla.
- En el centro del nodo, se construye el volumen de control en un polígono, con el centro de los elementos y de los ejes.

La idea principal de este método es la integración de ecuaciones diferenciales en su forma conservativa en todo el volumen de control, garantizando la conservación local de cada ecuación (Hinkelmann, 2005).

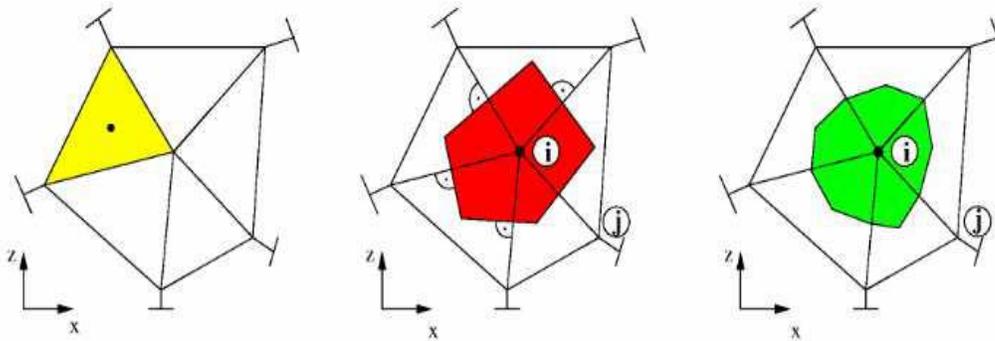


Figura 2.5 Volumen de control del Método de Volumen Finito (Hinkelmann, 2005)



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

CAPITULO III

METODOLOGIA



3.1. Introducción

En este capítulo se presenta la metodología a seguir describiendo los pasos que se llevaron a cabo para la generación del diseño del equipo térmico y la simulación en CFD, que permitirán conocer los resultados del comportamiento hidráulico y térmico de los Intercambiadores de calor de tubos y coraza con baffles helicoidales (ICBH) con diferentes ángulos de inclinación (25° , 30° , 35° y 40° y 50° , respectivamente) a través de datos numéricos que se representaron gráficamente.

A partir de la simulación numérica se puede conocer resultados que proporcione el comportamiento y coadyuven al diseño y optimización de un *Helixchanger* mediante una metodología de trabajo bajo ciertos criterios y condiciones de operación.

Se presenta inicialmente el equipo diseñado en Design Modeler. Posteriormente se presenta el mallado realizado en Mesh, la especificación de las zonas sólidas y fluidas que conforman el equipo, así como, la asignación de los nombres de cada una de las partes que conforman el ICBH para ser exportados a Fluent. El tercer paso es la realización de las simulaciones usando diferentes ángulos de inclinación. Posteriormente se procesan los datos numéricos y se representan de forma gráfica. A su vez, se realiza la sensibilidad de malla y la validación experimental con datos reportados en bibliografía.

En la **Figura 3.1** se muestra el diagrama de bloques donde se resume el desarrollo de la metodología realizada en esta tesis.



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

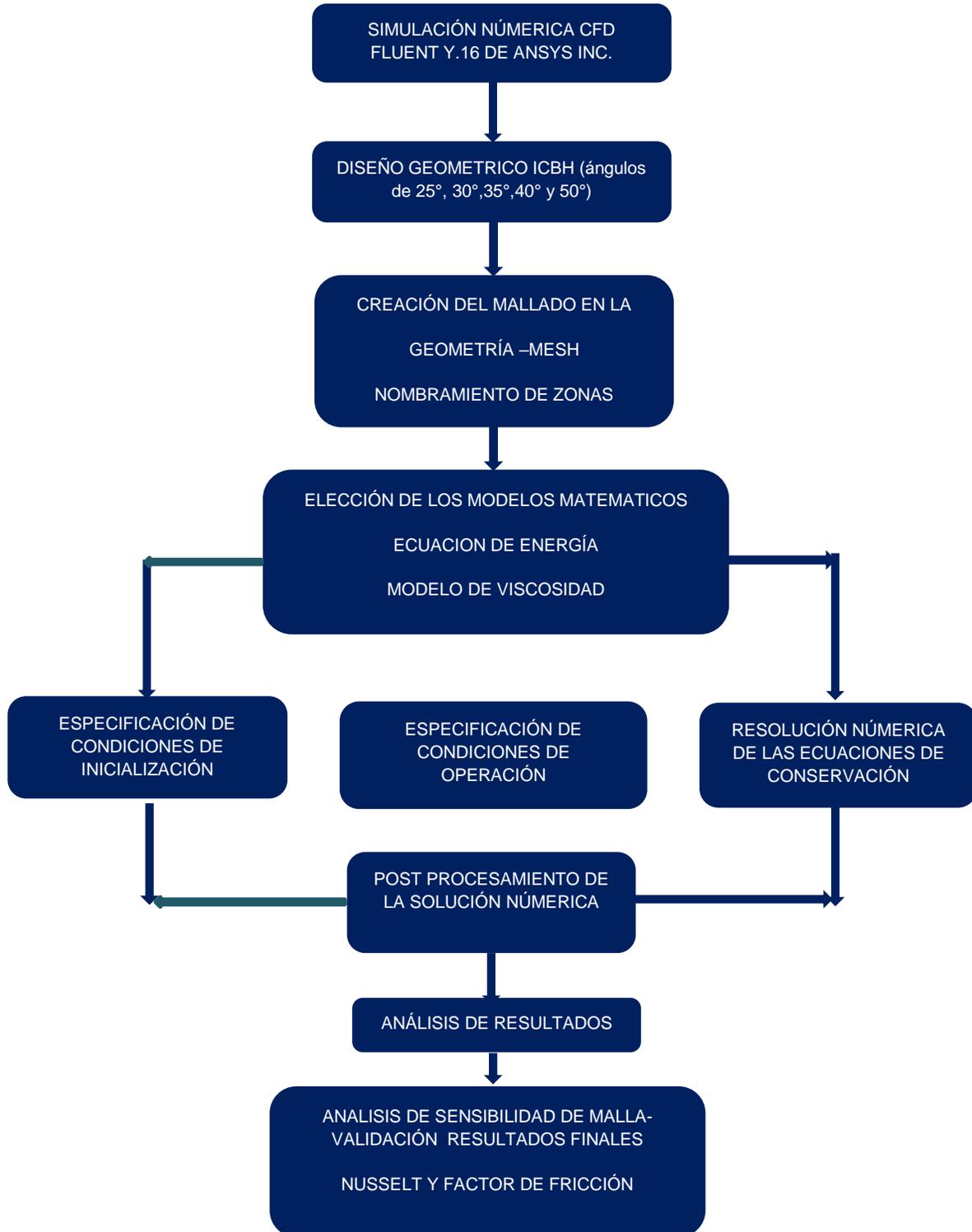


Figura 3.1 Diagrama de bloques de la Metodología desarrollada para el estudio de ICBH mediante simulación numérica CFD.



3.2 Pasos para el diseño de un Intercambiador de calor de tubos y coraza con baffles helicoidales

En los paquetes existentes de *CFD*, el usuario primeramente especifica las condiciones del problema que se va a resolver, provee a la computadora de ciertos parámetros para que el programa obtenga resultados razonables. Los pasos que hay que seguir en un trabajo de este tipo son los siguientes:

- Especificar la geometría del problema
- Crear el mallado.
- Elección y definición de los modelos matemáticos.
- Especificar las propiedades del fluido.
- Definir las condiciones de frontera.
- Introducir las condiciones iniciales

3.3 Generación de la Geometría

Las geometrías utilizadas para las simulaciones se desarrollaron en Design Modeler de la suite de ANSYS v.16.0 destinada al diseño de geometrías. Se realizó a partir del diseño experimental reportado por Wang y Leí (2008). Las especificaciones se muestran en la **Tabla 3.1**.

Tabla 3.1 Especificaciones de la geometría de intercambiadores de calor de tubos y coraza con baffles helicoidales (*Leí et al., 2008*).

Diámetro interno de la coraza	110 mm
Diámetro interno del tubo	19 mm
Pitch tubo	25 mm



Numero de tubos	9
Inclinación de ángulo helicoidal	20°, 25°, 30°, 35°, 40°.
Largo del equipo	650 mm

Inicialmente se procedió a realizar el dibujo de la primera geometría en Design Modeler, herramienta incluida dentro de Ansys Fluent para la generación de geometrías (ver **Figura 3.2**). Se muestra la distribución de los tubos dentro del ICBH.

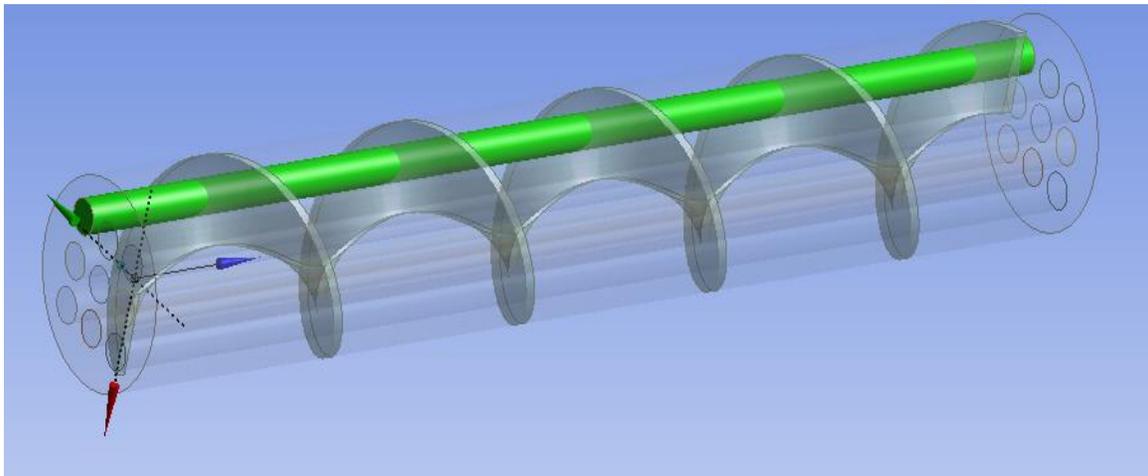


Figura 3.2 Diseño del primer ICBH en Design Modeler (DM).

Se crearon 5 configuraciones de diseño helicoidal con un ángulo distinto, 25°, 30°, 35° 40° y 50° que se utilizaron posteriormente para las simulaciones. El fluido de trabajo por el lado tubos fue agua y por el lado coraza (casos de estudio) fue aceite 1 (diésel), aceite 2 (aceite de motor) y agua (Ver propiedades fisicoquímicas en **Tablas 3.3 3.4 y 3.5**).



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

Una sexta geometría generada se utilizó para la validación de este trabajo y se diseñó con un ángulo helicoidal de 30° , el fluido del lado coraza fue aceite 1 y en la pared de los tubos se utilizó un flujo de calor a temperatura constante (flux de calor). Las condiciones geométricas se replicaron de acuerdo con las especificaciones de la **Tabla 3.1** con ángulo de inclinación de 30° reportadas por Lei (2008).

La Figura 3.3 muestra en vista frontal a la entrada del lado coraza y de tubos, la configuración geométrica del arreglo cuadrado de los tubos y el espacio entre ellos que corresponde a la coraza. La configuración consta de 9 tubos alineados en forma transversal a lo largo del intercambiador.

Las 6 diferentes geometrías con diferentes inclinaciones de ángulo helicoidal se elaboraron con el mismo procedimiento de diseño.

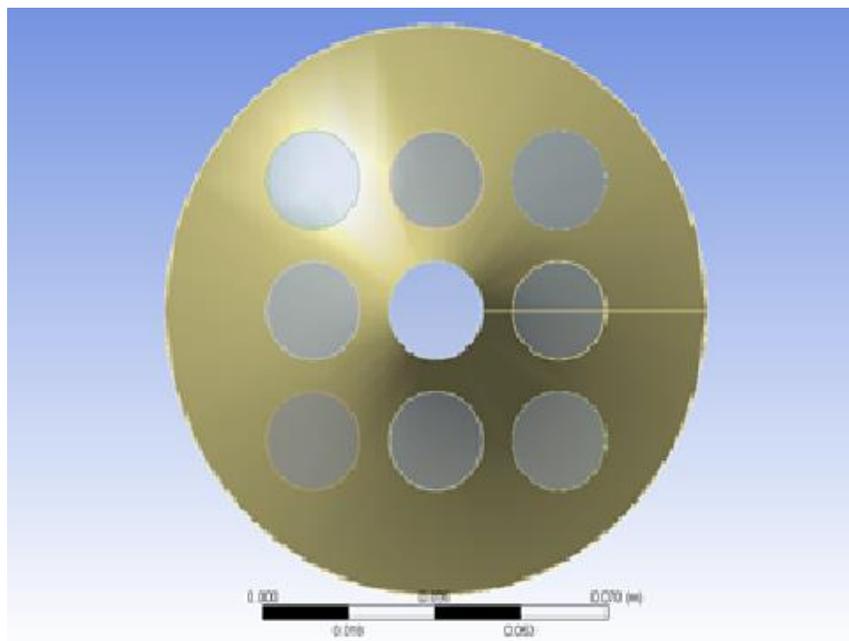


Figura 3.3 Vista frontal del arreglo cuadrado de tubos de la geometría de un ICBH.



3.4 Mallado del Dominio Computacional

El dominio de integración fue mallado en *Mesh* de Fluent. La generación de malla comenzó con el mallado de las superficies que conformaron al equipo ya diseñado y definido. En la **Figura 3.4** puede observarse la geometría definida en Mesh. La generación de la malla es la fase más importante en CFD, porque debe ser definida para poder ser cargada en el Set up de Fluent y de sus volúmenes de control depende la exactitud de la solución. La malla se basa en cuatro conceptos principales: volúmenes, superficies, segmentos y nodos. Un volumen está limitado por un conjunto de superficies cerradas, una superficie está limitada por un conjunto de segmentos cerrados y un segmento está limitado por nodos.

La malla que constituyó la superficie del lado donde existe fluido fue nombrado "Fluid Internal" y la superficie sólida se nombró como "Wall", definiendo de esta forma la parte fluida y la sólida respectivamente.

Así mismo, se nombró la entrada por el lado tubos y por el lado coraza; a la entrada se definió como "Inlet" y la salida como "outlet". Esto se realizó para especificar las condiciones de frontera que posteriormente serían necesarias en el siguiente paso dentro del "Set up en Fluent".

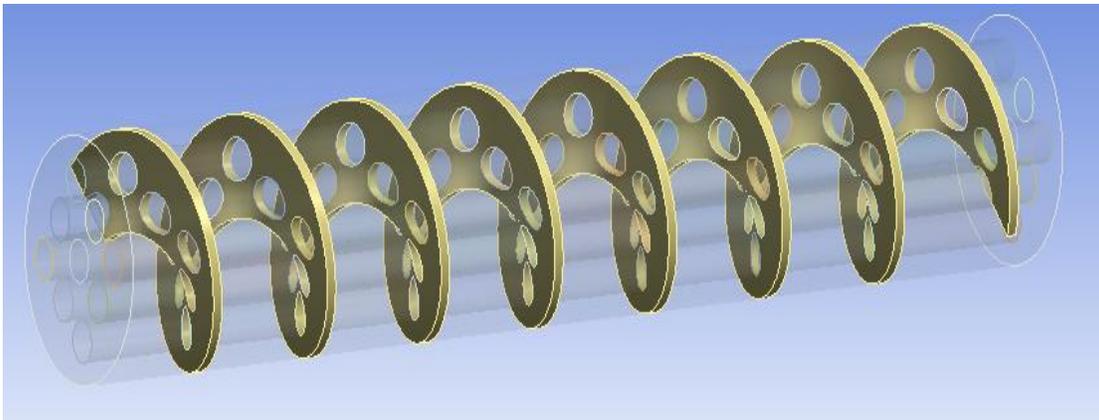


Figura 3.4 Diseño de un Intercambiador de calor de baffles helicoidales con arreglo cuadrado de 9 tubos dispuestos a lo largo del equipo en Mesh de Fluent.



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

En la **Figura 3.4**, puede observarse en la parte sombreada las superficies de los tubos y el interior del intercambiador de calor de baffles helicoidales. Se observa el contorno por donde pasan los tubos a través de los baffles helicoidales a lo largo del equipo en la ventana de Mesh de Fluent.

El siguiente paso que se llevó a cabo fue mallar la superficie de la coraza del ICBH para un ángulo de inclinación de las 5 geometrías generadas.

La **Figura 3.5** puede visualizarse de forma lateral el equipo, en la que se observa el mallado en la pared de uno de los tubos. Se observa el mallado en la pared de uno de los tubos nombrado como tubo 3.

Realizadas las geometrías y las mallas para los diferentes ángulos de inclinación, los nodos y elementos variaron de acuerdo al ángulo 25°, 30°, 35°. 40° y 50°: respectivamente.

En la **Tabla 3.2** se muestra el número de nodos y elementos de la malla de cada una de las geometrías utilizadas en este trabajo con respecto al ángulo utilizado.

Tabla 3.2 Nodos y elementos en el mallado de las diferentes geometrías con respecto al ángulo de diseño.

ÁNGULO	NODOS	ELEMENTOS
25°	2,289,980	1,689,700
30°	2,721,980	1,876,159
35°	4,351,326	2,617,787
40°	3,385,343	2,503,695
50°	2,494,093	1,840,885

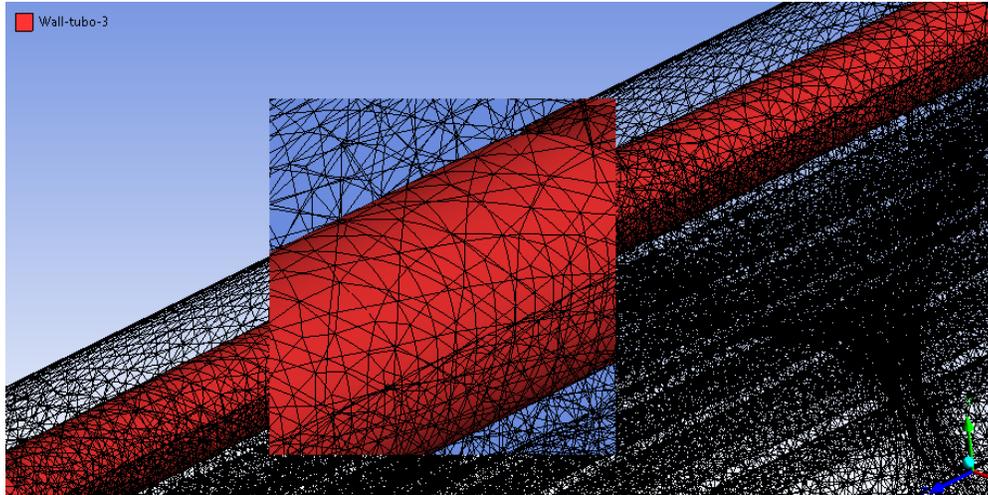
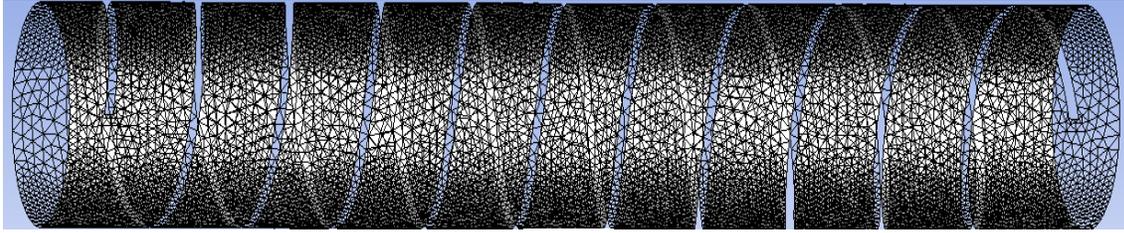
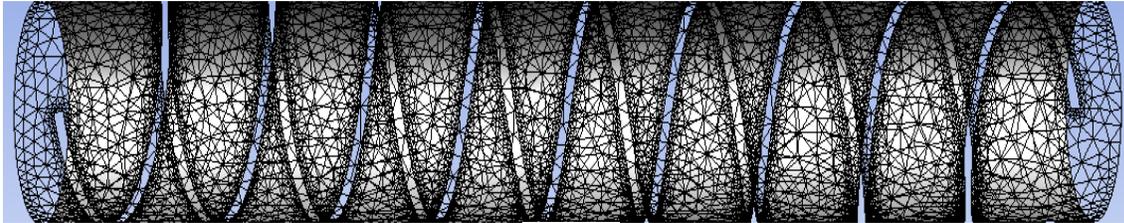


Figura 3.5 Superficie definida de tubo 3 Wall tubo 3 y vista de malla de sus alrededores

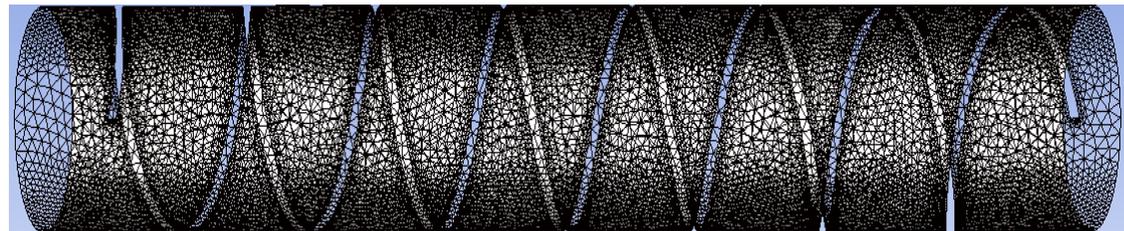
La **Figura 3.6** muestra el mallado para todos los ICBH con diferentes ángulos de inclinación que se diseñaron en este trabajo. Pueden observarse las 5 geometrías generadas para llevar a cabo las diferentes simulaciones.



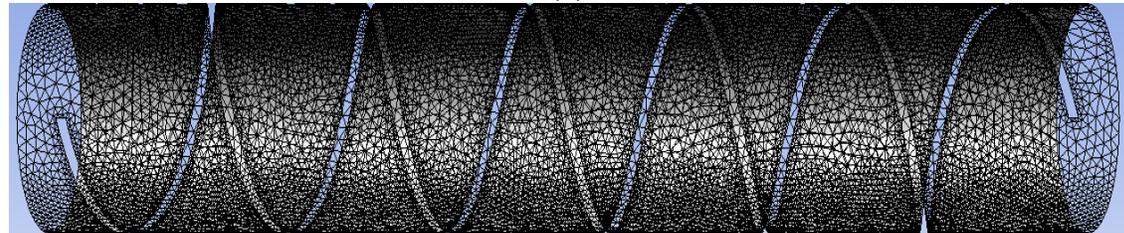
(a)



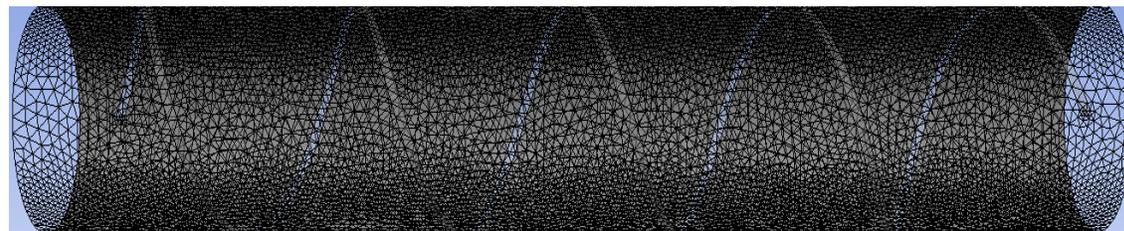
(b)



(c)



(d)



(e)

Figura 3.6 Mallado de cada geometría a utilizar para las simulaciones a diferentes ángulos de inclinación a) 25°, b) 30°, c) 35°, d) 40° y e) 50° de ICBH.



Una vez especificada la malla, deben nombrarse cada una de las zonas, de entrada y de salida. Cada diferente geometría fue nombrada en Mesh.

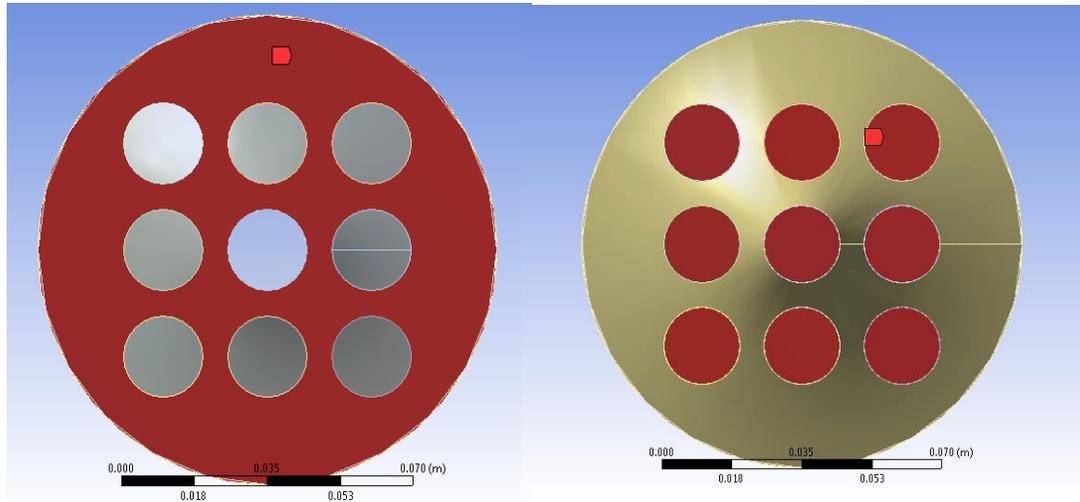


Figura 3.7. Vista frontal del nombramiento en Mesh, para las entradas de los tubos y de la coraza en el ICBH.

El procedimiento presentado en este capítulo para la generación de una geometría, se realizó las veces necesarias para obtener cada diferente geometría con ángulos de inclinación distinta. Para cada una de las geometrías se procedió a especificar la entrada y salida del fluido para el lado coraza y el en el lado tubos del equipo, así mismo se definió las zonas sólidas y fluidas. De la misma manera se realizó el anterior procedimiento al generar la réplica del diseño de un intercambiador de tubos y coraza con un ángulo helicoidal de 30° reportado por **Lei (2008)**, para poder realizar la comparación y así generar la validación de este trabajo de tesis.

3.5 Propiedades de los Materiales y fluidos utilizados.

Las propiedades termo físicas de los aceites 1,2 y agua, utilizados en este trabajo por el lado coraza a 335K, se muestran en las **Tablas 3.2, 3.3 y 3.4** respectivamente. El fluido utilizado por el lado tubos fue agua a 300 K.



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

Tabla 3.3. Propiedades termo físicas del aceite 1 utilizado como fluido caliente (Leí, 2008).

Propiedad	Valor
C_p (J/kg K)	2316.2
Pr	110
μ (kg/m s)	0.006255
ρ (kg/m ³)	814.3
λ (W/m K)	0.130

Tabla 3.4. Propiedades termo físicas del aceite 2 utilizado como fluido caliente.

Propiedad	Valor
C_p (J/kg K)	2047
Pr	1050
μ (kg/m s)	0.0725
ρ (kg/m ³)	829
λ (W/m K)	0.14

Tabla 3.5. Propiedades termo físicas de agua utilizado como fluido caliente Xiao (2013).

Propiedad	Valor
C_p (J/kg K)	4182
Pr	6.99
μ (kg/m s)	0.001
P (kg/m ³)	998
λ (W/m K)	0.600



Una vez definidas las condiciones de contorno del problema, el archivo de malla es cargado a la ventana "Set up" de Fluent para definir las condiciones iniciales y de frontera. Se seleccionó el modelo físico, las zonas del equipo para especificar dónde habría fluidos y sólidos, las propiedades de los fluidos de acuerdo al caso de estudio. El material sólido del equipo utilizado en todos los casos fue acero inoxidable.

En la **Figura 3.8** pueden apreciarse 2 figuras en las que se muestran los parámetros geométricos que se utilizaron en cada una de las geometrías diseñadas en este trabajo. La imagen (a) muestra, una geometría con ángulo de inclinación $\theta = 25^\circ$ y la b) $\theta = 50^\circ$. Para ambas imágenes se señala la longitud del intercambiador (L), el diámetro de la coraza (D) y el pitch helicoidal (PH) que es la distancia que hay entre baffle y baffle, el cual varía para cada una de las 5 geometrías utilizadas, se observa que en el ángulo de 50° , el pitch helicoidal es mayor que el de 25° , por lo tanto, el PH decrece cuando el ángulo helicoidal disminuye.

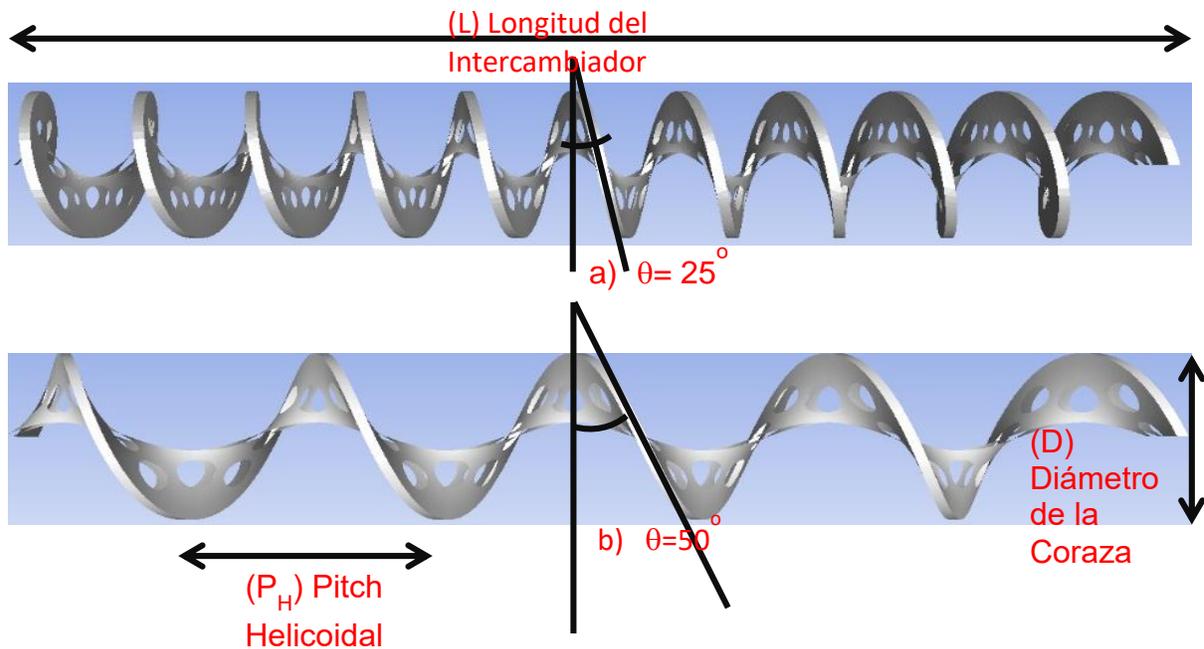
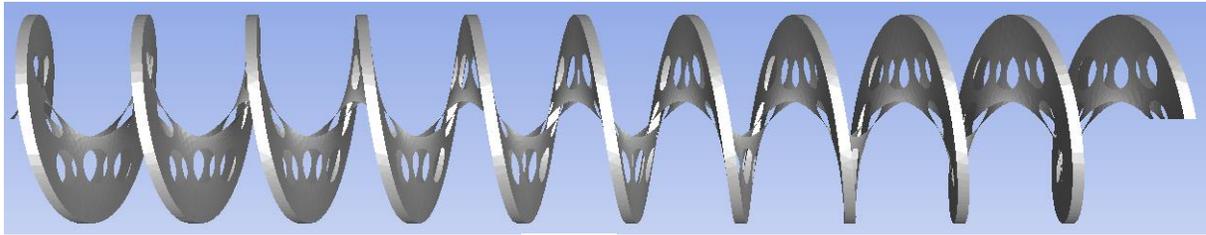


Figura3.8. Parámetros geométricos

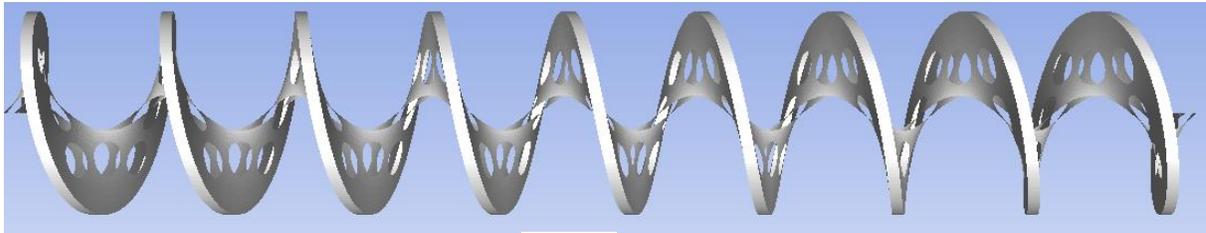


UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

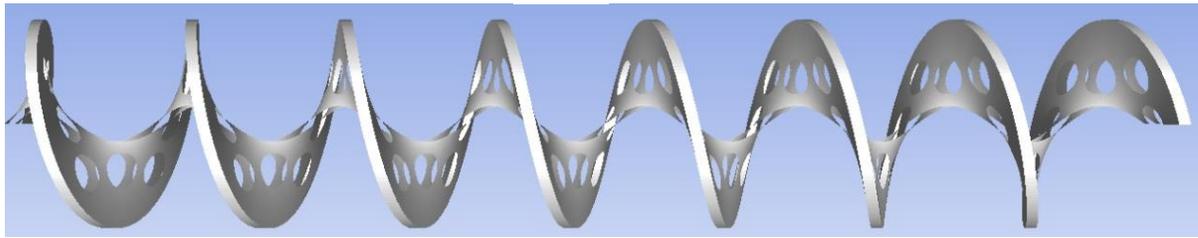
En la **Figura 3.9** se observan las 5 configuraciones geométricas diseñadas para los intercambiadores con los diferentes ángulos de inclinaciones, a) 50 °, b) 40, c) 35 °, d) 30 y e) 25°. Cuando el ángulo helicoidal es grande (a) 50°), se muestra que el espaciado existente entre bafle y bafle es mayor, haciendo esta distancia un Pitch helicoidal. A medida que el ángulo formado entre bafle y bafle va disminuyendo, el espaciado entre bafles también decrece (b), c) y d)). Por lo tanto, cuando se observa la geometría del menor ángulo utilizado en este trabajo ($\neq 25^\circ$), el espaciado de un pitch helicoidal se ve más reducido.



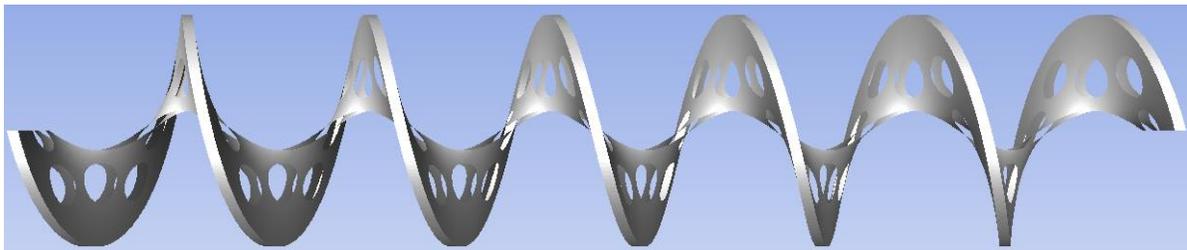
(a)



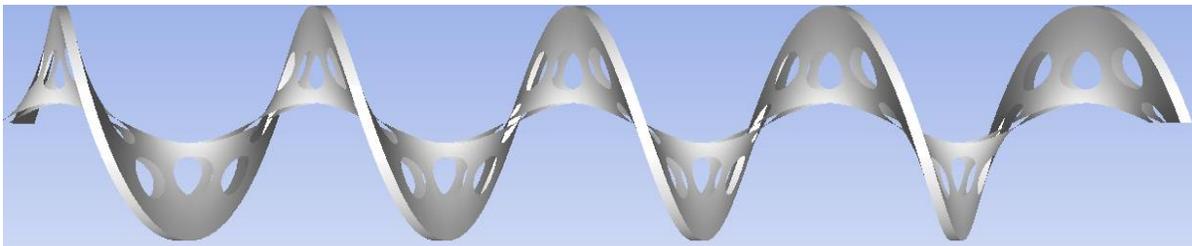
(b)



(c)



(d)



(e)

Figura3.9. Configuración geométricas de los baffles helicoidales dentro de los ICBH con inclinación de a) $\alpha 25^\circ$, b) $\alpha 30^\circ$, c) $\alpha 35^\circ$, d) $\alpha 40^\circ$, e) $\alpha 50^\circ$.



3.6 Formulas y Parámetros adimensionales:

Las fórmulas que se utilizaron para el lado coraza, son las siguientes:

El número de Reynolds es definido como:

$$Re_s = \frac{\rho u d_e}{\mu} \quad (3.1)$$

$$u = \frac{Re_s \mu}{d_h \rho} \quad (3.2)$$

El diámetro hidráulico fue calculado con la formula general.

$$d_e = \frac{4 \text{ área libre}}{\text{perímetro mojado}} \quad (3.3)$$

Los cálculos para obtener el área mínima transversal requerida (Ver Figura 4.1) para diferentes ángulos del Intercambiador de calor helicoidal fue (Y.G. Lei, et al 2008):

$$A_{\text{libre de flujo}} = \frac{1}{2} B D \left(1 - \frac{d}{p} \right) \quad (3.4)$$

Dónde:

B, es la distancia axial de un periodo.

D, el diámetro de la coraza.

P, espaciado del tubo.

d, diámetro del tubo

Usando la ecuación anterior, el valor del área libre de flujo requerida para diferentes ángulos en los ICBH son los siguientes:

$$A_{\text{libre de flujo } \alpha 25^\circ} = 0.00066 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{libre de flujo } \alpha 30^\circ} = 0.00092 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{libre de flujo } \alpha 35^\circ} = 0.00108 \text{ m}^2$$



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

$$A_{\text{libre de flujo}} \approx 35^\circ = 0.00135 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{libre de flujo}} \approx 35^\circ = 0.0017 \text{ m}^2$$

El perímetro mojado es la suma de todas las superficies en contacto con el fluido

$$P_{\text{mojado}} = \pi D_{\text{diametro coraza}} + \pi D_{\text{tubo}} (9 \text{ tubos}) + \text{perimetro de un helicoides} \quad (3.5)$$

Una hélice se puede definir por tres cantidades, el radio (r), el aumento de la hélice en una revolución o distancia axial de un periodo (B) y el número de vueltas (ciclos o pitch helicoidal). El perímetro P_h asociado a un giro de hélice se define como:

$$P_{\text{helicoides}} = (B^2 + C^2)^{0.5} \quad (3.6)$$

$C = 2r\pi$, donde C es la circunferencia del círculo

El coeficiente de transferencia de calor (h) y el número de Nusselt se definen como:

$$h = \frac{Q}{A\Delta T} \quad (3.7)$$

$$Nu = \frac{h d_e}{\lambda} \quad (3.8)$$

El factor de fricción se define como:

$$f = \frac{2t_0}{\rho v^2} \quad (3.9)$$

$$t_0 = \Delta p * \frac{d_h}{l} \quad (3.10)$$

3.7 Ecuaciones de gobierno del dominio computacional y condiciones de frontera

Las ecuaciones de conservación en el dominio computacional son: continuidad, momentum y energía, y se expresan como:

- **Continuidad:** La ecuación de continuidad es un enunciado de la conservación de la masa.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho v = 0$$



En coordenadas cartesianas (x,y,z)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho v_x) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v_y) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho v_z) = 0$$

- **Momento:** La ecuación de momento es un enunciado de la conservación de momento o cantidad de movimiento en cada una de las tres direcciones componentes.

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial p}{\partial x_k}$$

- **Energía**

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{K}{C_p} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right)$$

Al utilizar el modelo turbulento k - \mathcal{E} , las ecuaciones de transporte para realizar las simulaciones, se resuelven para la energía cinética turbulenta y la razón de disipación. Las soluciones para k y \mathcal{E} son utilizadas para calcular la viscosidad turbulenta μ_t .

Energía cinética turbulenta

$$\left(\frac{\partial}{\partial x_i} \right) (\rho k) + \left(\frac{\partial}{\partial x_i} \right) (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + \rho \mathcal{E} \quad (2.10)$$

Disipación turbulenta (\mathcal{E})

$$\left(\frac{\partial}{\partial t} \right) (\rho \mathcal{E}) + \left(\frac{\partial}{\partial x_i} \right) (\rho \mathcal{E} u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial \mathcal{E}}{\partial x_j} \right) + C_{1\mathcal{E}} \frac{\mathcal{E}}{k} G_k - C_{2\mathcal{E}} \rho \frac{\mathcal{E}^2}{k} \quad (2.11)$$

Donde

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t, \quad \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\mathcal{E}}, \quad C_{1\mathcal{E}} = C_{1\mathcal{E}} - \frac{\eta(1-\eta/\eta_0)}{1+\beta\eta^3}$$



$$\eta = (2E_{ij} \cdot E_{ij})^{1/2} \frac{k}{\varepsilon} , E_{ij} = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right]$$

La **Figura 3.10** presenta las condiciones de frontera que se utilizaron para cada una de las simulaciones llevadas a cabo. El fluido que circuló por el lado de la coraza del ICBH fue aceite 1, 2 y/o agua con las propiedades termo físicas que se muestran en las **Tablas 3.3, 3.4 y 3.5** respectivamente, según el caso. La condición de frontera a la entrada para la temperatura fue de 335 K (T_{ec}) y Presión de 0 (P_{sc}) como una condición de frontera a la salida del equipo para todos los casos. La velocidad de entrada (V_{et}) m/s fue definida de acuerdo con el número de Reynolds utilizado para cada una de las simulaciones. Se utilizaron 5 geometrías con distinto ángulo de inclinación en los baffles como casos de estudio en este trabajo. Las condiciones de frontera para los tubos donde fluyó agua fueron: Temperatura de entrada a 300K (T_{et}) y la velocidad en m/s en la pared de los tubos (V_{pt}), cero.

Se utilizaron 5 geometrías con distinto ángulo de inclinación en los baffles como casos de estudio en este trabajo. El fluido que circuló por el lado de la coraza del ICBH fue aceite 1, 2 y/o agua con las propiedades termo físicas que se muestran en las **Tablas 3.3, 3.4 y 3.5**. La temperatura de entrada a la coraza en todos los casos de estudio fue de 335 K,

En la sexta geometría generada, con un ángulo de inclinación de 30° para fines de validación en esta tesis, se utilizaron las mismas propiedades termo físicas para el aceite 1 de la Tabla 3.3 y una temperatura constante en la pared de los tubos de 300 K. Las simulaciones fueron realizadas en el paquete de *CFD "ANSYS Fluent"*, a diferentes velocidades en un rango de Re entre 500 y 3500. Todos los casos fueron evaluados en un régimen turbulento con el modelo *k-ε*.

La malla se convirtió de volúmenes tetraédricos a poliédricos para todos los casos. Se llevó a cabo el análisis de malla que se describe en la sección 3.10.

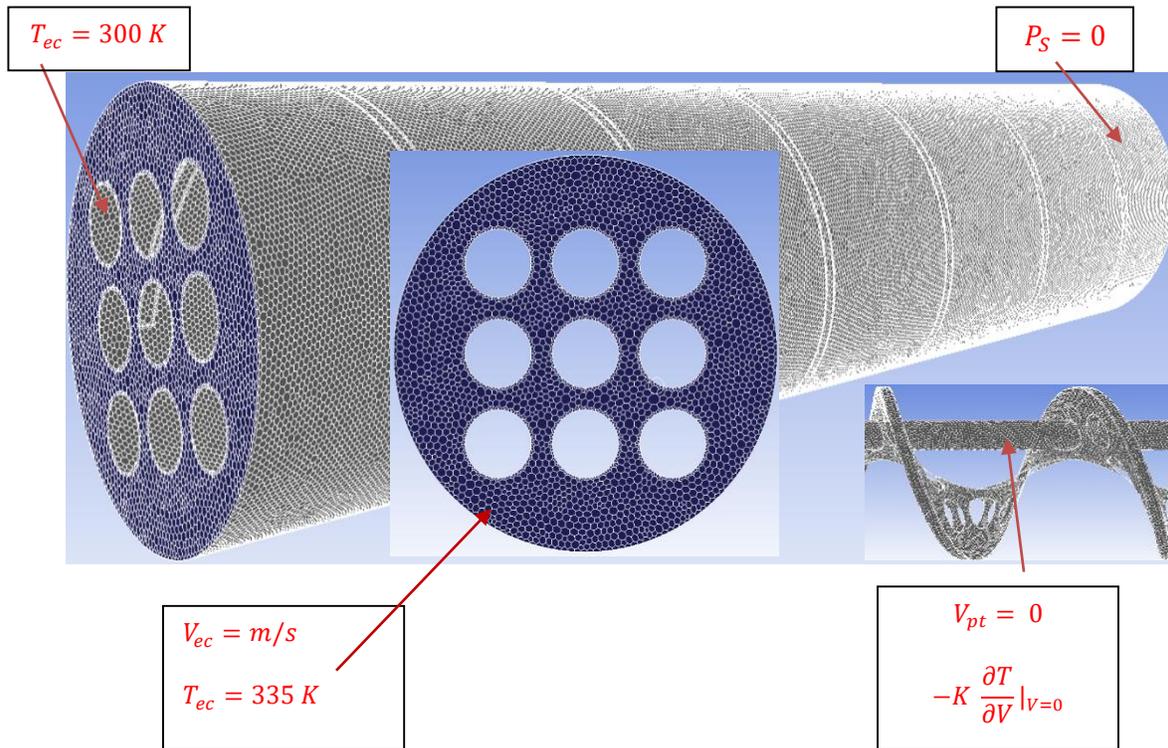


Figura3.10. Condiciones de frontera en el intercambiador de calor de baffles helicoidales

La **Figura 3.11** muestra un ejemplo del procedimiento que se llevó a cabo para realizar el cálculo del coeficiente convectivo de transferencia de calor local a lo largo del tubo en el post-procesamiento de las simulaciones, para todos los tubos y todos los casos. Como se observa en la figura, el punto azul (T_w) refiere la temperatura en la pared del tubo y los tres puntos rojos los valores de la temperatura lejos de la pared, que se utilizan para obtener el promedio de la temperatura lejos de la pared (T_∞). posteriormente h convectivo local es calculado mediante la ley de enfriamiento de Newton (ecuación 2.8 de la sección 2.5), el flujo de calor (q), también es tomado del área en estudio. Se obtiene un promedio total para cada uno de los tubos y se procede a calcular h convectivo (ecuación 3.7) y Nusselt (ecuación 3.8).



$$h = \frac{Q}{A\Delta T} \quad Nu = \frac{h d_e}{\lambda}$$

Coefficiente local de transferencia de calor. "

Ley de enfriamiento de Newton"

$$q'' = h(T_w - T_\infty)$$

$$h = \frac{-q''}{-(T_\infty - T_w)}$$

Calculo de h convectivo local

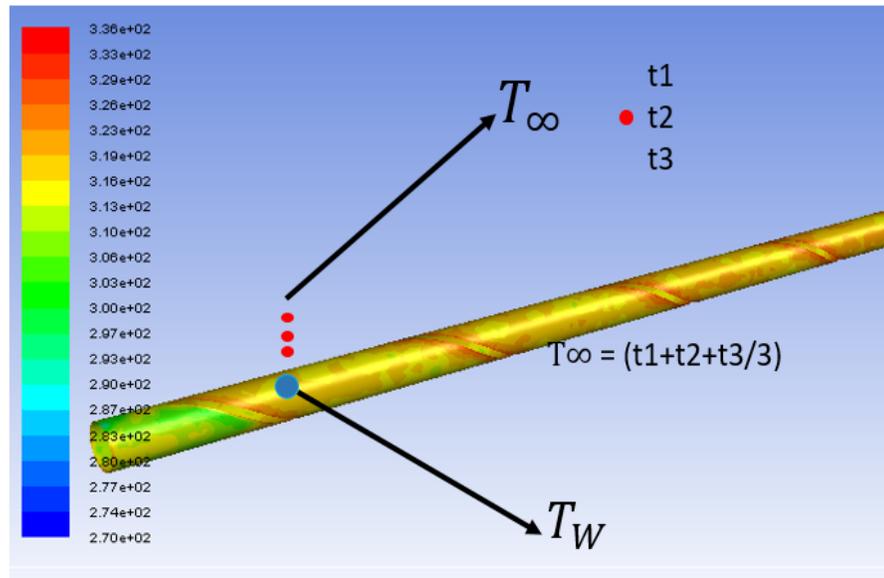


Figura3.11. Ejemplo de cómo son tomados los valores de temperatura a lo largo del tubo para realizar el cálculo de h convectivo.



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

A continuación, se exponen ordenadamente todos los pasos que hay que seguir para la inicialización del problema en FLUENT.

Tabla 3.5 Pasos a seguir para inicializar la simulación en Fluent.

Paso	Acción	Descripción
1	Abrir Fluent	
2	Cargar ICBH mallado	Se lleva el archivo de Mesh hacia Fluent
3	Entrar a Set-up	Se abre la ventana
4	Convertir a poliedro	Se selecciona icono de Mesh y se convierte el dominio a Poliedro
5	General/chek	Checar que la malla esté en buen estado
6	General/Scale	Elegir la escala geométrica: m, cm, mm...etc.
7	Definir/ Models/Energy	Se selecciona el régimen laminar o turbulento. En este caso se eligió el modelo k- ϵ , para flujo turbulento
8	Materials/Fluid - Solid	Se elige en sólido el material a utilizar (Acero inoxidable) y en fluido (Aceite-Agua)
9	Cell Zone Conditions	Se define por zona el material: aceite, agua, acero inoxidable
10	Boundary conditions	Se registran las condiciones de operación para cada zona de acuerdo con lo que se requiere evaluar
11	Reference values/ Compute from	Se selecciona todas las zonas
12	Solution Methods	Se usa el esquema simple
13	Under-Relaxation Factors	Se dejan los valores por defecto y si la solución no converge se puede intentar reducirlos y probar otra vez.



14	Monitors/residuals/ Surface	Se grafican los residuales para decidir si la solución ha convergido o no. Los residuales son la diferencia entre los valores de las variables de solución respecto de los valores que ya habían considerado. Idealmente una solución ha convergido cuando esta diferencia se hace 0. Computacionalmente, esto se traduce en un valor límite suficientemente pequeño/ Surface, se puede visualizar una ventana con la zona de interés.
15	Solution Initialization	Se elige el Método de inicialización estándar para todas las zonas y el número de iteraciones que se requiere y se inicializa la simulación

3.8 Solución del problema

Una vez comenzada la simulación en Fluent se resolvió de la siguiente manera:

- Las ecuaciones diferenciales se integraron en todos los volúmenes de control en la región de interés, las cuales se convierten en un sistema de ecuaciones algebraicas generando un juego de aproximaciones para los términos en las ecuaciones integrales. Estas ecuaciones se resolvieron en forma iterativa.
- Al cumplirse los criterios de convergencia, se llega a la solución.

3.9 Visualización de resultados en el post-procesamiento y análisis de resultados

3.9.1 Post-procesado

Al converger la solución, los últimos valores de las variables de solución se graban como la solución final. Para poder interpretar los datos se necesita ordenarlos y



visualizar la tendencia, a este paso se le llama post procesamiento. Éste posibilita realizar comparaciones con diversas simulaciones o más datos. Por lo general, la forma más sencilla de visualizar el comportamiento de los datos es mediante los gráficos de contorno en la ventana gráficos dentro de Resultados.

En esta etapa del trabajo, se visualizaron y analizaron los datos numéricos generados para cada simulación y se exportaron los datos para el post procesamiento de los resultados. Se realizaron cálculos numéricos y se representaron gráficamente los resultados obtenidos de los datos numéricos para cada caso de estudio con diferentes ángulos de inclinación de bafle.

3.10 Análisis de sensibilidad de malla y modelo de validación

La sensibilidad de malla elaborada y presentada en este trabajo. Se realizó para fines comparativos y conocer si, los resultados desarrollados y obtenidos en este estudio de tesis son precisos y confiables. La sensibilidad de malla debe ser realizada al principio del trabajo a desarrollar. Se requiere de inversión de tiempo en trabajar una malla adecuada de la geometría, ser analizado después de la simulación y así hacer la elección correcta del número de celdas a ocupar en las simulaciones. El tiempo invertido en este análisis facilita que, en lo sucesivo, la convergencia, precisión y confiabilidad de los resultados mejoren sustancialmente.

3.10.1 Sensibilidad de malla. Temperatura, Caída de presión y Velocidad para aceite 1, Re de 1,000 y $\alpha 30^\circ$.

Se realizó el dominio de 7 diferentes mallas poliédricas para la generación de simulaciones para aceite 1 con Reynolds de 1000 y un ángulo de 30° . El número de celdas con las que se generaron las simulaciones fueron: 475,000, 705,534,



1,425,105, 1'876,159, 1'996,000, 2'335,000 y 2'654,341. Se obtuvo la sensibilidad de malla para Temperatura, caída de presión y velocidad respectivamente. El número de celdas con 1'876,159 se utilizó para la realización de las simulaciones para aceite 1, en un ángulo de 30°.

3.10.2 Modelo de validación

Para llevar a cabo la validación de este trabajo, primeramente, se compararon los datos obtenidos de las simulaciones realizadas para diferentes números de Reynolds con los resultados reportados por Leí (2008).

Para poder realizar esta comparación, se procedió a la elaboración de una geometría en las mismas condiciones que las reportadas por Gang Leí (2008), donde el fluido del lado de la coraza es aceite 1 con las propiedades termo físicas mostradas en la **Tabla 3.3**, con una temperatura de entrada de 335 K y en el lado de los tubos, una temperatura constante en la pared de 300 K. Las simulaciones se realizaron a diferentes números de Re entre 500-3500 y fueron evaluadas con el modelo $k-\varepsilon$ que se utiliza para régimen turbulento. De acuerdo a la sensibilidad del análisis de malla y acorde al número de elementos que pueden ser confiables, fue utilizada una geometría con 1,828,666.

El ángulo de inclinación que se utilizó fue de 30°. Se procesaron los datos numéricos obtenidos en las simulaciones con diferentes números de Reynolds; se representaron de forma gráfica Nusselt, caída de presión y factores de fricción.



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

CAPITULO IV

RESULTADOS



4.1 Introducción

En este capítulo se aborda el análisis de los resultados obtenidos del procesamiento de datos numéricos de las simulaciones realizadas para los ángulos de inclinación: 25°, 30°, 35°, 40° Y 50°. Una vez realizadas las simulaciones, se llevó a cabo la evaluación térmica e hidráulica de los datos numéricos.

En este trabajo, se utilizaron tres diferentes fluidos para el análisis del intercambiador de calor: aceite 1, agua y aceite 2. El estudio térmico se centra en calcular los números de Nusselt del lado de la coraza, calculados a partir de los coeficientes convectivos locales de transferencia de calor para cada uno de los 9 tubos que conforman las 5 geometrías que se diseñaron a distintos números de Reynolds en un régimen turbulento. Todas las simulaciones se evaluaron con el modelo de $k-\mathcal{E}$.

El resultado de este análisis se reporta para cada ángulo helicoidal evaluado en el intercambiador para todos los casos de estudio. Para cada ángulo evaluado se presenta el Nusselt promedio de todos los tubos a diferentes Reynolds. El estudio Hidráulico se reporta con el análisis de la caída de presión y el factor de fricción para los 5 ángulos de inclinación en los 3 casos estudiados.

Se aborda la validación experimental realizando la comparación de los resultados numéricos del número de Nusselt, caídas de presión y factores de fricción con los datos numéricos reportados por Lei, (2008) que a su vez son comparados con los resultados experimentales de Wang (2001).

Al final del Capítulo se presentan y recomiendan los ángulos óptimos a utilizar en base a las viscosidades de los fluidos utilizados en cada caso evaluado mediante el comportamiento de los fluidos estudiados.

Los resultados obtenidos de las simulaciones numéricas para los tres fluidos por el lado de la coraza, fueron: aceite 1 con propiedades mostradas en Tabla 3.3, agua en la Tabla 3.4 y aceite 2 en la Tabla 3.5.



Para dar validez del buen funcionamiento y desarrollo de las geometrías diseñadas en este trabajo, se procedió a obtener la verificación a través de un modelo de validación que se describe en la sección 4.3. A continuación, se presenta el análisis de sensibilidad de malla.

4.2 Análisis de sensibilidad de malla

Se obtuvo datos numéricos del dominio de 7 diferentes mallas poliédricas para la generación de simulaciones para aceite 1 con Reynolds de 1000 y un ángulo de 30°. El número de celdas con las que se generaron las simulaciones fueron: 475,000, 705,534, 1,425,105, 1'876,159, 1'996,000, 2'335,000 y 2'654,341.

En la **Figura 4.1** se muestra el comportamiento de la tendencia de la Temperatura con los diferentes números de celdas poliédricas. Puede observarse que la Temperatura disminuye de 334 a 333.9 cuando el número de celdas va de 475,000 a 1,876,159 y a partir de 1,876,159 se mantiene en 333.9 K, de forma constante al incrementar el número de celdas hasta llegar a 2654341. Las **Figuras 4.2 y 4.3** muestran la tendencia de la sensibilidad de malla para la caída de presión y la velocidad respectivamente. Ambas tendencias fueron evaluadas para el mismo número de celdas que la temperatura. Para el caso de la caída de presión, la tendencia se mantiene casi constante con un pequeño incremento de 11,530 pascales a 11,940 en 1,996,000 celdas y posteriormente al incrementar el número de celdas disminuye a 11,715 pascales. La velocidad se comienza a estabilizar después de fluctuaciones en 1,425,105 celdas con 1.2 m/s, posteriormente en 1876159 celdas la velocidad disminuye a 1,996,000 celdas la velocidad fue de 1.04 m/s, para En base a este comportamiento, la elección de la malla adecuada debe ser entre 1.7 millones de celdas y 2.1 millones.



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

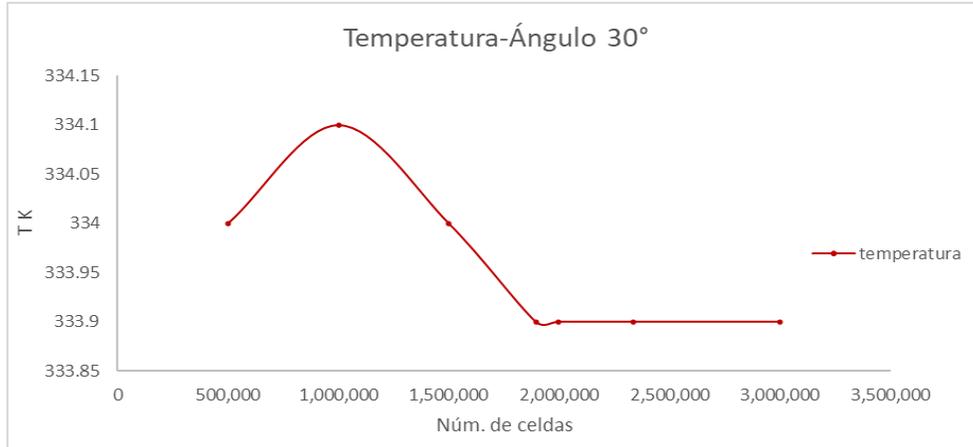


Figura 4.1 Sensibilidad de malla para la Temperatura en un ángulo de 30° para aceite 1 a Reynolds de 1000.

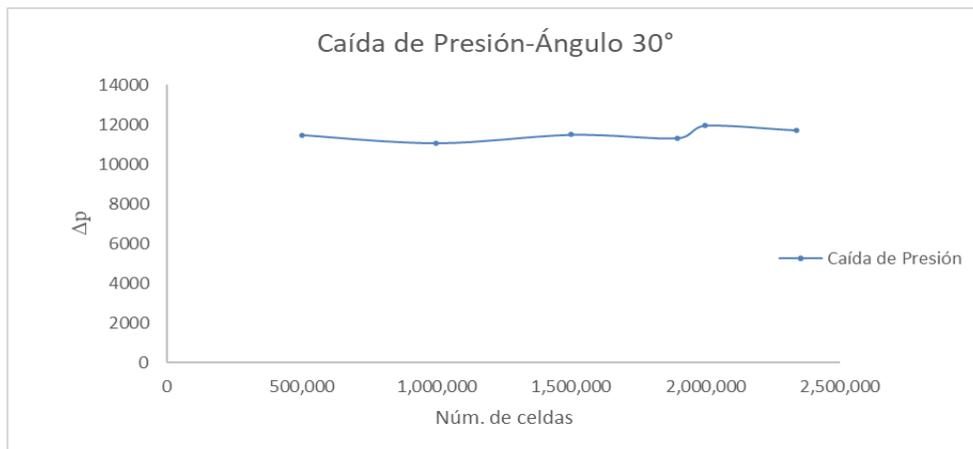


Figura 4.2 Sensibilidad de malla para la Caída de presión en un ángulo de 30° para aceite 1 a Reynolds de 1000.

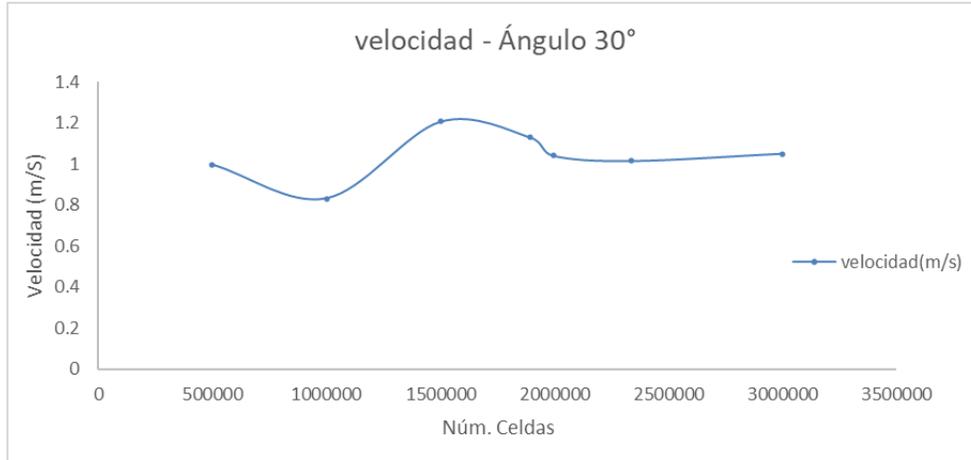


Figura 4.3 Sensibilidad de malla para Velocidad en un ángulo de 30° para aceite 1 a Reynolds de 1000.

4.3 Modelo de Validación

El presente trabajo es validado mediante un modelo reportado por Lei (2008). La geometría fue reproducida y se compararon los resultados promedio del coeficiente convectivo local, h , caídas de presión y factores de fricción a diferentes números de Reynolds para un ángulo de 30° realizado por Gang Lei, (2008) y fue diseñado en las mismas condiciones.

Las características geométricas del intercambiador de calor con un ángulo de inclinación de 30° se muestra en la Tabla 3.1 y las propiedades termo físicas del fluido por el lado coraza del ICBH se presentan en la Tabla 3.3. La temperatura de entrada por el lado de la coraza fue de 335 K. Para este caso de validación, se definió un flujo de calor constante en la pared de los tubos del intercambiador a una temperatura de 300 K. Las simulaciones realizadas para la validación experimental se llevaron a cabo con un intervalo de Reynolds de 500 a 3500, evaluadas con el modelo $k-\epsilon$, para flujos turbulentos. Para poder realizar la validación experimental se procedió a replicar las condiciones geométricas paramétricas Gang Lei, (2008).



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

Para fines de validación, se presenta en la **Figura 4.4** la comparación obtenida del comportamiento del Nusselt para tres tubos de un total de 9, para un ángulo de inclinación de 30° en las mismas condiciones geométricas y de operación, con los resultados de Nusselt de 3 tubos reportados por Lei, (2008). Se observa que los resultados de la simulación obtenidos del Nusselt promedio para el ángulo de inclinación de 30° , caso de validación de este trabajo, son ligeramente menores al Nusselt promedio obtenido por Gang Lei (2008). El resultado de la predicción numérica es aceptable en el área de computo ingenieril con una desviación estándar para el Nusselt de $\delta=1.95$ y para la caída de presión es de $\delta= 2.56$

En la **Figura 4.4** se muestra el Nusselt promedio de los tubos 1 ,2 y 3 analizados para el intercambiador desarrollado en este trabajo y los realizados por Lei (2008). En la **Figura 4.5** se muestra el Nusselt promedio para todos los tubos obtenido vs el Nusselt promedio reportado por Gang Lei (2008) con una desviación estándar $\delta = 1.95$

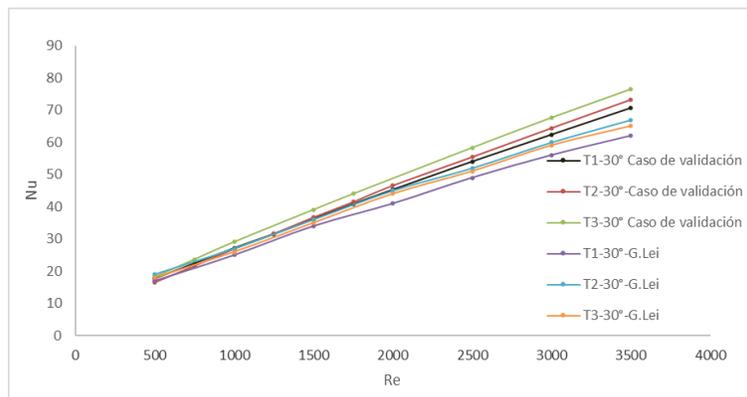


Figura 4.4. Comparación del Nusselt en 3 tubos en ICBH con baffles de inclinación $\alpha=30^\circ$ caso de validación y Lei (2008).



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

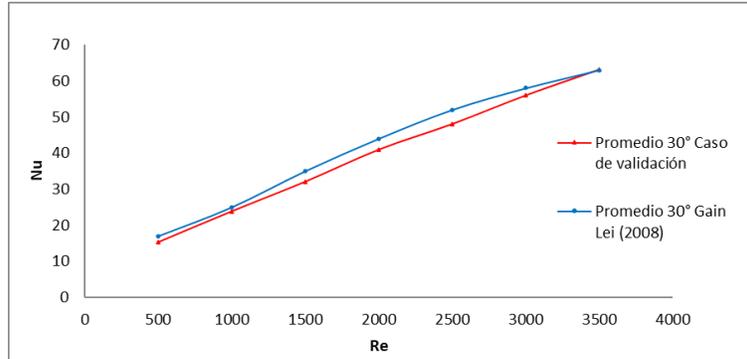


Figura 4.5. Comparación del Nusselt promedio para todos los tubos en el ICBH con baffles de inclinación $\alpha=30^\circ$ caso de validación y Lei (2008).

La **Figura 4.6** reporta el valor comparativo entre los resultados numéricos de la caída de presión para diferentes números de Re con un flujo de calor a temperatura constante en la pared de los tubos, en comparación con la caída de presión obtenida por Lei (2008). Puede observarse la similitud en los datos reportados con los obtenidos. A medida que se incrementa el Re, la caída de presión aumenta, con una desviación estándar, $\delta= 2.56$.

En la **Figura 4.7** se muestra la comparación del promedio de los resultados numéricos de los factores de fricción obtenidos con una inclinación de 30° con los reportados por Lei (2008), basados en resultados experimentales reportados por Wang (2001). En la gráfica se observa que los resultados de este trabajo tienen el mismo comportamiento que los tomados de la bibliografía. En el caso de los factores de fricción, el ángulo que reporta Wang (2001) es para 15° , mientras que el caso de validación reportado por Lei (2008) y el obtenido en este trabajo es a 30° . Por esta razón, el primer trabajo se utiliza aquí como una referencia para validar el comportamiento de manera cualitativa, mientras que el segundo se puede utilizar para la comparación directa de los resultados.

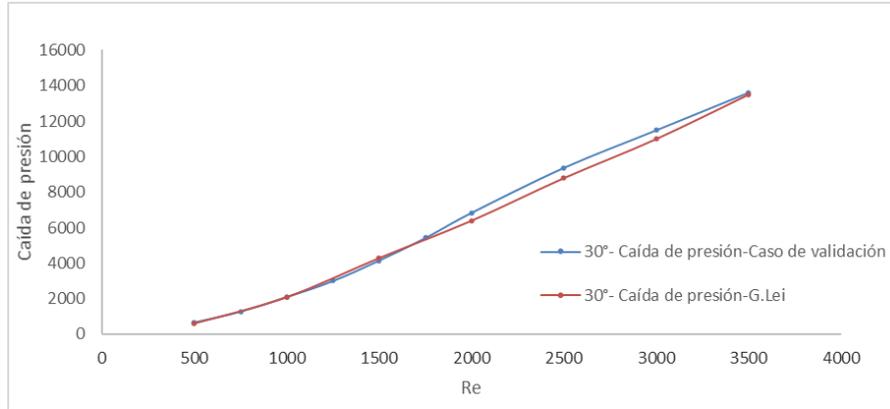


Figura 4.6 Nusselt promedio en el ICBH con inclinación de $\alpha=30^\circ$ reportado por Lei (2008) y caso de validación a diferentes Reynolds.

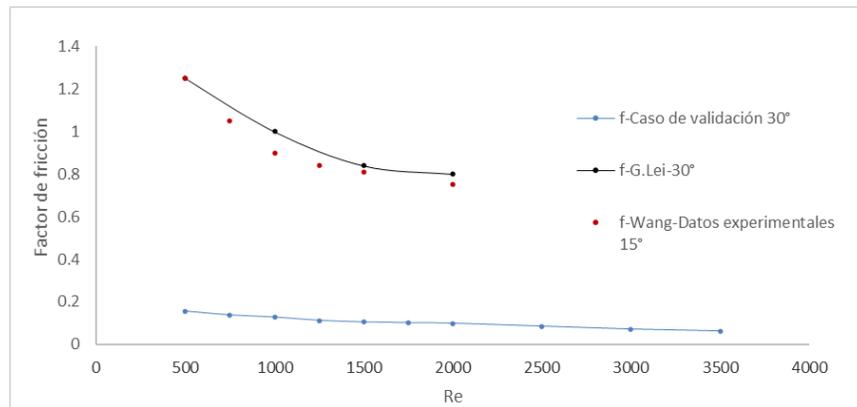


Figura 4.7 Factor de fricción en intercambiadores de calor con baffles de inclinación $\alpha=30^\circ$ de Lei (2008), caso de validación y experimental Wang (2001) a diferentes Re.

4.4 Resultados del análisis numérico de los ICBH lado coraza aceite 1

4.4.1 Análisis Térmico

4.4.1.1 Resultados del análisis numérico del ICBH, $\alpha=25^\circ$ aceite 1.

En la **Figura 4.8** se muestran gráficamente los resultados numéricos del comportamiento del número de Nusselt del lado de la coraza para cada uno de los tubos del ICBH con un ángulo de inclinación de 25° . La variación de Re va de 145



a 800. Se observa que el Nusselt va incrementando su valor cuando se aumenta el Re. Los valores que se muestran representan el Nusselt promedio a lo largo de cada tubo que pasa en forma transversal dentro del ICBH a diferentes números de Reynolds. El Nusselt va incrementando su valor entre 10 y 40. Para un Reynolds de 145 el Nusselt promedio es bajo. A medida que Re va aumentando se favorece el incremento del Nusselt. Se observa el Nusselt promedio del lado de la coraza para el aceite 1, para cada uno de los tubos a diferentes Re. A valores de Reynolds entre 150 y 300, el Nusselt se incrementa entre 9 y 20. Cuando el Re incrementa a 300 y 400, el Nusselt se mantiene constante y aumenta de forma progresiva entre Nusselt de 35 y 45 cuando el Re aumenta de 400 hasta 800. Los valores de Nusselt indican que el ángulo de inclinación de 25° , no es el mejor de los 5 ángulos de inclinación estudiados en este trabajo.

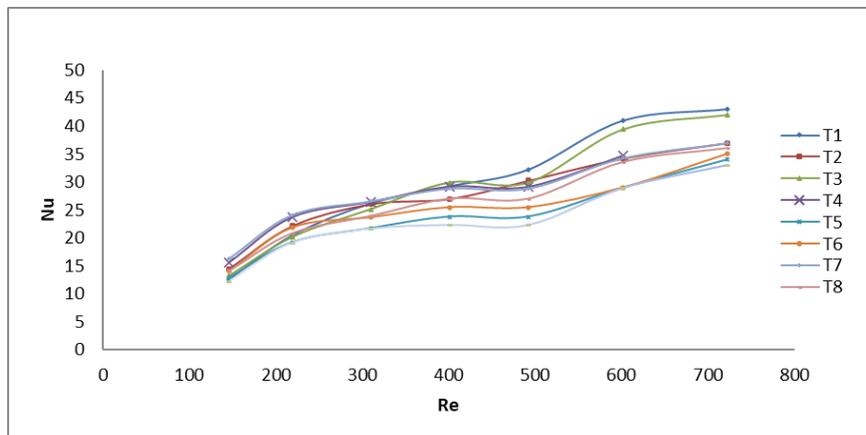


Figura 4.8 Comportamiento de Nusselt en los 9 tubos lado coraza de los ICBH con $\alpha = 30^\circ$ a Re de 145 a 722 para aceite 1

4.4.1.2 Resultados del análisis numérico del ICBH, $\alpha 30^\circ$ aceite 1.

En la **Figura 4.9** se observa el Nusselt promedio del lado de la coraza para el aceite 1 para cada uno de los tubos a diferentes Re con inclinación de 30° . A medida que el Re aumenta, el Nu aumenta. A valores de Reynolds entre 200 y 600, el Nu aumenta ligeramente entre 26 y 35 para todos los tubos. Cuando el Re se



incrementa a valores de 300 y 400, el Nu se toma valores de 35 y 45. Cuando el Re aumenta de 750 hasta 1050 el Nu se incrementa progresivamente de 30 a 55.

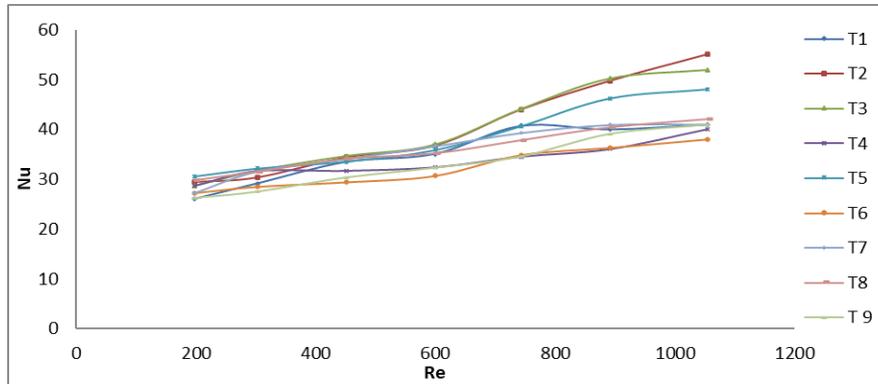


Figura 4.9 Comportamiento del Nusselt en los 9 tubos del lado de la coraza con $\alpha = 30^\circ$ a Re entre 198 y 1054 para el aceite 1.

4.4.1.3 Resultados para el ICBH, $\alpha 35^\circ$, aceite 1.

En la **Figura 4.10** se muestra el comportamiento de Nusselt para los 9 tubos del lado de la coraza a diferentes números de Reynolds para un ángulo de inclinación de 35° . Se puede observar que el Nu mantiene una tendencia relativamente semejante para todos los tubos con todos números de Reynolds en un intervalo de 200 a 1150. Con el Re de 200 a 400 los valores de Nu están entre 20 y 32. Cuando el Re aumenta a 400 y 600, se mantiene el valor de Nusselt. Posteriormente, cuando el Re aumenta, el Nusselt aumenta por encima de 30. Los resultados para el ángulo de inclinación de 35° son los que presentan valores más altos del Nusselt. Para el caso del aceite 1, el ángulo de inclinación de 35° es el que tiene mayor efecto en la transferencia de calor.



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

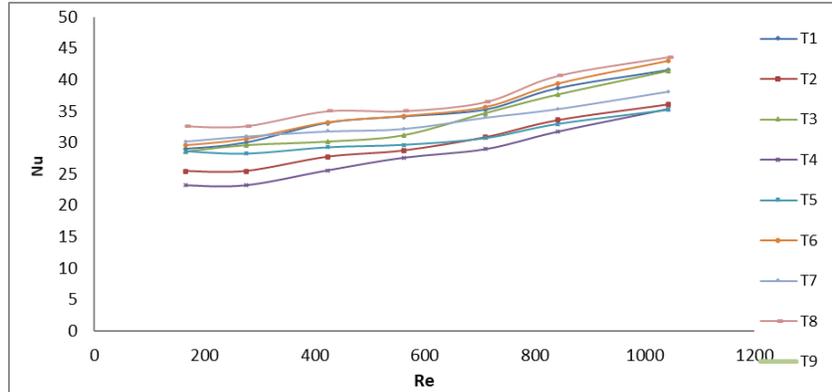


Figura 4.10 Comportamiento del Número de Nusselt en los 9 tubos del lado de la coraza con $\alpha=35^\circ$ a Números de Reynolds entre 166 y 1043 para el aceite 1.

4.4.1.4 Resultados para el ICBH, $\alpha 40^\circ$, aceite 1.

En la Figura 4.11 se muestra el Nu para cada tubo del lado de la coraza con aceite 1 a diferentes Re para un ángulo de inclinación de 40° . Los valores de Nusselt están entre 20 y 30 cuando el Re es menor a 400 y a partir de que el Re aumenta de 400 a 585 el Nusselt se incrementa de 20 a 33. Puede observarse que en este intervalo de Reynolds, se presentan fluctuaciones en todos los tubos. Lo mismo sucede en el intervalo del Reynolds de 585 a 640. Posteriormente, al aumentar el Reynolds a 800 y 998 se observa que el Nusselt para todos los tubos se mantiene constante.

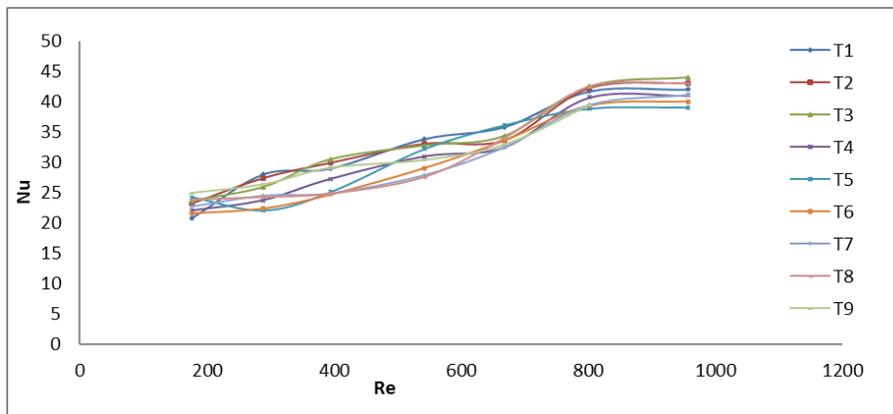


Figura 4.11 Promedio del número de Nusselt de los 9 tubos lado coraza a Reynolds 175-950 en un ICBH con $\alpha=40^\circ$ caso aceite 1.



4.4.1.5 Resultados para el ICBH, $\alpha=50^\circ$, aceite 1.

En la **Figura 4.12** se muestra las tendencias que presentan los valores del Nusselt con ángulo de inclinación de 50° . Puede observarse que para valores del Re de 400 a 580 los valores del Nusselt son semejantes, entre 20 y 25, para 7 de los tubos. Los tubos 2 y 3 presentan valores del Nusselt muy altos. Cuando el Re varía de 430 a 750, el Nusselt se mantiene entre 15 y 60, aumentando de forma mínima con la misma tendencia y tiene valores más altos en los tubos 2 y 3. En la Figura 4.8 se observa el Nusselt promedio para cada uno de los tubos a diferentes Reynolds. En el caso de estudio del aceite 1.

En la **Figura 4.13** se muestra el comportamiento del número de Nusselt promedio del lado de la coraza para el caso de estudio usando aceite 1, con ángulos de inclinación de 25° , 30° , 35° , 40° y 50° a diferentes números de Reynolds. Puede observarse la semejanza en la tendencia del comportamiento del número de Nusselt en las diferentes geometrías utilizadas para el caso del aceite 1. Para todos los ángulos el Nusselt se incrementa cuando aumenta el Re, pero son diferentes los resultados para cada ángulo evaluado. El ángulo de inclinación que muestra los mejores resultados para el caso de estudio del aceite 1 es el de 35° . El Nusselt promedio en el ángulo de 35° con Reynolds entre 230 y 1000 está entre 38 y 58. Para todos los casos, un incremento en el Re resulta en un aumento del Nusselt.

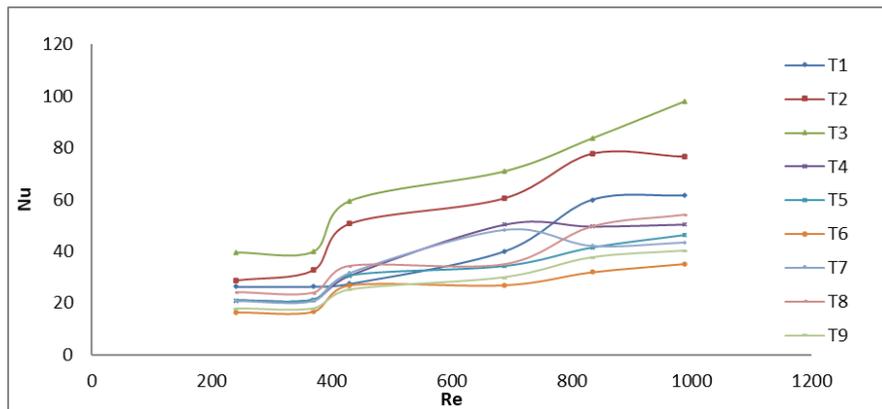


Figura 4.12 Número de Nusselt promedio en los 9 tubos del lado de la coraza a números de Reynolds entre 240 y 1000 en un ICBH con $\alpha=50^\circ$ para el caso del aceite 1.



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

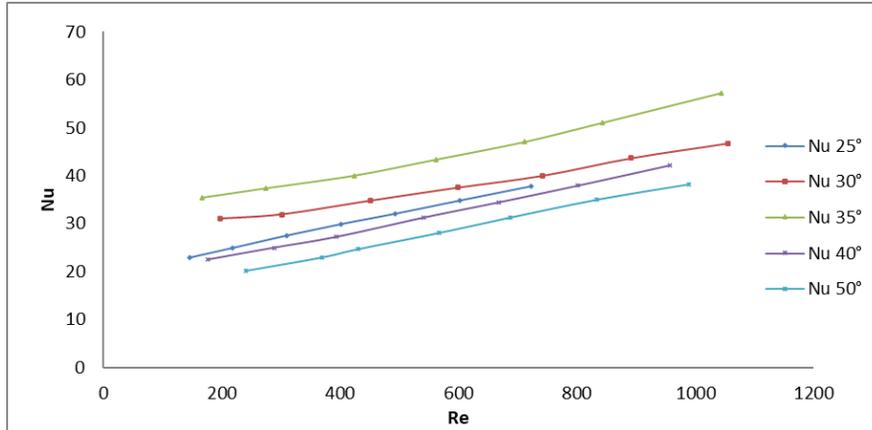


Figura 4.13 Número de Nusselt promedio en los 9 tubos del lado de la coraza para ángulos de 25°, 30°, 35°, 40° y 50°, para el caso del aceite 1.

En la **Figura 4.14** se muestran los perfiles de temperatura para los ángulos de inclinación: a) 25°, b) 30°, c) 35°, d) 40° y e) 50°, respectivamente. En todas las imágenes se muestra el comportamiento del aceite 1 dentro del intercambiador de calor a un intervalo del número de Reynolds entre 145 y 240. En las imágenes a) 25° y b) 30° se observa que la temperatura del fluido en todas las regiones del Intercambiador de calor se mantiene alrededor de los 335 K, temperatura a la que entra el fluido a la coraza. Para estos dos casos, se observa la coloración verde cercana a la pared de los tubos, que es donde ocurre la transferencia de calor. En la imagen c), que muestra el ángulo de inclinación de 35°, hay una disminución de la temperatura del aceite 1 por el lado de la coraza. A medida que el fluido avanza a través de las áreas donde están los baffles helicoidales, la temperatura del fluido disminuye dando así el incremento en el coeficiente convectivo de transferencia de calor, h , mostrado en la Figura 4.9. Las imágenes mostradas en los incisos d) y e) con ángulos de 40° y 50° respectivamente, muestran que el fluido se mantiene alrededor de los 333 K y los valores del Nusselt para los mayores ángulos, resultan ser bajos en un intervalo del Reynolds de 145 a 240. Para todos los casos, para Re bajos el Nusselt también es bajo.

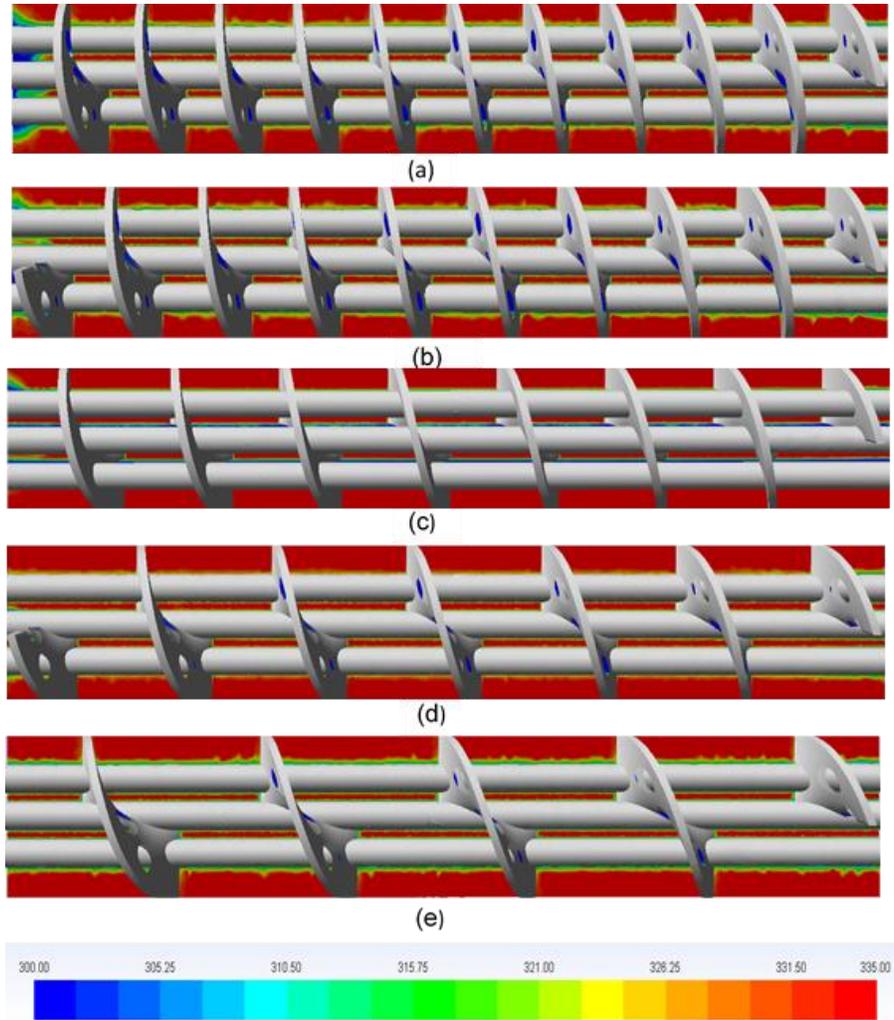


Figura 4.14 Contornos de temperatura para ángulos de inclinación de a) 25°, b) 30°, c) 35°, d) 40° y e) 50° y Re entre 145 y 240 para el caso del aceite 1 en el lado de la coraza.

En la **Figura 4.15** se muestran los contornos de temperatura para los casos de estudio del aceite 1 por el lado coraza a Reynolds de 722 a 1045. Se observa que para los 5 ángulos utilizados, los contornos de temperatura cerca de las paredes de los tubos muestran un incremento en la transferencia de calor, por lo que la temperatura del lado de la coraza disminuye significativamente debido a que presentan Reynolds más altos en comparación con la Figura 4.11. En esta figura se observa el comportamiento de la temperatura a lo largo del intercambiador; en los ángulos a) 25° y b) 30°, la diferencia de temperaturas ocurre cerca de las paredes a lo largo de todos los tubos. En el ángulo de c) 35° pero puede observarse



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

mayormente el cambio de temperatura en casi todo el fluido que está dentro del intercambiador. Los incisos d) 40° y e) 50° muestran un comportamiento semejante a los de a) y b).

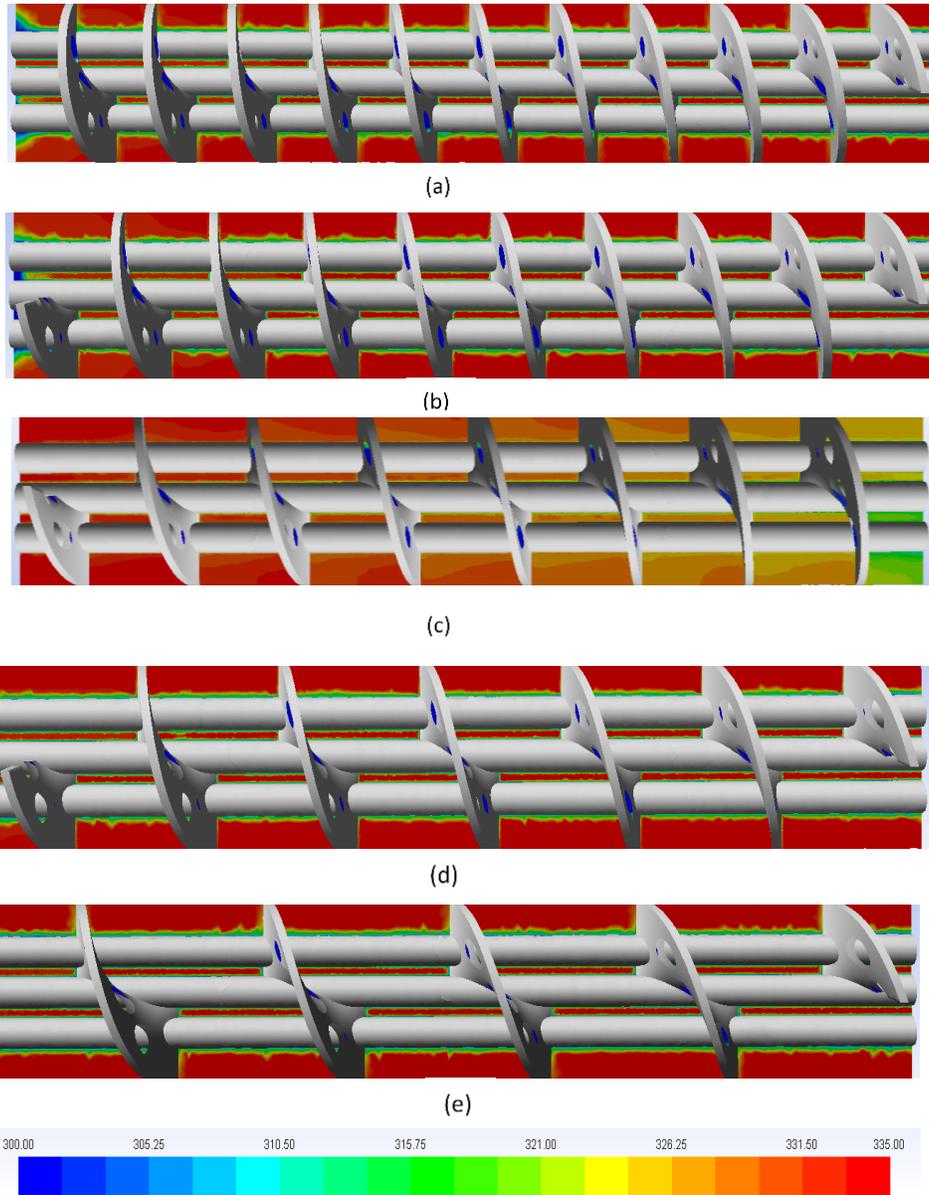


Figura 4.15 Contornos de temperatura para ángulos de inclinación de a) 25°. b) 30°, c) 35°, d) 40°, e) 50° a Re de 1050 para el aceite 1.



4.4 Resultados para los ICBH en el lado de la coraza para el aceite 1

4.4.1 Análisis hidráulico para el aceite 1

La caída de presión, ΔP , es un parámetro importante en el diseño de los intercambiadores de calor debido a que los costos de bombeo influyen directamente en los costos de operación del proceso.

Se presenta la caída de presión a diversos números de Reynolds (Ver la **Figura 4.16**) para cada una de las geometrías a diferentes ángulos de inclinación $25^\circ, 30^\circ, 35^\circ, 40^\circ$ y 50°). La caída de presión se incrementa al aumentar el número de Reynolds de 145 a 1050. Para todos los ángulos de inclinación, la caída de presión por unidad de longitud de tubos lado coraza se incrementa a medida que el número de Reynolds es mayor. En la figura se aprecia que el ángulo de 25° , presenta caídas de Presión más altas de 4710 - 69300 Pascales y el ángulo mayor de 50° resulta ser el de presiones menores, 580 - 6520 Pascales. De la misma forma se observa que la presión del ángulo de 30° continuo a 25° , aumenta a medida que se incrementa el número de Reynolds. En la gráfica puede verse que las presiones para el ángulo de 30° son menores que las del ángulo de 25° , lo mismo sucede con el ángulo de 35° . Para el ángulo de 40° , sus valores se ven reducidos notablemente. Finalmente, las presiones más bajas se presentan en el ángulo de 50° . Por lo tanto, la caída de presión tiende a aumentar rápidamente para ángulos helicoidales pequeños. Esto es debido a que entre más pequeño sea el ángulo helicoidal, la velocidad de flujo transversal domina el flujo en espiral del fluido dando como resultado un rápido aumento en la caída de presión.



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

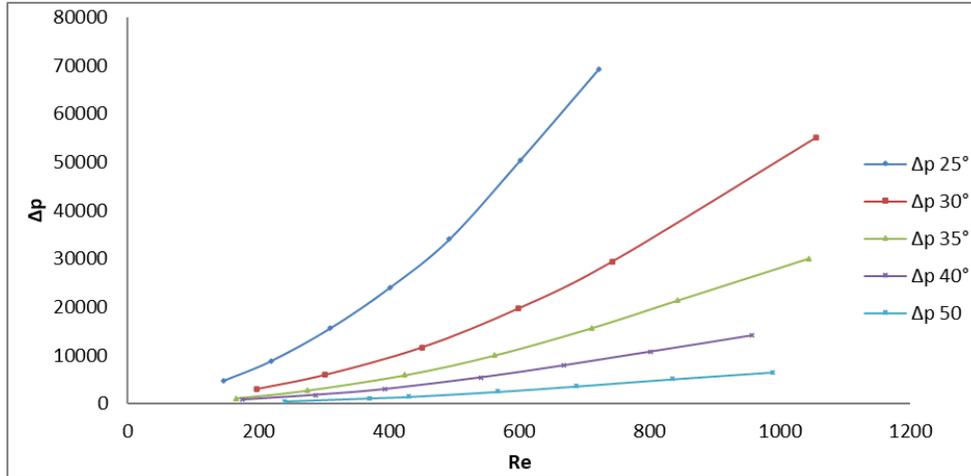


Figura 4.16 Caída de presión Vs Reynolds para geometrías de ICBH con $\alpha=20^\circ, 25^\circ, 30^\circ, 35^\circ, 40^\circ$, casos Aceite 1 a diferentes Reynolds 145-1054.

A continuación, se presentan las **Figuras 4.17 y 4.18** que muestran los contornos de presión para cada uno de los ángulos aquí estudiados a) 25°, b) 30°, c) 35°, d) 40° e) 50° para el aceite 1 con Re de 145 a 1050. Las imágenes en las dos figuras representan el comportamiento de la presión a lo largo del intercambiador de calor. Puede observarse en la **Figura 4.17** que, para todos los ángulos a Reynolds bajos entre 145 y 240 respectivamente, las caídas de presión son bajas con respecto a Reynolds más altos. El ángulo a) 25° con 4,710 Pascales y el b) 30° con 3,060 Pascales, presentan mayor presión a la entrada. Los ángulos con menor presión en la entrada son C) 35° con un valor de 1,220 Pascales, seguida del ángulo d) 40° con 800 Pascales, para finalmente apreciar el ángulo de menor presión e) 50° con 580 Pascales. El efecto de la inclinación de los baffles es mucho menor en intervalos de Reynolds pequeños.

En la **Figura 4.18** se muestran los contornos de presión para los 5 ángulos estudiados. De la misma forma que la figura anterior, se observa el comportamiento de la presión a lo largo del equipo para Reynolds más altos entre 722 y 1050 respectivamente, en base al ángulo de inclinación del baffle helicoidal. En esta figura puede notarse que, al haber mayor aumento en el número de Reynolds, hay mayor efecto en la caída de presión que en los ángulos helicoidales menores, a) 25°, b) 30°. También puede notarse el efecto en el ángulo de 35°, a diferencia de los ángulos



más grandes d) 40° y e) 50° el efecto en la caída de presión es menor y da como resultado caídas de presión menores. En ambas figuras se observa la variación de la presión a lo largo del intercambiador de calor, a medida que avanza a lo largo del equipo va disminuyendo.

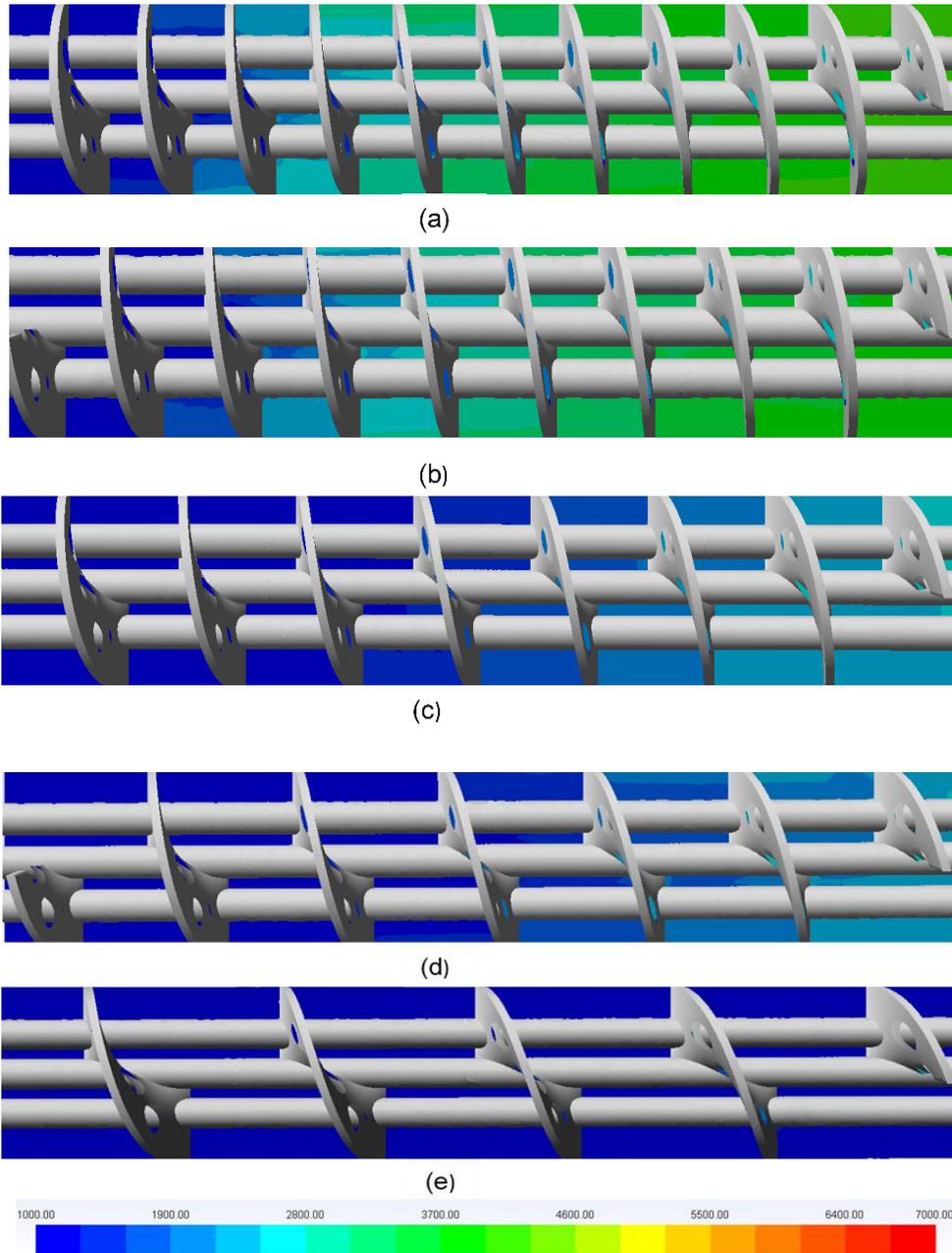


Figura 4.17 Contornos de presión de ángulos de inclinación de a)25°, b)30° c) 35°, d) 40°, e) 50° en $Re= 145-240$ para el aceite 1.

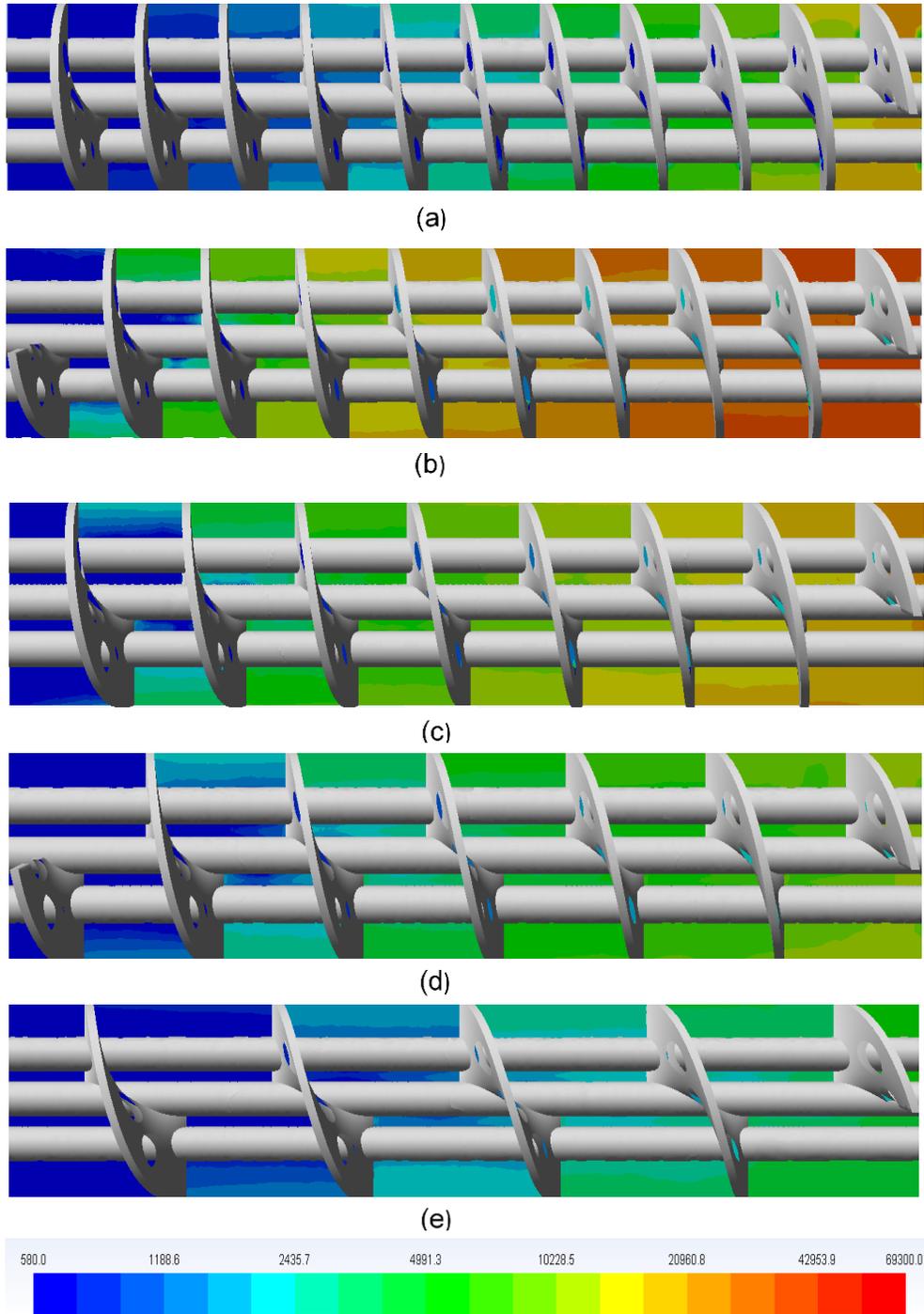


Figura 4.18 Contornos de presión para de ángulos de inclinación de a) 25°, b) 30°, 35°, c) 40°d) 50° para valores del Re de 722 a 1050, para el aceite 1.



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

En la **Figura 4.19** se muestra el comportamiento del aceite 1 en términos de factores de fricción para los diferentes ángulos de inclinación. Se muestran las tendencias de los valores que representan cada ángulo. Se observa que el intervalo de valores para todos los ángulos de inclinación estudiados es entre 0.25 y 0.1 y que va en disminución de izquierda a derecha cuando aumenta Reynolds de 145 a 1050. En el caso del aceite 1, el ángulo de inclinación de 25° es el que presenta mayor factor de fricción en el intervalo de Reynolds de 145 a 722. Para el Re menor, el factor de fricción es el más alto con un valor de 0.25 y disminuye gradualmente a medida que el Re aumenta. cuando Reynolds es de 600, el factor de fricción es de 0.15, posteriormente cuando Reynolds aumenta el factor de fricción se mantiene en 0.15 sin disminuir. Por lo contrario, el ángulo que muestra menor f , es el de 50°. El valor de f es bajo y disminuye de 0.15 a a 0.1 cuando el Re se incrementa en un intervalo de 240 a 988. Para el ángulo de 30° en el intervalo de Re de 198 a 1050, f equivale a 0.22 y disminuye a medida que alcanza su valor mínimo en el mayor Reynolds con un valor de 0.14. Para el ángulo de 35°, en un Re de 166 a 1045, el valor de f de 0.19 y disminuye hasta 0.12. los valores para el ángulo de 40° están entre los valores de los ángulos 30° y 35° en un intervalo de Reynolds de 175 a 956 con factores de fricción de 0.21 y 0.12. Al aumentar el ángulo de inclinación del bafle, la caída de presión domina el coeficiente de transferencia de calor y provoca una reducción en el rendimiento general del equipo, en cambio al aumentarse el ángulo de inclinación helicoidal del bafle, la caída de presión tiende a disminuir y, por tanto, el coeficiente de transferencia de calor tiende a disminuir. En el ángulo de 25°, la mayor parte de la energía se pierde por el choque del fluido con una pared repentina que encuentra en forma transversal y la capacidad de transferencia se pierde debido a esa pared, disminuyendo la transferencia de calor. Por esa razón, los ángulos intermedios, como 35° y 30°, convierten la energía de movimiento en fricción, obteniendo así una buena remoción de calor.

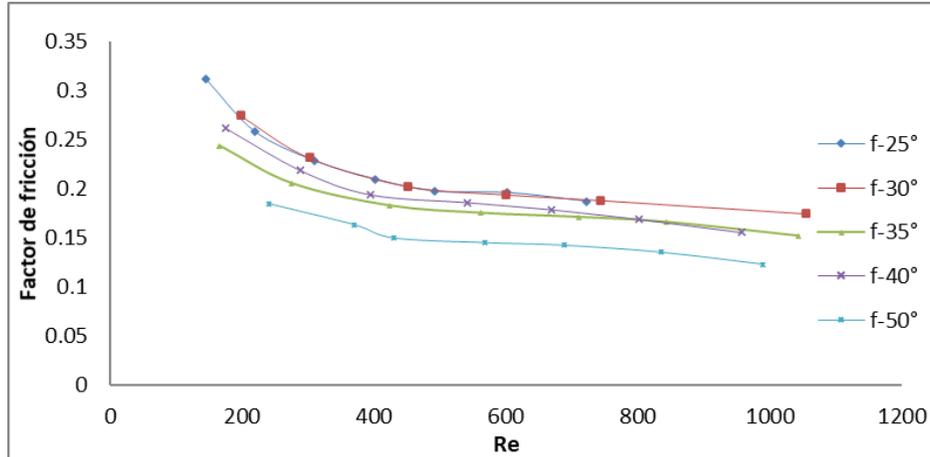


Figura 4.19 Comportamiento del factor de fricción, f , lado coraza para intercambiadores de calor con baffles de inclinación con ángulos de 25°, 30°, 35°, 40° y 50° a diferentes Re , para aceite 1.

4.6 Resultados del análisis numérico de los ICBH lado coraza Agua

4.6.1 Análisis térmico agua

Otro análisis que se llevó a cabo en esta tesis fue el caso del agua como fluido de trabajo por el lado coraza. El agua entró a la coraza a 335 K y por el lado de los tubos entró a 300K. Cabe mencionar que, para todos los ángulos de inclinación, se obtuvieron datos numéricos con los que se calculó el número de Nusselt a partir del coeficiente convectivo local de transferencia de calor a lo largo de la pared del lado de la coraza para todos los tubos que conforman el ICBH. Los números de Reynolds ocupados para conocer las velocidades que se utilizaron como condiciones de frontera para el lado coraza son valores bajos que, aunque hay una tendencia y generación de Nusselt, el efecto de los ángulos helicoidales en el fluido utilizado es menor para Reynolds pequeños en comparación con Reynolds mayores. Al final del análisis a Reynolds bajos para el agua, se muestra un análisis de los factores de fricción obtenidos como resultado de simulaciones de prueba. A continuación, se presenta el análisis térmico e hidráulico para el agua en las condiciones de operación descritas anteriormente.



4.6.1.1 Resultados del análisis numérico del ICBH, $\alpha=25^\circ$ Agua.

En la **Figura 4.20** se observa el comportamiento del Nusselt del lado de la coraza de cada uno de los tubos que conforman el ICBH en casos con agua. Puede notarse que el valor de Nu en todos los tubos y para todos los Re aumenta muy poco entre 6 y 8. La tendencia que tiene el efecto del ángulo de 25° es sostenida, manteniéndose en los mismos valores. Para este ángulo de inclinación de 25° , el Nu es bajo. Los valores de Nu en este caso de estudio son bajos y están entre 6 y 8, debido a un rango de Reynolds bajos de 90 a 495.

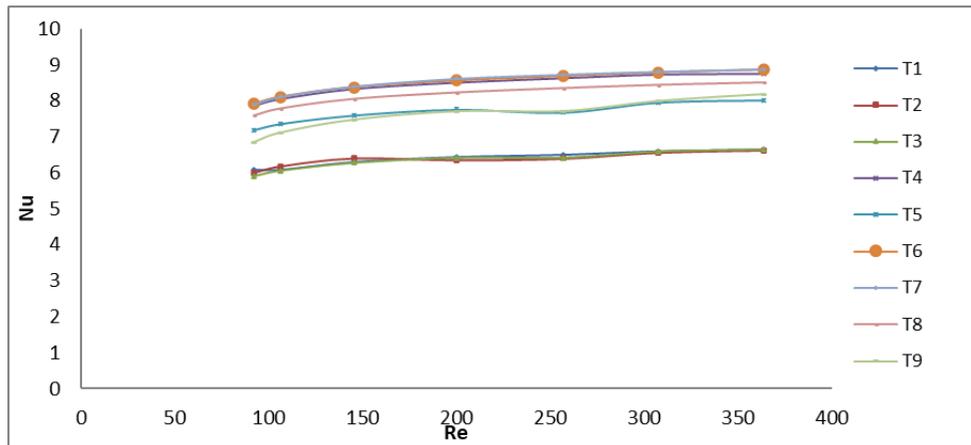


Figura 4.20 Comportamiento de Nusselt en los 9 tubos lado coraza de los ICBH con $\alpha=25^\circ$ a Re 92-363 para agua.

4.6.1.2 Resultados del análisis numérico del ICBH, $\alpha=30^\circ$ Agua.

Los resultados con un ángulo de inclinación de 30° pueden observarse en la **Figura 4.21** y los valores de Nusselt crecen poco a medida que se aumenta el Reynolds en intervalo de 8 a 420. El valor de Nusselt se mantiene constante entre 15 y 20. Aunque el valor de Nusselt se ve mejorado en todos los tubos y su comportamiento es semejante, el incremento a medida que Reynolds crece es menor. La figura muestra la uniformidad en el promedio de Nusselt que presentan todos los tubos en todos lo Reynolds. El ángulo de 30° en los casos de estudio utilizando agua del lado de la coraza no es el recomendado como óptimo de acuerdo al trabajo realizado en



esta tesis. Los resultados muestran que el ángulo de 30° presentan los menores números de Nusselt.

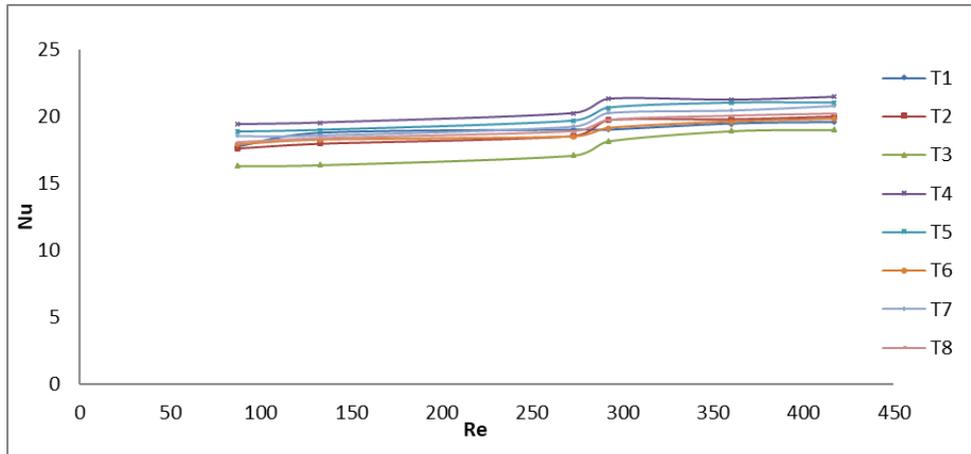


Figura 4.21 Comportamiento de Nusselt en los 9 tubos lado coraza de los ICBH con $\alpha 30^\circ$ a Re 88-420, para agua.

4.6.1.3 Resultados del análisis numérico del ICBH, $\alpha 35^\circ$ Agua.

En la **Figura 4.22** se muestra la tendencia del comportamiento del Nusselt para el ángulo de 35° con el Reynolds entre 88 y 490. A pesar de que se obtienen mayores Nusselt que en el ángulo de 30° , al ir aumentando el número de Reynolds puede observarse que el resultado entre los tubos no es uniforme como en los demás ángulos helicoidales. De la misma forma que en el caso de 25° y 30° , a medida que el número de Reynolds aumenta, el Nusselt tiende a incrementar su valor. En este caso el tubo 1 (T1) y el tubo (T2) presentan mayor Nusselt entre 20 y 50. Se concluye que en este caso, el ángulo de 35° no es recomendable cuando se utiliza agua como fluido de trabajo.

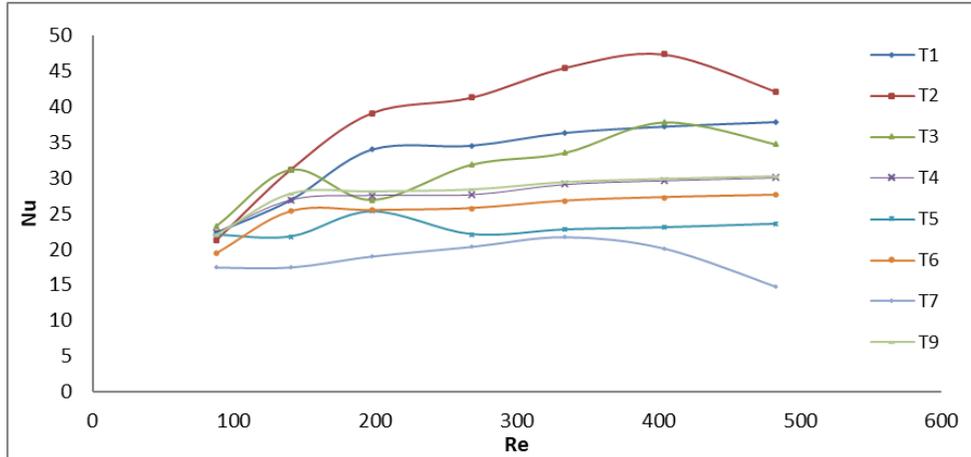


Figura 4.22 Comportamiento de Nusselt en los 9 tubos lado coraza de los ICBH con α 35° a Re 88-480 para agua.

4.6.1.4 Resultados del análisis numérico del ICBH, α 40° Agua- Agua.

Los resultados numéricos de los casos estudiados para el intercambiador de tubos y coraza con baffles helicoidales en un ángulo de 40° por donde el fluido del lado coraza fue agua se muestra en la **Figura 4.23**. Puede observarse al igual que en los casos anteriores, que los valores de Nusselt aumentan a medida que el número de Reynolds va aumentando en un intervalo de 102 a 495. Con el ángulo de inclinación de 40°, el incremento de Nusselt es poco significativo la tendencia es muy semejante para todos los tubos en todos los Reynolds y la tendencia se mantiene sostenida. En los Re menores el Nusselt varía entre 20 y 25. A partir del Re 280 Nusselt incrementa, cuando aumenta el Reynolds. A pesar de que la tendencia de los resultados de Nusselt incrementan, se mantienen constantes sin observarse un aumento que sea significativo. De acuerdo a los resultados de Nusselt obtenidos en este trabajo, parece ser mejor el uso de un ángulo de inclinación de 40° usando como fluido agua por el lado coraza.

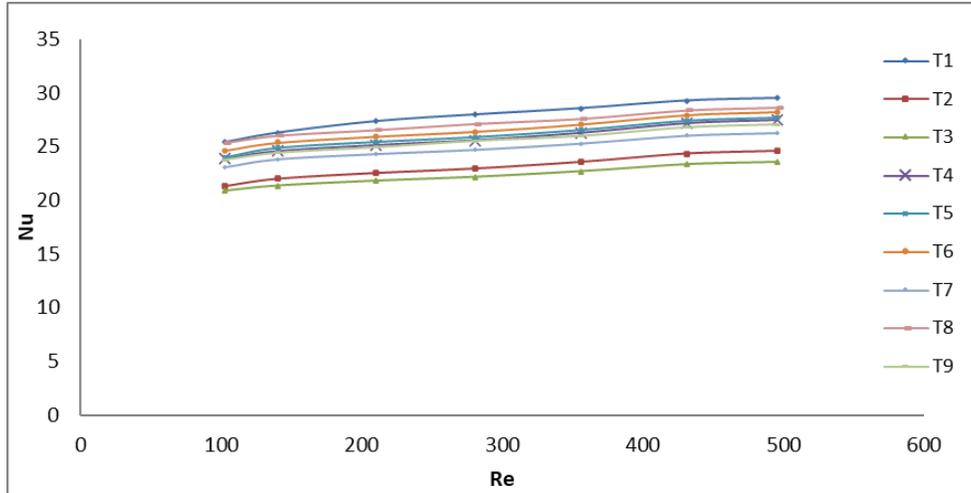


Figura 4.23 Comportamiento de Nusselt en los 9 tubos lado coraza de los ICBH con $\alpha = 40^\circ$ a $6Re$ 92-421 para agua.

4.6.1.5 Resultados del análisis numérico del ICBH, $\alpha 50^\circ$ Agua

La representación gráfica de los resultados numéricos obtenidos en los casos con un ángulo de inclinación de 50° se presentan a continuación. Los valores de Nusselt más altos, se dan en el ángulo de inclinación de 50° . Se realizó la evaluación de este ángulo para fines prácticos y comparativos, puesto que en condiciones de operación reales no suelen ser utilizados. A continuación, en la **Figura 4.24** se muestra la tendencia del comportamiento de Nusselt para cada uno de los tubos a números de Reynolds de 92 a 420. Puede observarse que inicialmente en Reynolds de 92 el Nusselt está entre 29-39 y a medida que el Re incrementa, el Nusselt aumenta en todos los tubos. Para todos los tubos, al incrementar Reynolds, Nusselt incrementa de 30 a 40. De lo anterior se desprende que con el ángulo de inclinación de 50° se obtienen los valores más altos de Nusselt.

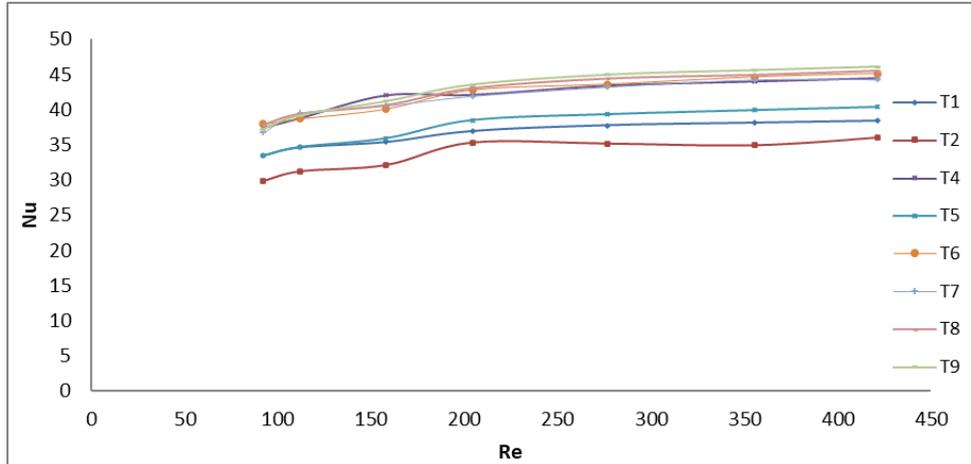


Figura 4.24 Comportamiento de Nusselt en los 9 tubos lado coraza de los ICBH con $\alpha = 50^\circ$ a diferentes Re para agua.

4.6.1.6 Resultados numéricos del promedio de los tubos de los ICBH caso agua con ángulo de inclinación de 25° , 30° , 35° , 40° y 50° para diferentes números de Reynolds.

Es de suma importancia, conocer el promedio del número de Nusselt que resulta de los casos de estudio agua, lado coraza, para intercambiadores de calor con los 5 ángulos de inclinación estudiados en esta tesis.

La **Figura 4.25** muestra el promedio del comportamiento de Nusselt para todos los casos de estudio. Puede observarse el efecto que tiene cada uno de los 5 ángulos de inclinación en los casos para agua en esta tesis. El ángulo de inclinación con mayor efecto es el de 50° , seguido de los ángulos 35° y 40° . Los que presentan menores valores de Nusselt son 30° y 25° . En todos los ángulos el incremento de Nusselt a medida que aumenta Re, incrementa poco. La tendencia de los resultados se mantiene sostenida y es casi constante. Para poder hacer la recomendación del óptimo ángulo a utilizar en el caso de agua es importante realizar la evaluación del estudio hidráulico a los diferentes Re y geometrías. Por lo que más adelante se muestran los resultados de este estudio. Y se recomienda el ángulo óptimo con respecto a la Viscosidad del fluido de trabajo.



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

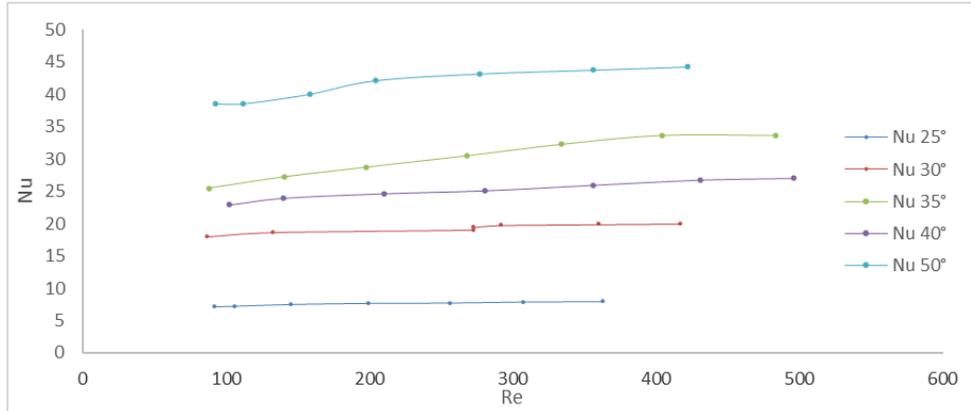


Figura 4.25 Comportamiento del Nusselt promedio para Re entre 92 y 495 con α 25°, 30°, 35°, 40° y 50° para agua.

En la **Figura 4.26** se muestra los contornos de temperatura en el caso de agua por el lado de la coraza en un intercambiador de calor con ángulos de inclinación de 25°, 30°, 35°, 40° y 50° para Reynolds bajos entre 92 y 102 respectivamente. Se observa de qué forma se comporta el fluido agua a partir que entra al intercambiador de calor a 335K. Para todos los casos de estudio puede observarse que el fluido varía rápidamente de izquierda a derecha su temperatura y a mitad del intercambiador ya ha disminuido a 318 K. se observa que a la salida ha alcanzado la temperatura de 300K y b) 306 K respectivamente. A pesar que el intervalo de Reynolds es bajo, los contornos de temperatura disminuyen considerablemente desde el principio. En la **Figura 4.27** los contornos de temperatura a Reynolds mayores en un intervalo de 360 a 495 se observan un comportamiento del fluido semejante a la **Figura 4.26**, Para este caso de estudio se observa que los contornos de temperatura son mayores en el ángulo de 40°.



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

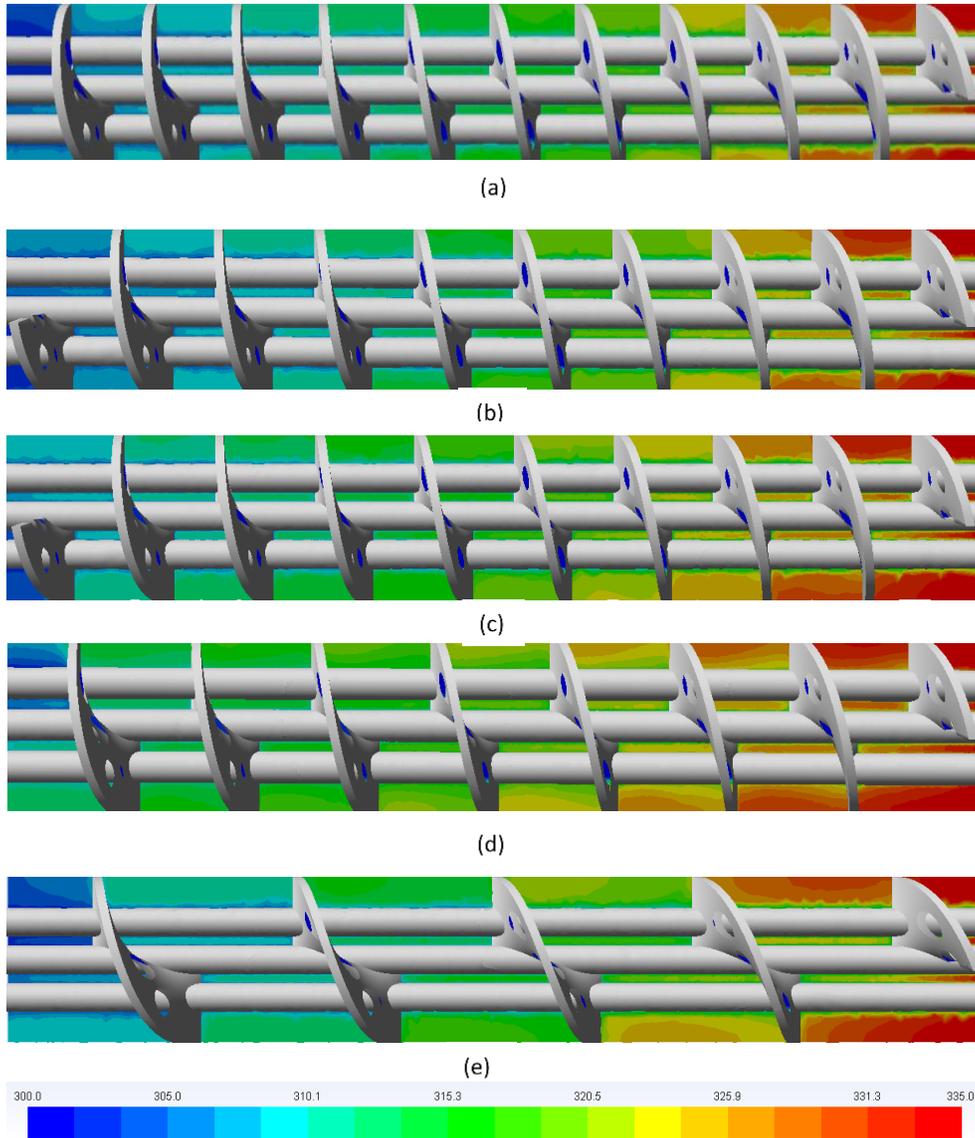


Figura 4.26 Contornos de temperatura a lo largo del equipo con diferentes ángulos a) 25°, b) 30°, c) 35°, d) 40° y e) 50° para agua en Re 92-102.

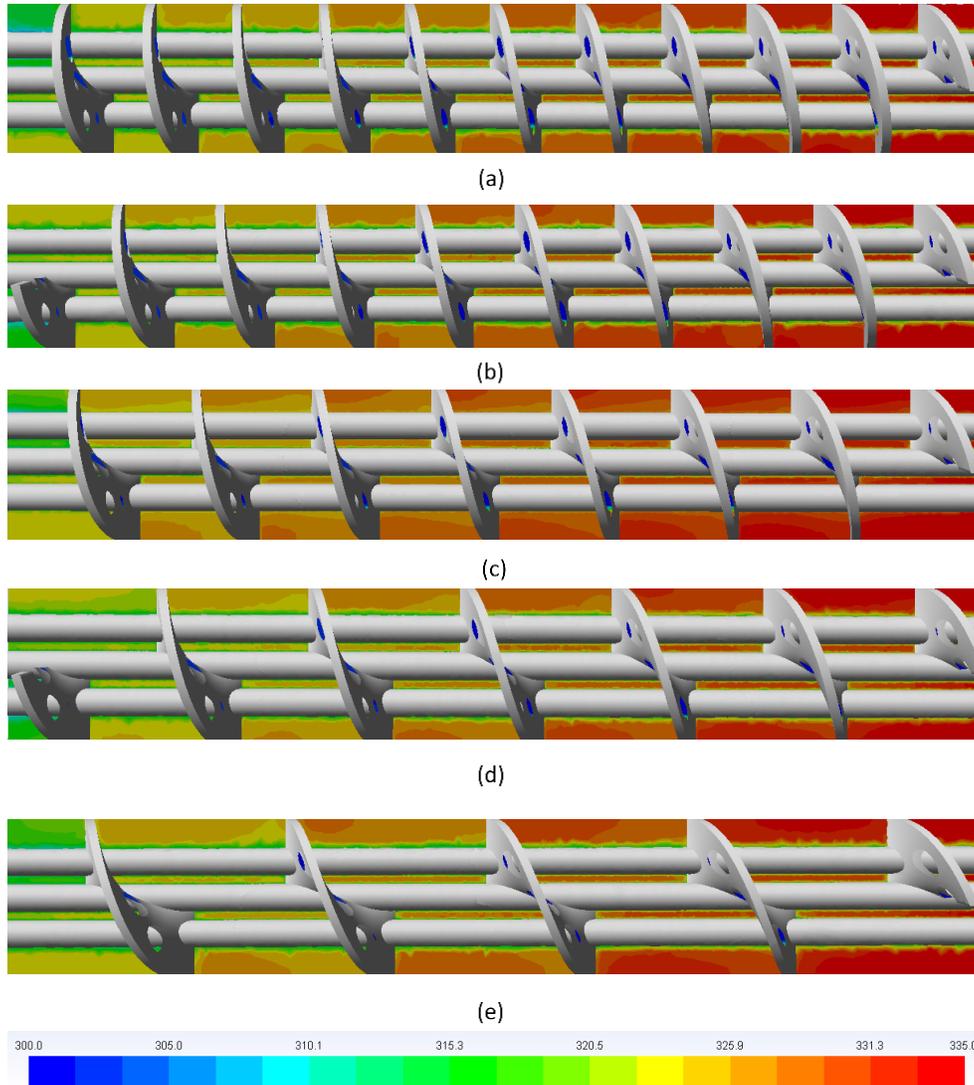


Figura 4.27 Contornos de temperatura a lo largo del equipo con a) 25°, b) 30°, c)35°, d) 40° y e) 50° en Re 360-495 para agua.

4.7 Resultados del análisis numérico de los ICBH lado coraza agua

4.7.1 Análisis hidráulico Agua

Los resultados mostrados en la **Figura 4.28** representan la caída de presión para cada uno de los casos que se analizaron con ángulos de 25°, 30°, 35°, 40° y 50° en el intervalo de Reynolds de 92 a 495. Puede observarse que para todos los ángulos



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

de estudio la caída de presión aumenta a medida que se incrementa el número de Reynolds. El incremento de la caída de presión es más notable en los casos para el ángulo de 25° donde va de 500 a 3,500 pascales; cuando el Reynolds aumenta, el ΔP se incrementa gradualmente. El ángulo de 30° presenta una tendencia semejante al ángulo de 25°, con valores de ΔP menores al ángulo de 25°. La tendencia de ángulo de 35° es semejante a los dos ángulos anteriores. Las caídas de presión van de 220 a 1,600 pascales. Los valores más bajos de caída de Presión son para el ángulo helicoidal de 50°. Para fines de este trabajo, en el caso de estudio de agua, es muy importante conocer el comportamiento de este ángulo debido a que en el estudio térmico el ángulo de 50 ° presenta mayores números de Nusselt. Para todos los Reynolds el ΔP incrementa a medida que aquél aumenta. Para fines de este trabajo, el ángulo que presenta mayores números de Nusselt es también el que resulta ser el de menor caída de presión en los casos de estudio agua por el lado de la coraza en intervalos de Reynolds bajos.

El ángulo de 40° presenta valores de caídas de presión bajos y mayores que el ángulo de 50°. En este ángulo, la caída de presión crece gradualmente cuando el Re aumenta.

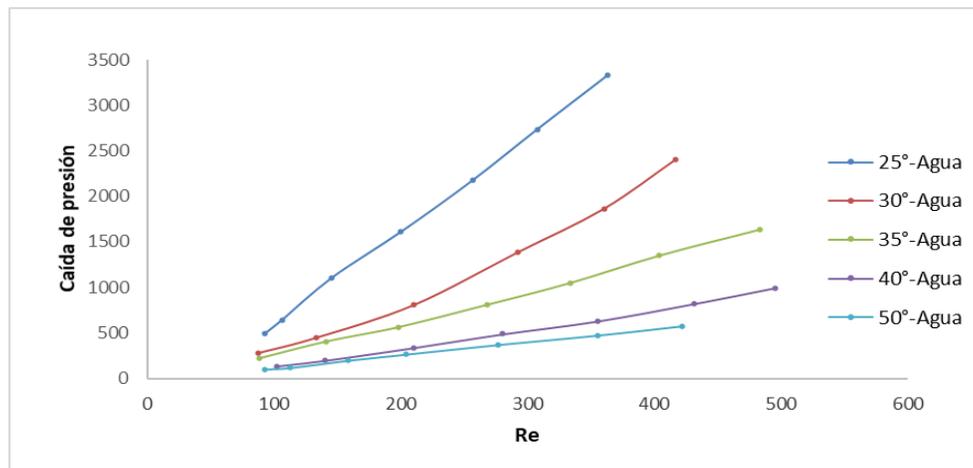


Figura 4.28 Caída de presión Vs Reynolds para geometrías con ángulos de 25°, 30°, 35° 40° y 50°, casos Agua a Reynolds de 92-495.



La **Figura 4.29** muestra el contorno de la Presión por el lado coraza en todos los ángulos de estudio en los casos agua, en un intervalo de Reynolds bajos entre 92 y 102. La presión para todos ángulos evaluados va disminuyendo a lo largo del equipo, el rango de presiones va de 100 a 3,300 y se observa que, en todos los ángulos de inclinación evaluados en Reynolds bajos, las presiones son bajas y están entre 100 y 400 pa.

En la **Figura 4.30** se observan contornos de Presión en un Reynolds más grandes entre 360 y 495, para todos los casos de agua y acorde a los resultados de la **Figura 4.28**, los ángulos de 25° y 30° presentan las caídas de presión más grande, en orden decreciente son seguidas, por los ángulos de 35°, 40°. Las caídas de presión las presenta 50°. Para todos los casos en Reynolds más grandes las caídas de presión son las más altas.

De la misma forma como en el caso de aceite 1, la caída de presión tiende a aumentar rápidamente para ángulos helicoidales pequeños. Esto es debido a que entre más pequeño sea el ángulo helicoidal la velocidad de flujo transversal domina el flujo en espiral del fluido por el lado de la coraza dando como resultado un rápido aumento en la caída de presión.

En el caso de estudio del agua, el factor de fricción se calculó con valores obtenidos de simulaciones evaluadas a Reynolds en un intervalo de 650- 3650. Se obtuvieron resultados de 3 ángulos helicoidales, 25°, 35°y 50° la tendencia del efecto de los ángulos helicoidales sobre el fluido de trabajo agua a velocidades y Reynolds más altos, se realizó con el fin de conocer el comportamiento del factor de fricción del fluido agua en estas condiciones de operación y ser reportados en esta tesis para un trabajo futuro.

La **Figura 4.31** muestra la representación gráfica de la tendencia del factor de fricción para ángulos de 25°. 35°, 50°. Las caídas de presión para el ángulo de 25° en Re de 1,060, 1,230, 2,700 y 3,600 son 2,742, 3,256, 1,53,94 y 2,175 Pascales respectivamente. El ángulo de 25° presenta el valor más grande de factor de



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

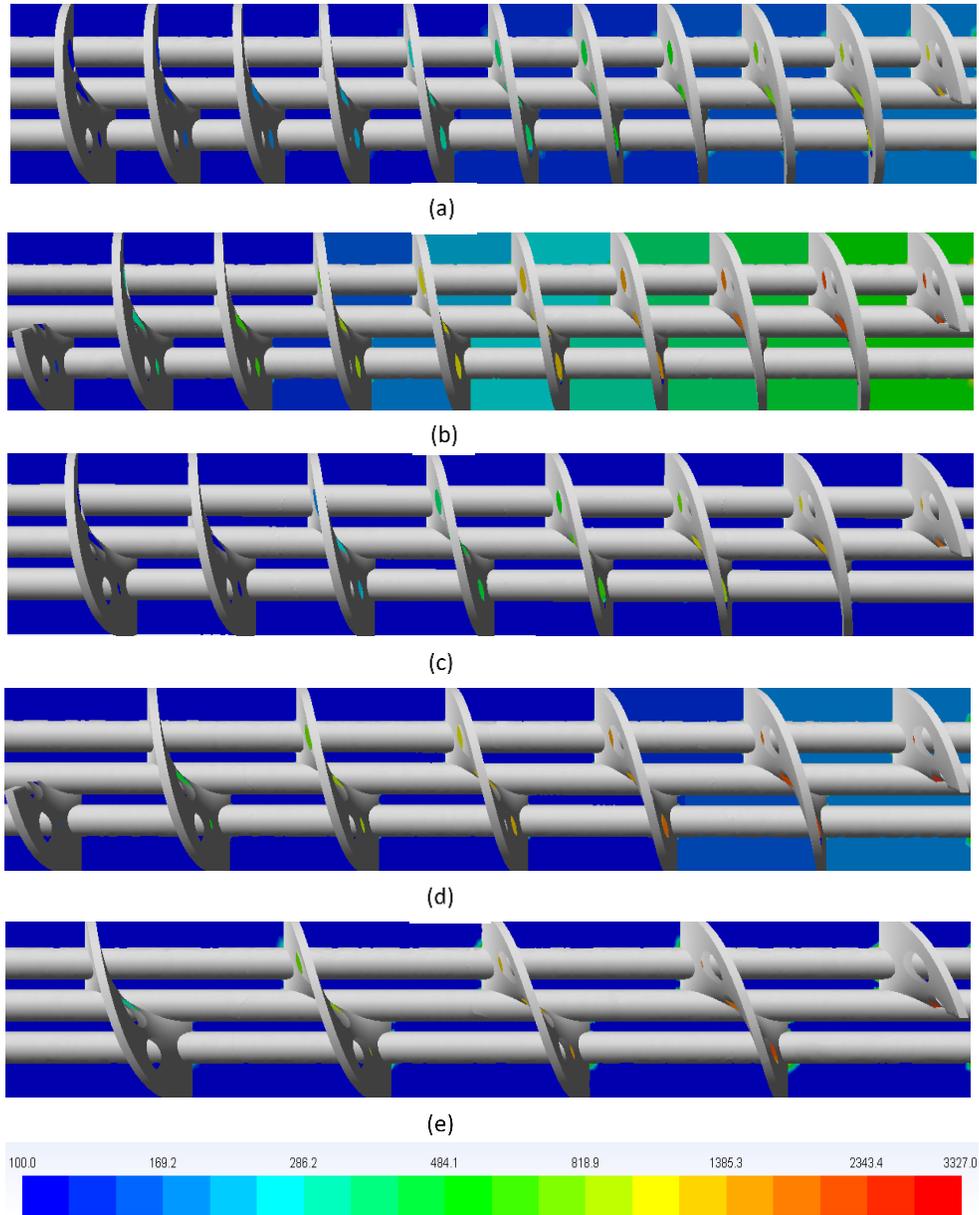


Figura 4.29 Contornos de Presión a lo largo del equipo en un ICBH con a) 25°. b) 30°, c) 35°, d) 40°, e) 50° para agua en Re 92-102.

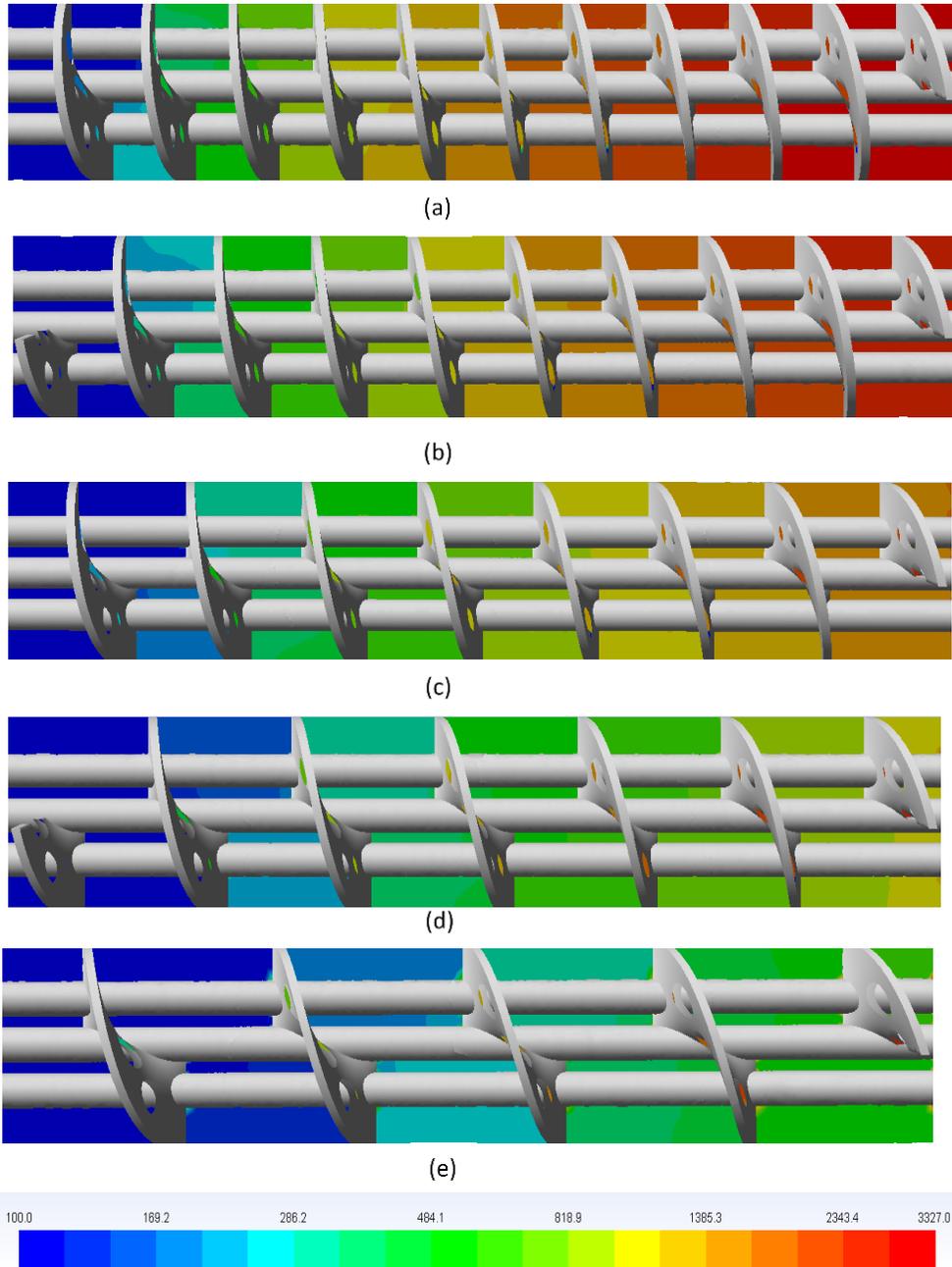


Figura 4.30 Contornos de Presión a lo largo del equipo en un ICBH con a) 25°. b) 30°, c) 35°, d) 40°, e) 50° para agua en Re 362-495.

Fricción, 0.19, 0.17, 0.13 y 0.11. puede observarse que la tendencia disminuye. El ángulo de 50° tiene los valores más pequeños de caídas de presión y su factor de



fricción también disminuye. Para los valores de Reynolds de 658, 790, 1,976 y 2,896, sus respectivas caídas de presión son 63, 84, 392 y 785 Pascales. Los factores de fricción disminuyen a medida que aumenta el número de Reynolds 0.12, 0.11, 0.088 y 0.082. Los resultados del ángulo intermedio de 35°, presentó la tendencia con valores de caída de presión de 918, 3,256 y 4,792 pascales para los Reynolds 1,273, 2,571 y 3,650 con factores de fricción que van disminuyendo cuando incrementa su Reynolds, 0.14, 0.12 y 0.11 respectivamente. De acuerdo al Diagrama de Moody, los valores del factor de fricción para agua obtenidos en este trabajo, tienden a tener el comportamiento esperado, por lo que se sugiere como trabajo futuro realizar simulaciones a más números de Reynolds y ángulos helicoidales.

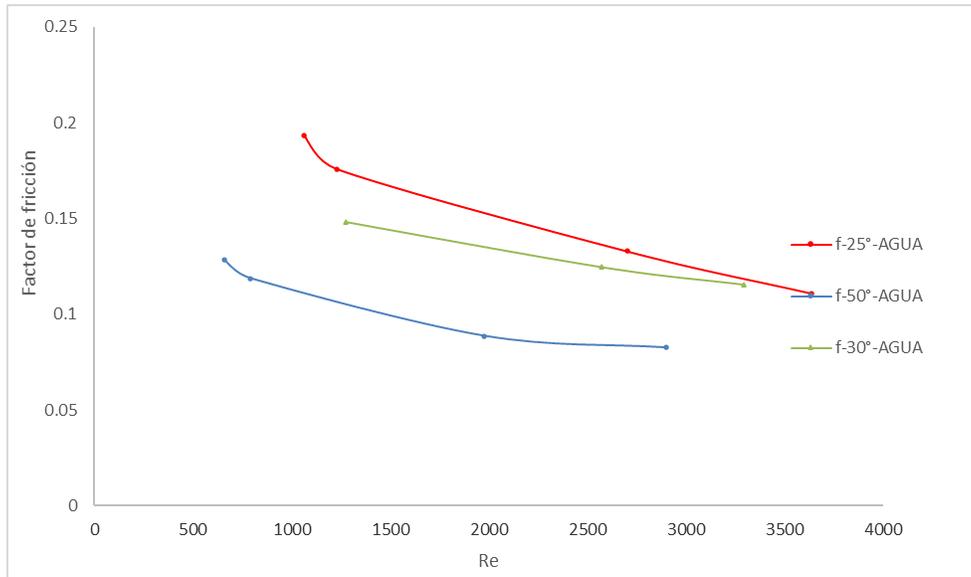


Figura 4.31 Factor de fricción a Reynolds altos 650 a 3650 para geometrías con α 25°, 35°, y 50°, casos agua por el lado coraza.

4.8. Resultados del análisis numérico de los ICBH lado coraza aceite 2, con ángulo de inclinación de 25°, 30°, 35°, 40° y 50° para diferentes números de Reynolds



Con el fin de cumplir con el objetivo de estudio de este trabajo y conocer los ángulos óptimos a usar en base al comportamiento en función de la viscosidad del fluido, un tercer fluido, aceite 2 fue analizado. A continuación, se muestran resultados del comportamiento del aceite 2 para los ángulos de 25°, 30°, 35°, 40° y 50°.

4.8.1 Análisis Térmico del aceite 2

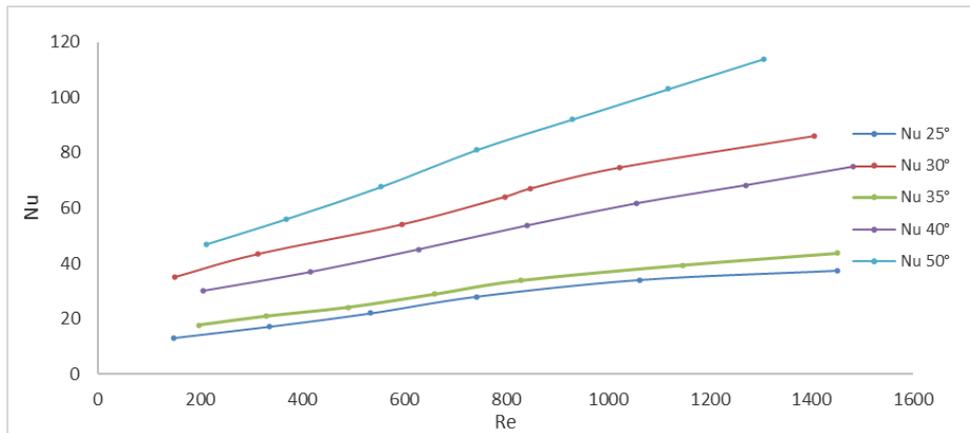


Figura 4.32 Comportamiento del promedio Nusselt de los ICBH con α 25°, 30°, 35°, 40° y 50° a Reynolds 147-1500 para casos aceite 2.

De acuerdo a los resultados del promedio de mayor Nusselt para ICBH con ángulos de 25°, 30°, 35° para casos aceite 2, se observa en la **Figura 4.33** los contornos de temperatura para los respectivos ángulos de inclinación a lo largo del equipo en Reynolds de 147 a 212. La temperatura de entrada es de 335 K de derecha a izquierda. Para todos los casos el rango de temperatura es de 300 K y 335 K. Debido a que los Reynolds son bajos la disminución en la temperatura no es significativa.

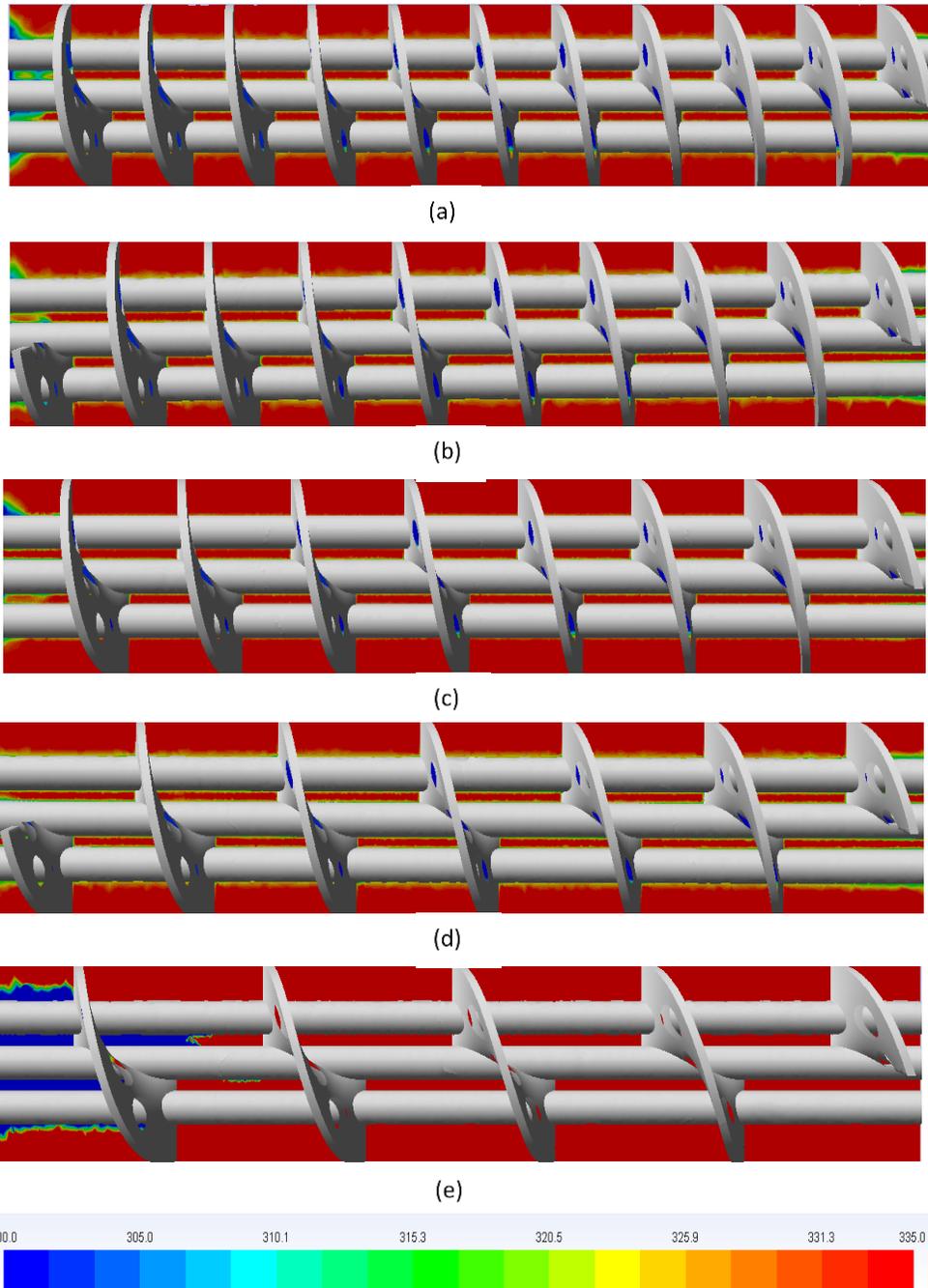


Figura 4.33 Contornos de temperatura a lo largo del equipo con a) 25°, b) 30° c)35°, d) 40° y e) 50°para aceite 2 en Re 147 - 212.



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

De la misma forma se presentan en la **Figura 4.34** el comportamiento de la disminución de temperatura cerca de la pared de los tubos a lo largo del equipo donde ocurre la transferencia de calor. Los contornos de temperatura de los casos estudiados del aceite 2 en Re de 1,300-1,500 lado coraza, muestran que el fluido por el lado de la coraza rápidamente alcanza una disminución en su temperatura, se observa el cambio de la temperatura a lo largo del equipo cerca de la pared de los tubos para todos los casos de estudio. La temperatura cerca de la pared está alrededor de 310 y 315 K, dando origen mayor coeficiente convectivo de transferencia de calor.

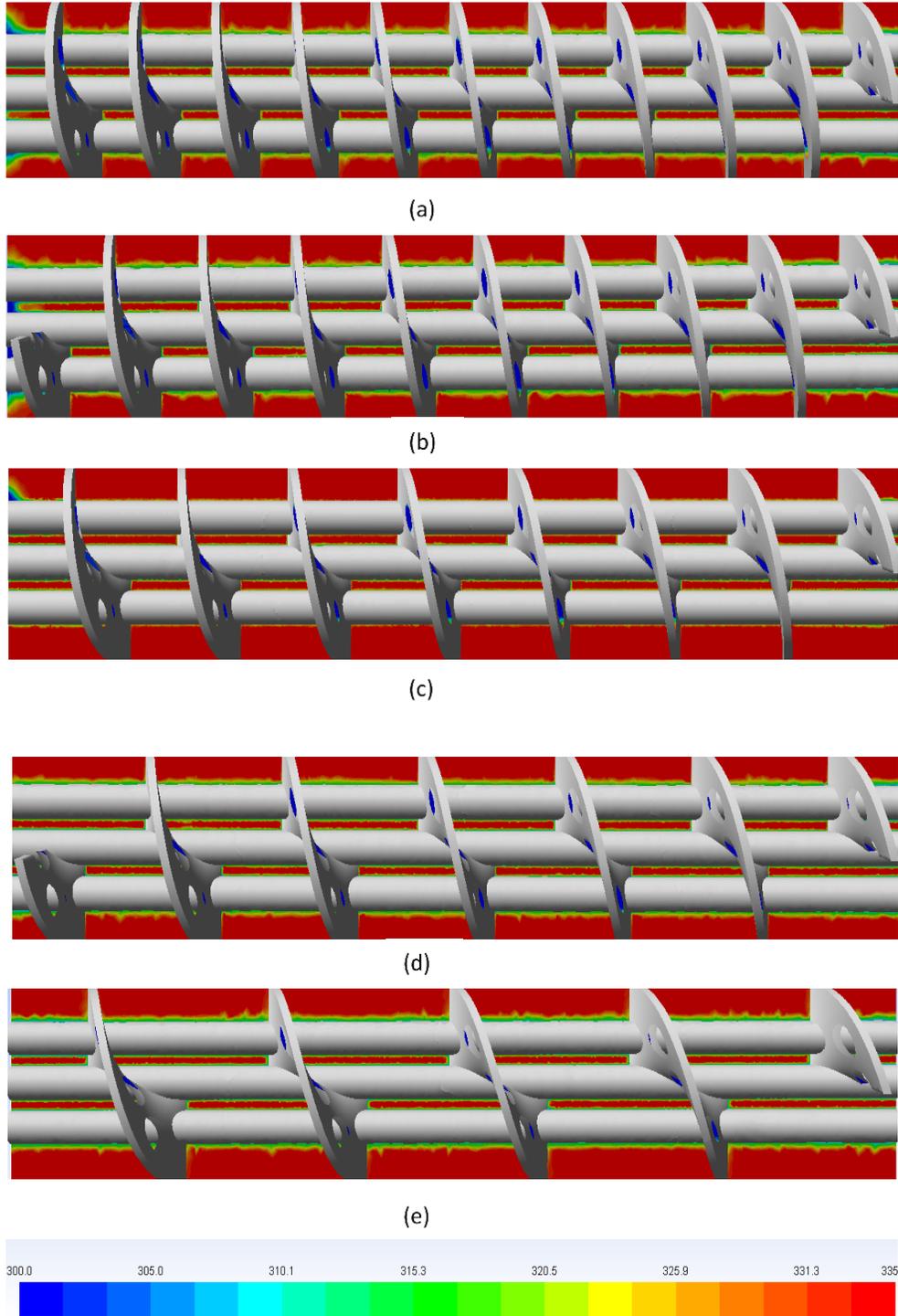


Figura 4.34 Contornos de temperatura a lo largo del equipo en un ICBH con α 25°, 30°, 35°, 40° y 50° para aceite 2 en Re 1300-1500.



4.8.2 Análisis hidráulico aceite 2.

Los resultados numéricos en términos de caída de presión, para los casos de estudio de aceite 2 en intercambiadores de calor con baffles helicoidales en ángulos de inclinación de 25°, 30°, 35°, 40° y 50° presentan para todos los casos, valores muy altos, por lo que en este trabajo se recomienda evaluar el fluido de aceite 2 a Reynolds y velocidades menores que representen caídas de presión más bajas y cambiar el modelo con el que se evalúa el fluido en CFD, como un trabajo a futuro.

Para reportar el análisis hidráulico de los casos de estudio del aceite 2, se obtuvo el factor de fricción de cada ángulo helicoidal evaluado, ver **Figura 4.35**. El rango de valores de f , está entre 0.2 y 0.003 cuando el número de Reynolds incrementa en un intervalo de 150 a 1,500. Los ángulos de 25° y 35° son los valores más altos de f y los ángulos de 30° y 40° resultan ser los de menor factor de fricción. El ángulo de 50° es el ángulo con mayor factor de fricción y es importante mencionar que en la **Figura 4.28** resulta ser el ángulo que mayor número de Nusselt presenta. Como se ha mencionado, el ángulo de 50° no es aplicable en condiciones reales de operación.

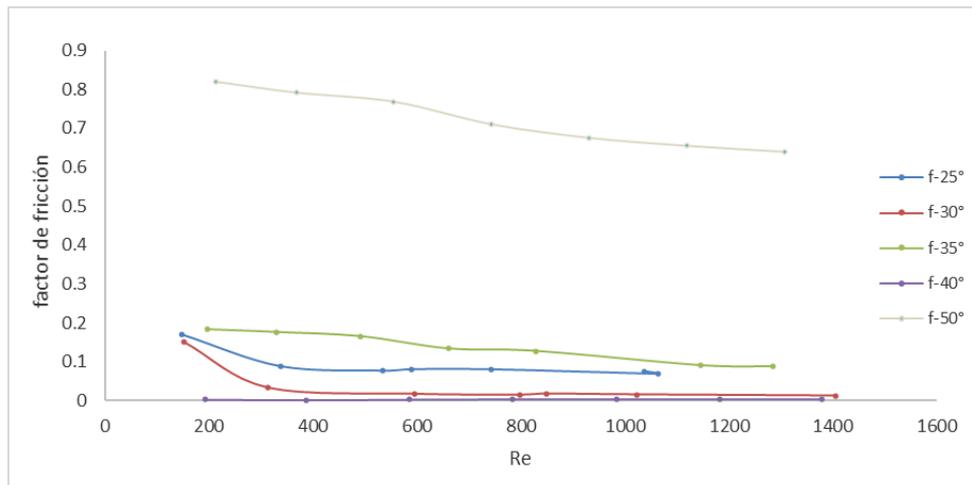


Figura 4.35 Factor de fricción a diferentes Reynolds 150-1500 para geometrías de ICBH con α 25°, 30°,35°40° y 50°, casos aceite 2 por el lado coraza.



En base a los resultados de Nusselt y factores de fricción, la selección del ángulo helicoidal que minimiza la caída de presión y maximiza la transferencia de calor en función de la viscosidad del fluido de trabajo, los ángulos recomendados con respecto a Reynolds y condiciones de operación evaluados en esta tesis, se resumen en la tabla 4.1. De esta con este trabajo se prueba la hipótesis:

El ángulo helicoidal que maximiza la relación transferencia de calor-caída de presión en el lado coraza de intercambiadores de bafle helicoidal, varía de manera inversa con respecto a la viscosidad del fluido de trabajo. La técnica de análisis numérico de CFD es una herramienta que permitirá determinar cómo varían los coeficientes de transferencia de calor y los factores de fricción como una función del número de Reynolds y del ángulo de la helicoide.

Tabla 4.1 Selección del ángulo helicoidal que minimiza la caída de presión y maximiza la transferencia de calor en función de la viscosidad del fluido de trabajo.

Viscosidad del fluido μ (Kg/Pa.s)	Ángulo óptimo
0.001	40°
0.00625	35°
0.0725	30°

4.9 Análisis del efecto de la inclinación de los bafles helicoidal en la velocidad de los fluidos aceite 1, agua y aceite 2.

Es importante conocer el efecto que tiene los diferentes ángulos de inclinación de bafle lado coraza sobre la velocidad de flujo del fluido, que a su vez puede conducir a mayor o menor transferencia de calor. Cuando el número de Reynolds aumenta, la distribución de la velocidad es uniforme.



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

Uno de los efectos del ángulo de inclinación sobre la velocidad en la dirección axial es la significativa mejora, debido a la forma de espiral por la que debe circular el fluido, resultando en mayor área de transferencia de calor y la eliminación de áreas con zonas muertas. Estas zonas se evitan debido a que el flujo de fluido es continuo en todas las regiones y la velocidad es uniforme. La distribución de velocidad varía con respecto al ángulo de inclinación de baffle.

A continuación, se presentan diferentes figuras donde se observa el comportamiento de la velocidad, de todos los ángulos estudiados, muestran la distribución de velocidad a lo largo del intercambiador de baffles helicoidales. En los planos se visualiza la uniformidad de la velocidad de acuerdo al ángulo de inclinación del baffle dentro del ICBH. Es importante mencionar que los planos que se muestran en esta tesis son cortes a lo largo del equipo por el lado de la coraza y por donde se evitan los tubos, por lo que se visualiza un patrón de uniformidad de acuerdo al caso del fluido (aceite 1, agua y aceite 2), aquí se observa que no existen zonas muertas o de estancamiento.

Figura 4.36 y 4.37 muestran los Contornos de velocidad para ángulos de inclinación de a) 25°, b) 30°, c) 35°, d) 40° y e) 50° en Reynolds 145 a 1050 para el aceite 1 en un rango de velocidad de 0.40 m/s a 2 m/s. Para cada uno de los ángulos estudiados de aceite 1, se observa en la **Figura 4.36** en todos los incisos, el comportamiento de la velocidad del fluido aceite 1 del lado de la coraza para cada una de las diferentes geometrías. La velocidad va de derecha a izquierda. Una vez que el fluido entra del lado de la coraza y comienza a recorrer la forma en espiral de la geometría, la velocidad se mantiene uniforme en todos los pitches helicoidales, hasta llegar a la salida del equipo donde tiene ciertas perturbaciones. En esta figura, debido a que el Re es bajo, las velocidades para cada equipo también lo son y están alrededor de 0.40 m/s a 0.99 m/s.

La **Figura 4.37** muestra de la misma forma el contorno de velocidad de todos los casos estudiados del aceite 1 para Reynolds altos de 722 y 1,050. Para todos los casos se observa como el fluido lleva una velocidad más grande y uniforme en cada



pitch helicoidal a lo largo del intercambiador. Además, puede observarse que no existen zonas muertas o de estancamiento, el cual es una de las ventajas que proporciona este tipo de geometrías. La imagen b) 30° y c) 35° muestran mayor incremento en la velocidad.

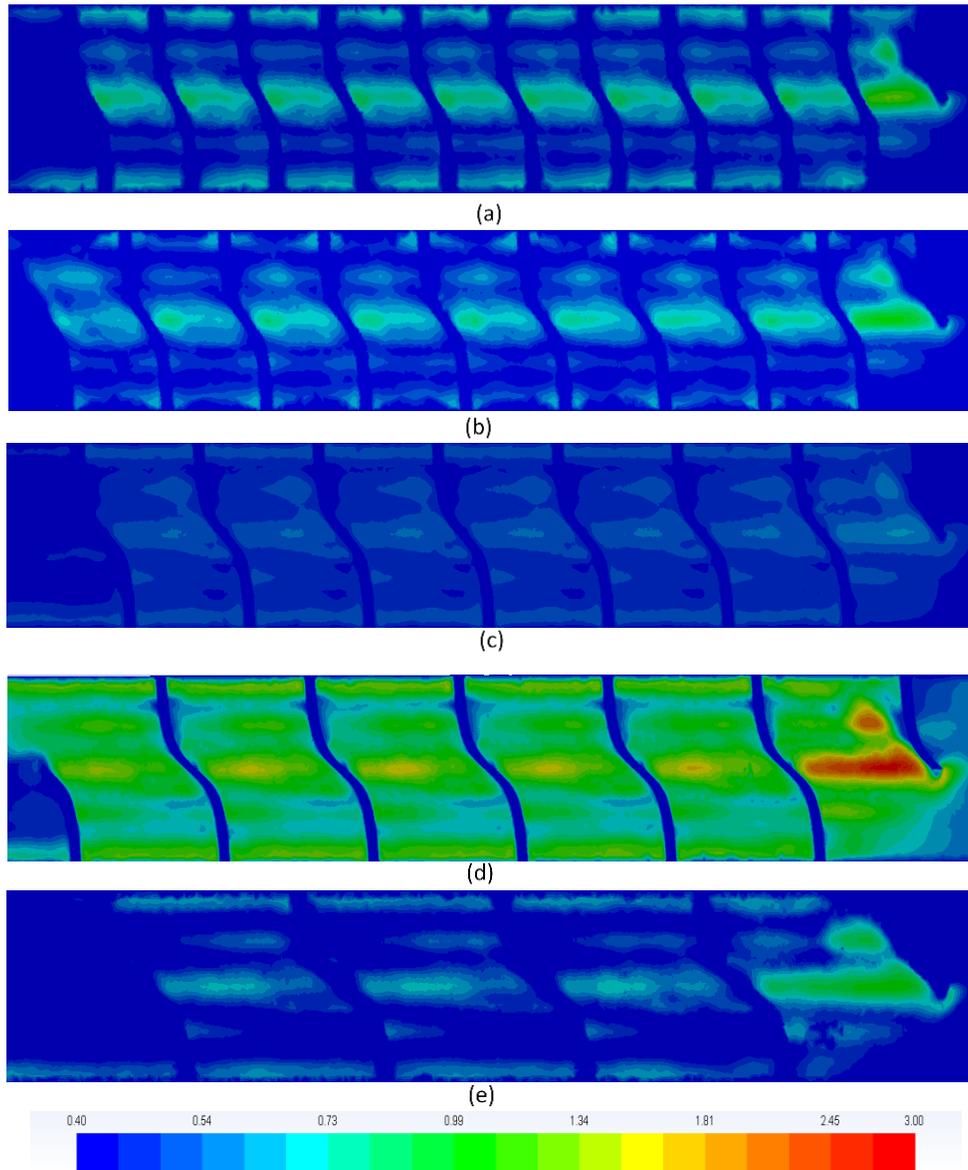


Figura 4.36 Contornos de velocidad para ángulos de inclinación de a) 25°, b) 30°, c) 35°, d) 40° y e) 50° en $Re= 150-240$ para el aceite 1.

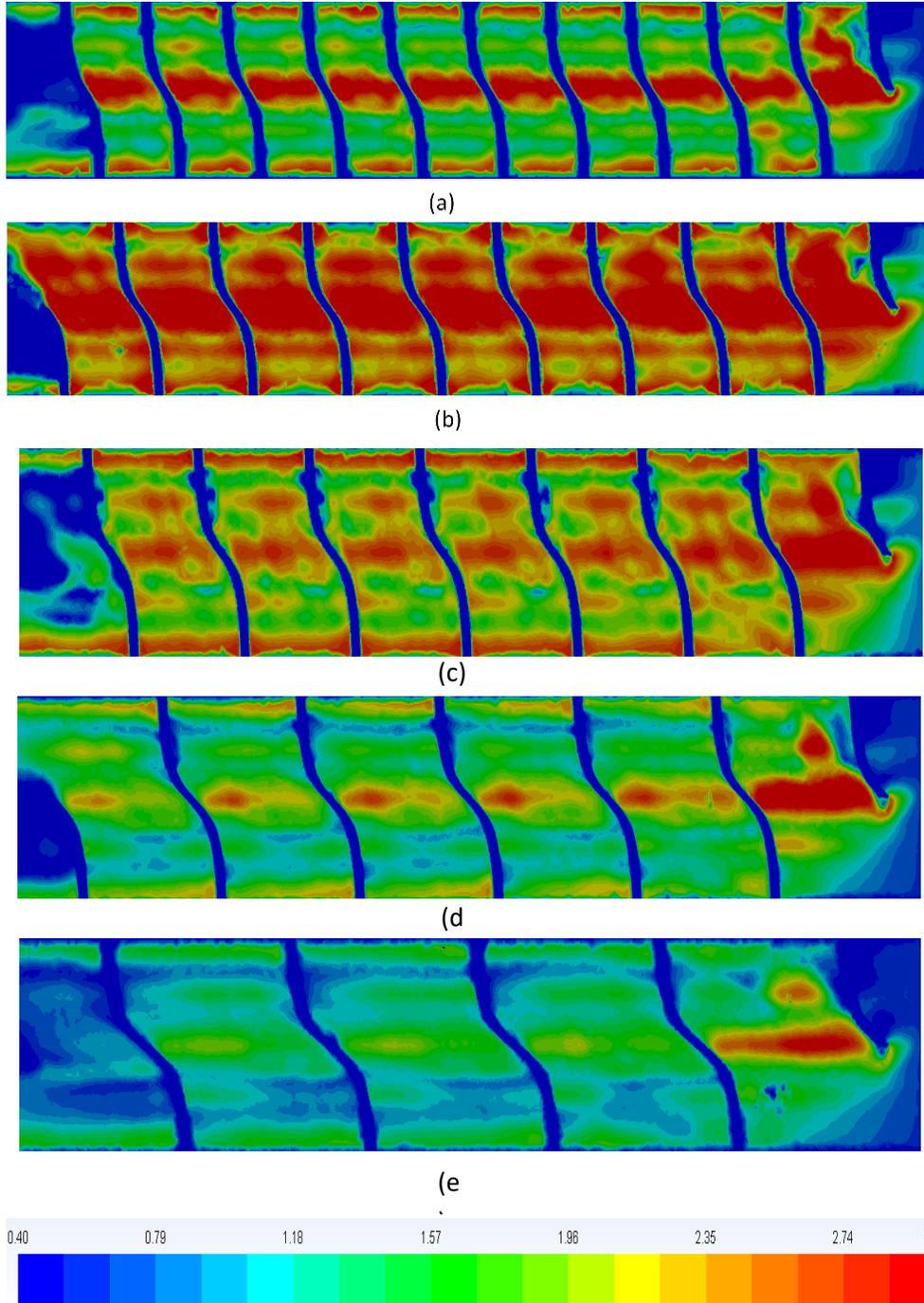


Figura 4.37 Contornos de velocidad para de ángulos de inclinación de a) 25°, b) 30°, c) 35°, d) 40° y e) 50° en $Re=722-1050$ para el aceite 1.



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

De la misma forma las **Figuras 4.38 y 4.39** presentan los contornos de velocidad de los ángulos 25° , 30° , 35° 40° y 50° para los casos de estudio de agua en Re de 92 a 495. Los rangos de velocidad en estos casos de estudio son de 0.01 m/s a 0.20 m/s y están en flujo laminar. En la **Figura 4.40** de la misma manera que los planos anteriores se muestra el plano de velocidades, se observa que son uniformes a lo largo del intercambiador y presentan un patrón de comportamiento, el fluido circula a través de cada pitch helicoidal usando toda el área disponible entre baffle y baffle. En esta figura la imagen (b) y (c) para 30° y 35° respectivamente se observa el impacto de la inclinación del baffle aún a pesar de que el flujo está en un régimen laminar. En la **Figura 4.41** se muestran las 5 geometrías estudiadas con agua por el lado coraza con Reynolds más altos, aún como régimen laminar porque está con Reynolds debajo de 500 y por lo tanto, las velocidades siguen siendo muy bajas, pero puede observarse que el efecto de la inclinación de los ángulos helicoidales en la geometría ya tienen efecto sobre el fluido. Se muestra que en todos los ángulos de inclinación las velocidades se mantienen uniformes y simétrico en cada pitch helicoidal, lo que da lugar a un mejor aprovechamiento de todas las áreas propiciando el incremento y mejora de la transferencia de calor. Los ángulos que presentan mayor velocidad son: 25° , 30° y 35° .

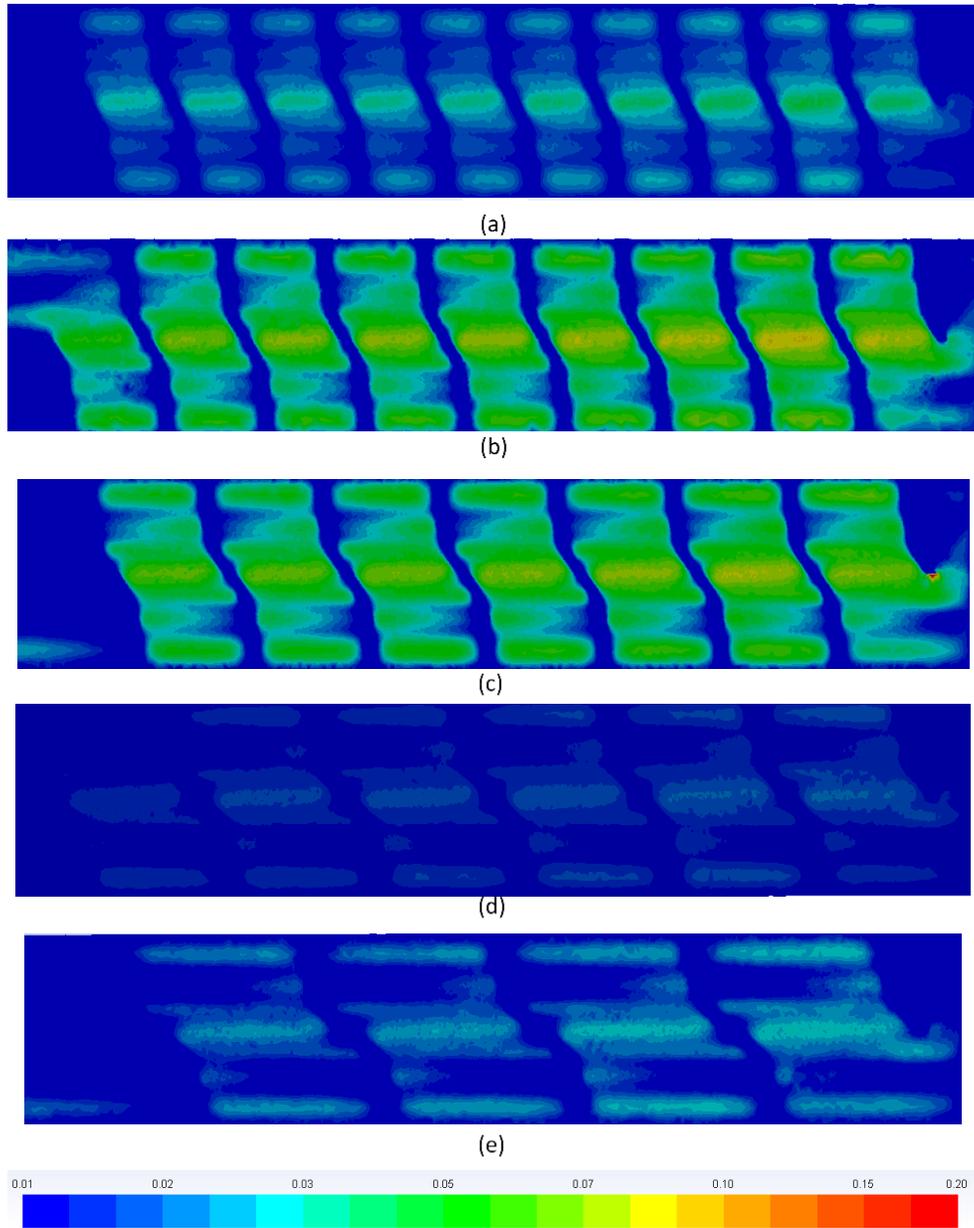


Figura 4.38 Contornos de Velocidad a lo largo del equipo con α 25°, 30° 35°,40° y 50° para agua en Re 92-102.

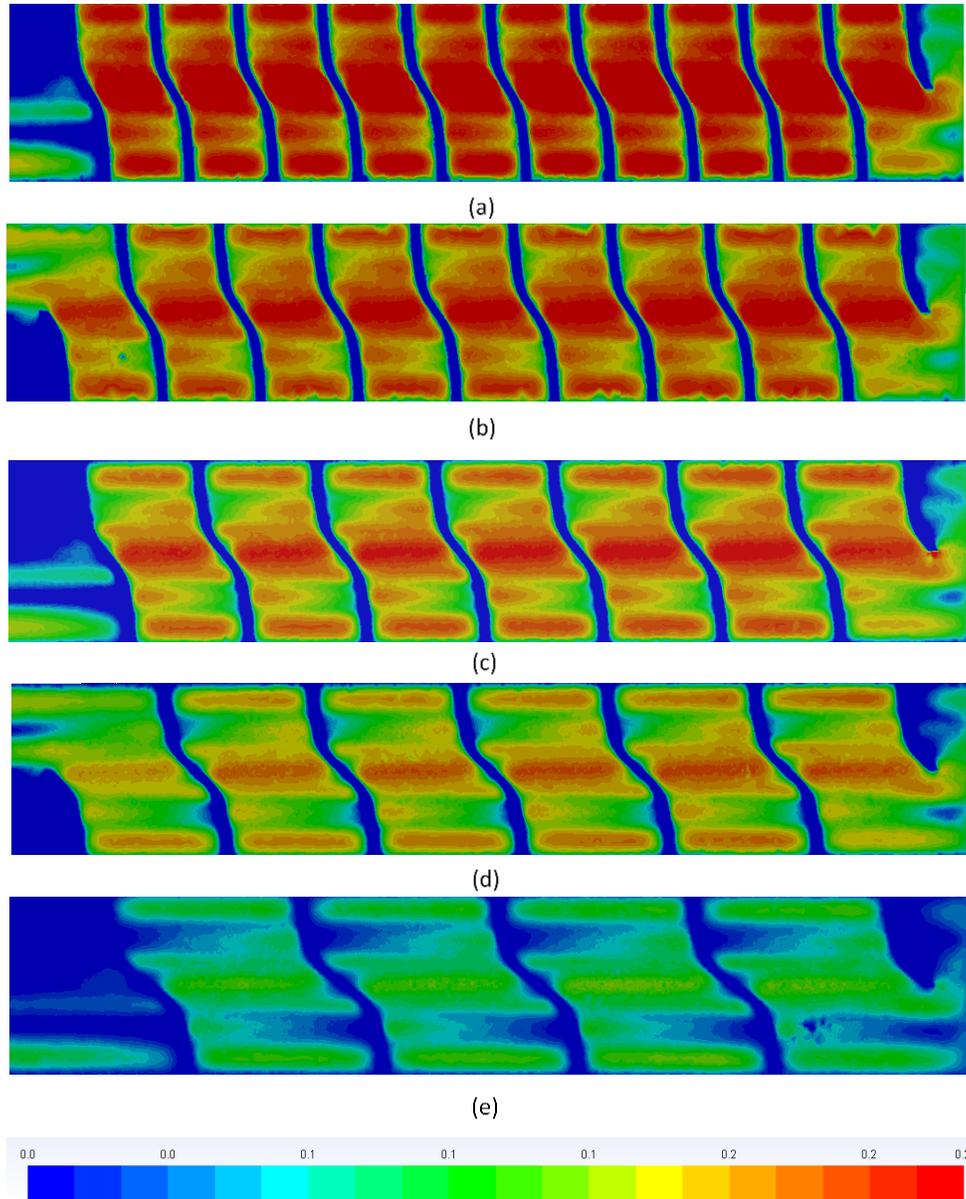


Figura 4.39 Contornos de Velocidad a lo largo del equipo con α 25°, 30° 35°,40° y 50° para agua en Re 363 - 495.

En la **Figura 4.40** Se observan los contornos de velocidad para todos los ángulos evaluados de aceite 2, en un Reynolds de 147-212 respectivamente en un rango de 2m/s a 30 m/s. Para todos los casos de aceite 2 puede observarse que la velocidad del fluido se mantiene uniforme en las áreas por donde el fluido es forzado a pasar a través de ICBH y a los Reynolds más alto presentan velocidades altas. En la



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

Figura 4.40 se muestra la velocidad en las 5 geometrías a Reynolds bajos 150-212. Para este intervalo de Reynolds las velocidades obtenidas en Fluent son altas. En la **Figura 4.41** los contornos de velocidad en el Reynolds altos 1,030-1,400, todos los casos de estudio presentan valores de velocidad muy altos. De la misma forma que en los planos de las figuras anteriores, el comportamiento de la velocidad es simétrica y uniforme en cada uno del pitch helicoidal que conforma cada una de las geometrías a lo largo de cada intercambiador de calor. se recomienda como trabajo futuro, trabajar con simulaciones con Reynolds pequeños en régimen laminar y turbulento para conocer el comportamiento y mejorar la velocidad.

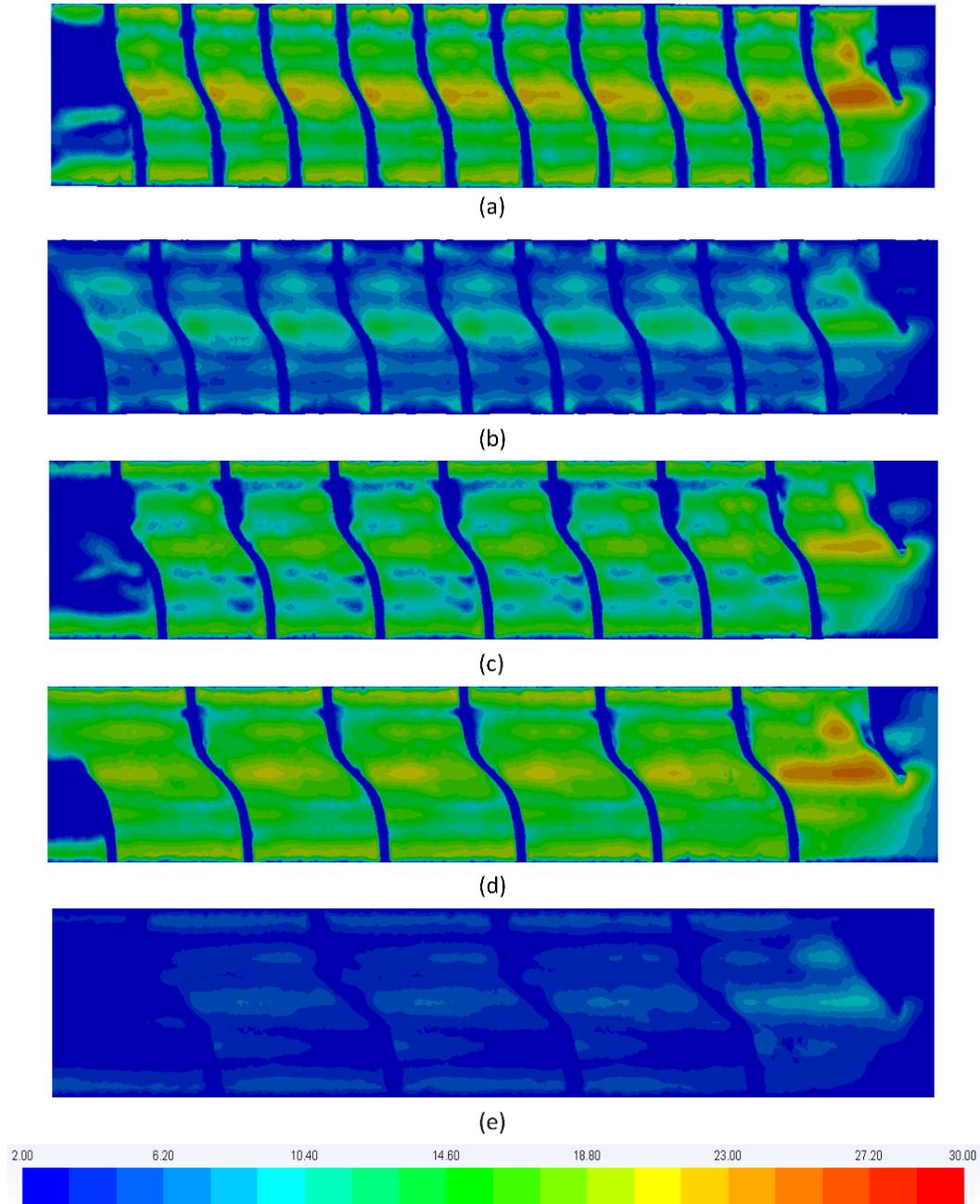


Figura 4.40 Contornos de Velocidad a lo largo del equipo con α 25°, 30°, 35°, 40° y 50° para aceite 2 en Re 147-212.

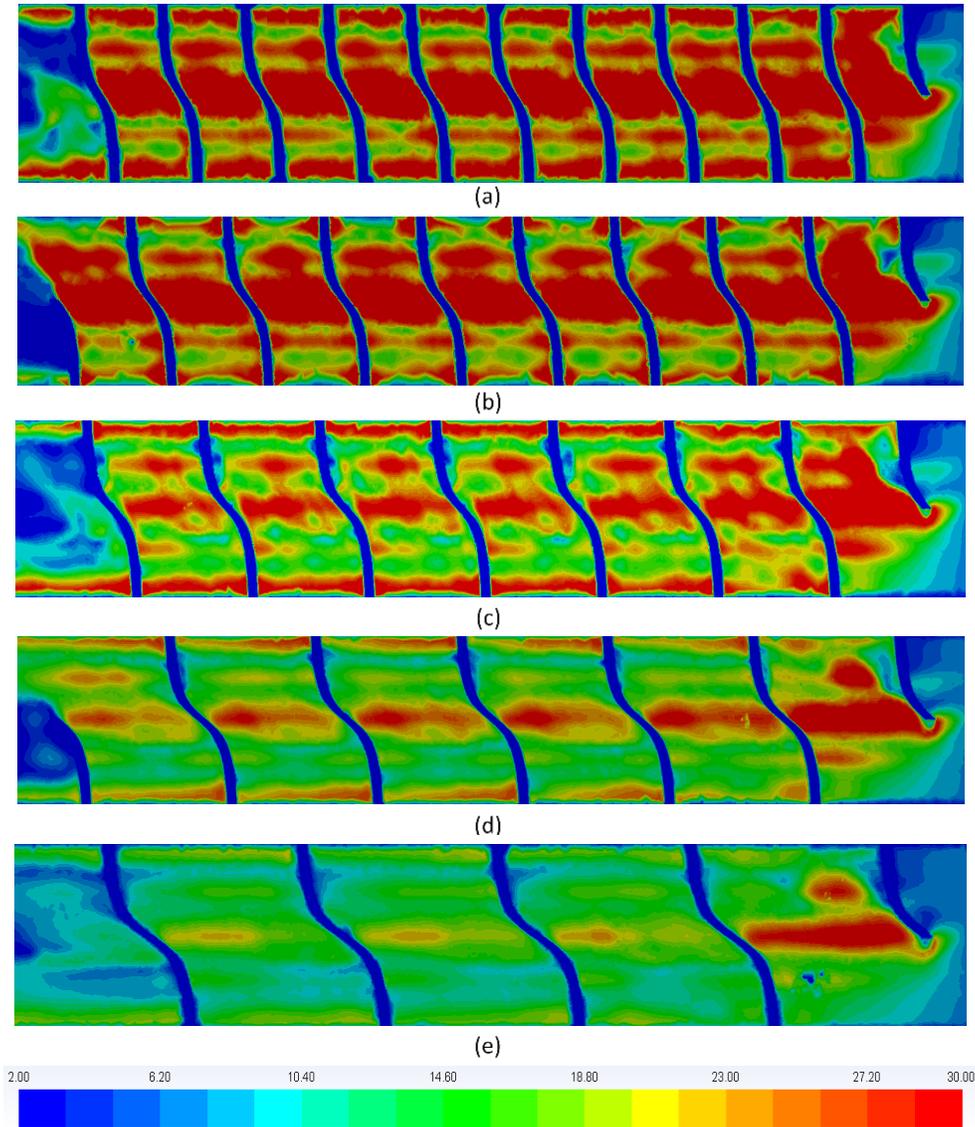


Figura 4.41 Contornos de Velocidad a lo largo del equipo en un ICBH con α 25°, 30° y 35°, 40° y 50° para aceite 2 a Reynolds 1306-1500.

Es importante conocer el efecto de la influencia de los ángulos de inclinación sobre la velocidad del fluido en un intercambiador de calor de baffles helicoidales. En los casos estudiados en esta tesis la velocidad es un parámetro importante al momento de comenzar las simulaciones, si la velocidad es alta tendremos valores altos de Reynolds, siempre considerando la viscosidad del fluido a utilizar.



En la **Figura 4.42** puede observarse los vectores de velocidad para el flujo dentro del equipo, se identifican las zonas y regiones del intercambiador, puede observarse que el movimiento del fluido es de forma envolvente siguiendo la forma helicoidal de la geometría, el cual tiende a reducir las zonas de estancamiento, disminuyendo el efecto de von Kármán, previniendo la formación de vórtices y evitando el retroceso en el flujo. Cabe señalar que esto sucede para todos los ángulos de inclinación.

En este apartado se demostró el comportamiento de la distribución de la velocidad fluyendo a lo largo del intercambiador en presencia de los baffles helicoidales, para el agua, aceite 1 y aceite 2 estudiados en este trabajo y que las geometrías en forma helicoidal reducen e incluso eliminan regiones muertas o de estancamiento por el lado de la coraza

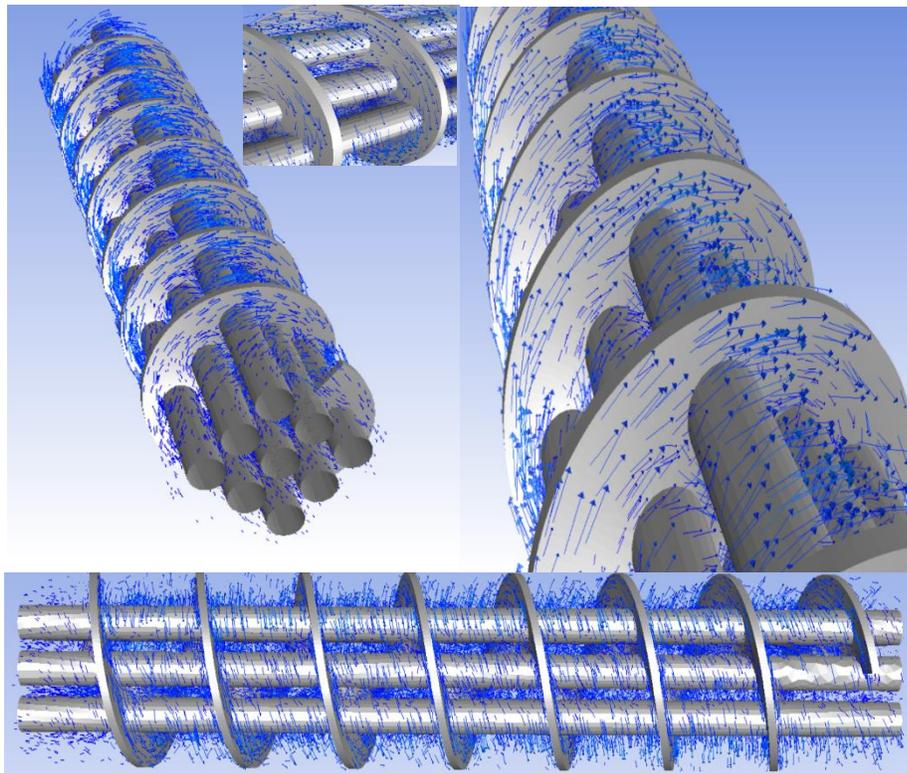


Figura 4.42 Vectores de velocidad a lo largo del equipo en un ICBH para diferentes ángulos de inclinación.



CAPITULO 5

CONCLUSIONES Y TRABAJO A FUTURO

"La verdad os hará libres"

³¹ *Dijo entonces Jesús a los judíos que habían creído en él: Si vosotros permaneciereis en mi palabra, seréis verdaderamente mis discípulos:*

³² *y conoceréis la verdad, y la verdad os hará libres.*

Juan 8:31-32 Reina-Valera 1960



5.1 Conclusiones

En este trabajo se realizaron y evaluaron los resultados de simulaciones numéricas en 3D para conocer el comportamiento térmico e hidráulico de intercambiadores de calor con baffles helicoidales con ángulos de inclinación de 25°, 30°, 35°, 40° y 50°. Se utilizaron 3 diferentes fluidos por el lado de la coraza como casos de estudio: agua, aceite1(diésel) y aceite 2 (aceite de motor). Basados en los resultados de este trabajo, se puede predecir el desempeño termo-hidráulico de los intercambiadores de calor de baffles helicoidales que maximice la relación transferencia de calor - caída de presión, en función de la viscosidad del fluido. Esto permite, en diseño, seleccionar el ángulo helicoidal que maximiza la relación transferencia de calor-caída de presión.

Se utilizaron técnicas de CFD para el desarrollo del diseño del Intercambiador de calor y simulación numérica. La evaluación térmica e hidráulica se presenta gráficamente en términos del Nusselt y del factor de fricción en función del Reynolds respectivamente. Los 3 fluidos estudiados fueron evaluados con el modelo $k-\epsilon$.

La validación de este trabajo se realizó a través de la comparación con los datos reportados por Lei (2008). De acuerdo a la sensibilidad del análisis de malla y acorde al número de elementos que pueden ser confiables, fue utilizada una geometría con 1,828,666 elementos. Los resultados del Nusselt para un ángulo de 30° con aceite 1 por el lado de la coraza, presenta una buena concordancia con los reportados por Lei (2008) con una desviación estándar de 1.95 y 2.56 para la caída de presión.

Para los tres fluidos estudiados, a medida que aumenta el número de Reynolds del lado de la coraza, el número de Nusselt incrementa con diferentes ángulos helicoidales. La caída de presión tiende a disminuir cuando se aumenta el ángulo helicoidal y su efecto es menor en los ángulos de 40° y 50°.



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

Los baffles con ángulos de inclinación 25° , 30° , 35° , 40° y 50° estudiados en los casos de estudio agua, aceite 1 y aceite 2, presentan un patrón de flujo donde se favorece el área de transferencia de calor y se utiliza con mayor eficacia.

Los resultados de Nusselt que se obtuvieron para el caso de estudio de Aceite 1 con todos los ángulos de inclinación de baffle de muestran que a medida que se incrementa el Reynolds el Nusselt aumenta. El ángulo de inclinación recomendado en este trabajo de acuerdo con la viscosidad del aceite 1 es el 35° . Los resultados de la caída de presión para todos los ángulos evaluados (25° , 30° , 35° , 40° y 50°) muestran que a medida que el Reynolds aumenta, se incrementa la caída de presión y su factor de fricción tiende a disminuir para todos los casos. El factor f a 35° disminuye considerablemente cuando se incrementa el Re.

Para el caso de estudio en el que se usa el aceite 2, se presenta un mayor número de Nusselt para los ángulos de 25° , 30° y 35° , el mejor ángulo recomendado es el de 30° . Los resultados para este ángulo presentan incremento en el número de Nusselt a medida que el Re aumenta y la caída de presión también aumenta a medida que el Re incrementa. Los valores del factor de fricción disminuyen y se encuentra que en los ángulos de 30° y 35° son los que presentan el valor menor cuando se incrementa el Reynolds. Aunque el ángulo de 50° presenta resultados favorables, no se toma en cuenta debido a que, en casos reales, este ángulo no es considerado para realizar operaciones de trabajo.

Para el caso del agua, el ángulo recomendado de acuerdo a los resultados obtenidos en este trabajo es el de 40° . Para todos los ángulos helicoidales, los valores del Nusselt son mayores a medida que el número de Reynolds aumenta en los casos evaluados en el intervalo de Reynolds de 80-500, también las caídas de presión obtenidas en todos los casos son bajas y se incrementan ligeramente al aumentar el Re.



Los factores de fricción se determinaron mediante la evaluación de simulaciones con Re más altos, en un intervalo de 650 a 3300 evaluados en régimen turbulento con el modelo $K-\epsilon$.

5.2 Sugerencias y trabajo a futuro

- Este estudio puede ser extrapolado a otros fluidos con distintas viscosidades para obtener un conocimiento más amplio del efecto del ángulo helicoidal en el comportamiento de los fluidos.
- Para el caso de fluidos con viscosidades parecidas a la del agua, se pueden realizar simulaciones con Reynolds más altos y más ángulos helicoidales.
- Para mejorar los resultados del Nusselt y de los factores de fricción en agua, se puede evaluar en régimen laminar y turbulento comparándolos.
- Obtener una correlación entre los distintos parámetros estudiados, Nu , Re , f .



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

CAPITULO 6

BIBLIOGRAFÍA



6. BIBLIOGRAFIA

Andrew, M., Master Bashir I., (2005) *Three- Dimensional Modeling of a Helixchanger, Heat Exchanger Using CFD*. Heat Transference Engineering, 26: 6, 22-31.

Andrews, M, Master B.I., (1999), *3-D modeling of the ABB Lummnus heat transfer Helixchanger using CFD*, in: International conference Compact Heat Exchangers , Banff Canada, July 19-23.

Bell, K., (2004), "*Heat exchanger design for the process Industries*", ASME J. Heat Transfer 126: 877–885.

Chunangad K.S., Boxma A.J., Kral D., Stehelik, P., (2006.) "*Most fecuently used heat exchangers from pioneering reseach to worldwide applications*". Heat transfer Eng. 27: 4-11.

Cong, D., (2015), "*Flow and heat transfer performances of helical baffle heat exchangers with different baffle configurations*", Chinese Journal of Chemical Engineering, Applied Thermal Engineering 80: 328-338.

Du, W., (2014), "*Effects of Shape and Quantity of Helical Baffle on the Shell-side Heat Transfer and Flow Performance of Heat Exchangers*", Chinese Journal of Chemical Engineering, 22: 243-251



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

Frank P. Incropera and David P. Witt. Heat and mass transfer

Frass P. Arthur., Heat Exchanger Desing

Haitao Hu, (2018), "*Heat transfer characteristics of mixed hydrocarbon refrigerant flowcondensation in shell side of helically baffled shell-and-tube heat exchanger*", Applied Thermal Engineering 133: 785–79

Jafari Nasr M.R., Shafeghat A. Fluid flow analysis and extension rapid design algorithm for helical baffle heat exchangers. Applied Thermal Engineering, 28: 1324-1332, 2008.

Lei, G., He, Y., Chu, P., Li, R., (2008), "*Design and optimization of heat exchanger with helical baffles*", Chem. Eng. Sci. 63: 17 4386-4395.

Lei, Y.L., He, R. Li, Y. Gao, F., (2008), "*Effects of baffle inclination angle on flow and heat transfer of a heat exchanger with helical baffles*" Chem. Eng. Process 47 (12) 2336-2345.

Lutcha, j. Nemcansky., (1990) "*Performance improvement of tubular heat exchangers by Helical baffles*". Trans inst. Chemist engineering. 68: 263-270.

Maakoul A., (2016). "*Numerical comparison of shell-side performance for shell and tube heat exchanger whith trefoil-hole, helical and segmental baffles*". Aplied Thermal Engineering 109 175-195.



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

Mahdi, S., (2016), "*CFD Investigation and neural network modeling of heat transfer and pressure drop of nano fluids in double pipe helically baffled heat exchanger with a 3-D fined tub*", Applied Thermal Engineering 100: 721–729.

Wang Shuli., (2002), "*Hidrodinamic studies on heat exchanger with helical baffles*". Heat Transfer Engineering, 23:43-49,.

Wang Q., Chen Qiuyan., Chen Guidong., Zeng Ming., (2009) "*Numerical investigation on multiple Shell-and- exchanger with continuous helical baffles*". International Journal of Heat and Mass Transfer, 52:1214-1222.

Stehlik, P., Nemicansky, J., Kral, D., Swanson, L., (1994), "*Comparison of correction factors for Shell –and-tube heat exchangers with segmental or helical baffles*", Heat transfer Eng.15 55-65.

Stehlik P., Wadekar V., (2002), "*Different strategies to improve industrial heat Exchange*", Heat Transfer Engineering 23: 36-48.

Shifan, Y., (2018), "*Influence of baffle configurations on flow and heat transfer characteristics of unilateral type helical baffle heat exchangers*", Applied Thermal Engineering 133: 739–748.

Sunil S., (2018), "*Numerical and experimental analysis on shell side thermo-hydraulic performance of shell and tube heat exchanger with continuous helical FRP baffles*", Thermal Science and Engineering Progress 5: 158–171.



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

Tingting, D., (2019), "*Performance of continuous helical baffled heat exchanger with varying elliptical tube layouts*", Heat and Mass Transfers 133: 1165-1175.

Transferencia de calor (cuarta edición) Incropera de Witt, Editorial Pearson 1999.

Transferencia de calor J.P Holman. Editorial McGraw-Hill.

Wang, S., (2002), "*Hydrodynamic studies on heat exchangers with helical baffles*", Heat Transfer Eng. 23 43–49.

Wang, L., (2001), "*The experimental study of shell-and-tube heat exchangers with helical baffles*", Xi'an Jiaotong University, Xi'an.

Xiaoming X., (2013), "*Numerical investigation of helical baffles heat exchanger with different Prandl number fluids*", Heat and Mass Transfers 63: 434-444.

Ya, Ping, C., (2017) , "*Experimental investigation on performances of trisection helical baffled heat exchangers for oil/water–water heat transfer*", Applied Thermal Engineering 115 9–16

Zhang J.F., Li Bin., Huang W.J., Lei Y.G., He Y.L., Tao W.Q., (2009), "*Experimental performance comparison of shell-side heat transfer for shell-and-tube heat exchangers with middle-overlapped helical baffles and segmental baffles*", Chem. Eng. Sci. 64:1643-1653.