

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DISEÑO COMPUTARIZADO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR BAJO AMBIENTE WINDOWS (PARTE II)

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
para optar al Título de Ingeniero Químico
por el Br. Mickael Abdalah Baschour

Caracas, Junio de 2.002

Abdalah B. Mickael

**DISEÑO COMPUTARIZADO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR
BAJO AMBIENTE WINDOWS (PARTE II)**

Tutores: Prof. José Francisco Fernández y Prof. Rosalba Sciamanna.

Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería.

Escuela de Ingeniería Química. 2002, 175 p.

Palabras Claves: Intercambiador, Diseño, Doble Tubo, Evaluación, Carcasa y Tubo, Placas, Software.

Resumen. Debido al rápido avance de la tecnología computacional de los últimos años, existe en la actualidad un creciente interés de disponer de programas que permitan generar soluciones a los problemas típicos de ingeniería de forma confiable y en el menor tiempo posible. Es por ello que el objetivo principal de este trabajo fue elaborar un programa bajo ambiente Windows que permitiera, de manera amigable, sencilla y con una orientación inclusive hacia el área docente, diseñar y evaluar intercambiadores de calor del tipo doble tubo, carcasa y tubo y finalmente de placas. La elaboración de dicho programa se efectuó en dos grandes etapas: Una primera en la que se montaron las hojas de cálculo elaboradas en Excel, donde se realizó toda la parte de cálculo inherente a los métodos empleados, en este caso el método Kern para intercambiadores doble tubo y carcasa y tubo, el método Bell & Delaware para intercambiadores de carcasa y tubo y el método Chester & Jensen para intercambiadores de placas, mientras que en la segunda etapa se construyeron las ventanas de la interfaz con el usuario y se elaboraron las rutinas de programación necesarias para la corrida del programa. Esta última etapa se realizó en el lenguaje de programación Visual Basic 6.0. La validación del programa se realizó a través de datos obtenidos de la bibliografía especializada y de hojas de especificación reales (data sheets). Cabe señalar, que una de las características innovadoras de este programa, es que cuenta con un módulo

que le permite al usuario ver los cálculos realizados paso a paso, incluyendo los ciclos iterativos. Los resultados obtenidos para la mayoría de los casos estudiados en la validación, reportan porcentajes de desviación menores al 10 %, confirmando que el programa es aplicable y confiable, siempre y cuando se respeten los criterios de diseño y evaluación de cada uno de los métodos empleados. En esta versión, el programa tiene algunas limitaciones, debido a lo extenso y complejo que son los procesos de transferencia de calor, pero que pueden ser complementados en proyectos futuros, donde se mejore la presente versión. Entre las limitaciones más generales, se tiene que el programa solo trabaja con procesos sin cambios de fase, carece de modelos termodinámicos para estimar las propiedades de los gases, y por último, se emplea un solo método de estudio para intercambiadores de doble tubo e intercambiadores de placas. Adicionalmente, el programa cuenta con un manual elaborado con la finalidad de que el usuario pueda familiarizarse de una manera más rápida con todo el contenido del mismo. En conclusión, este programa constituye una herramienta útil para la enseñanza del diseño, funcionamiento y evaluación de estos tipos de intercambiadores, permitiendo con su uso una enseñanza más dinámica e ilustrativa, donde se podrá invertir más tiempo en el análisis e interpretación de los problemas relacionados con el intercambio de calor.

ÍNDICE

Contenido	Pág.
Índice de tablas.	vii
Índice de figuras	ix
Lista de símbolos.	x
I. Introducción	1
II. Fundamentos de la Investigación	4
II.1. Planteamiento del Problema	4
II.2. Objetivos.	6
II.2.1. Objetivo General.	6
II.2.2. Objetivos Específicos.	6
III. Revisión Bibliográfica.	9
III.1. Intercambiadores de Calor.	9
III.2. Variables de Operación para Intercambiadores de Calor.	13
III.2.1. Coeficiente Individual de Transferencia de Calor, h	14
III.2.2. Coeficiente Global de Transferencia de Calor, U	14
III.2.3. Diferencia de Temperatura Media Logarítmica.	15
III.2.4. Diámetro Equivalente.	18
III.2.5. Factor de Ensuciamiento.	20
III.2.6. Caída de Presión en Tuberías y a través de bancos de tubos.	22
III.3. Tipos de Intercambiadores de Calor.	23
III.3.1. Intercambiadores de Doble Tubo	23
III.3.1.1. Criterios de Diseño para Intercambiadores de Doble Tubo.	26
III.3.1.2. Diseño y Cálculo de un Intercambiador de Doble Tubo.	26
III.3.2. Intercambiadores de Carcasa y Tubo.	39
III.3.2.1. Criterios de Diseño para Intercambiadores de Carcasa y Tubo.	42
III.3.2.2. Diseño y Cálculo de un Intercambiador de	44

Carcasa y Tubo 1-2 (Método Kern).	
III.3.2.3. Diseño y Cálculo de un Intercambiador de Carcasa y Tubo 1-2 (Método Bell & Delaware).	59
III.3.3. Intercambiadores de Placas.	68
III.3.3.1. Criterios de Diseño para Intercambiadores de Placas.	70
III.3.3.2. Cálculo de un Intercambiador de Placas.	70
IV. Metodología.	76
V. Resultados y discusión.	82
V.1 Estructura y desarrollo del programa	82
V.2 Interfaz del usuario	92
V.3 Limitaciones del programa	96
V.4 Innovaciones del programa	99
V.5 Validación del programa	100
V.5.1 Intercambiadores de doble tubo	101
V.5.2 Intercambiadores de carcasa y tubo	106
V.5.3 Intercambiadores de placas	115
VI. Conclusiones	124
VII. Recomendaciones	126
VIII. Bibliografía citada	128
IX. Bibliografía consultada	130
X. Apéndices	133
X.1. Apéndice 1. Factores de corrección de temperatura.	133
X.2. Apéndice 2. Valores recomendados para la resistencia por ensuciamiento	135
X.3. Apéndice 3. Calores específicos de líquidos	136
X.4. Apéndice 4. Calor específico para gases a 1 atm.	137
X.5. Apéndice 5. Factor Fc de temperatura calórica	138
X.6. Apéndice 6. Viscosidades de líquidos.	139
X.7. Apéndice 7. Viscosidades de gases.	141
X.8. Apéndice 8. Dimensiones de tuberías de acero IPS.	143

X.9. Apéndice 9. Rugosidad, valores de diseño	144
X.10. Apéndice 10. Diámetros de carcasas y arreglos de tubos	145
X.11. Apéndice 11. Datos de tubos para intercambiadores de calor	146
X.12. Apéndice 12. Arreglos y disposición de tubos.	147
X.13. Apéndice 13. Valores típicos de U_D para algunos fluidos.	149
X.14. Apéndice 14. Factor de fricción de Darcy para el lado de la carcasa.	150
X.15. Apéndice 15. Espaciamiento para configuraciones comunes de tubo	151
X.16. Apéndice 16. Factor de corrección j_k para bancos de tubos ideales.	152
X.17. Apéndice 17. Factor de corrección j_c de la configuración de deflectores.	153
X.18. Apéndice 18. Factor de corrección j_t para los efectos de fuga en los deflectores.	154
X.19. Apéndice 19. Factor de corrección j_b para los efectos de desviación.	155
X.20. Apéndice 20. Factor de corrección j_r para la acumulación de gradientes adversos de temperaturas con números de Reynolds bajos.	156
X.21. Apéndice 21. Factor de fricción f_k para arreglos triangulares	157
X.22. Apéndice 22. Factor de fricción f_k para arreglos cuadrangulares	158
X.23. Apéndice 23. Factor de corrección R_l por efecto de la fuga de los deflectores.	159
X.24. Apéndice 24. Factor de corrección R_b para la desviación del haz de tubos.	160
X.25. Apéndice 25. Factor de corrección para el diseño de intercambiadores con arreglos de flujo tipo lazo y en serie.	161
X.26. Apéndice 26. Modelos de hojas de especificación (data sheets).	162
X.27. Apéndice 27. Modelos de hojas de especificación (HEMAT 1.1)	167

ÍNDICE DE TABLAS

Contenido	Pág.
Tabla 1.- Conexiones para intercambiadores de doble tubo.	25
Tabla 2.- Valores de δ_{sb} para carcasa (tubo comercial).	63
Tabla 3.- Características físicas del modelo de placa.	71
Tabla 4.- Correlaciones para el cálculo del factor de Darcy del lado de la carcasa.	83
Tabla 5.- Correlaciones para el factor f_k para un grupo de tubos ideales .	84
Tabla 6.- Correlaciones para el factor de corrección j_c	84
Tabla 7.- Correlaciones para el factor de corrección j_l	85
Tabla 8.- Correlaciones para el factor de corrección j_r , para $Re < 100$. .	85
Tabla 9.- Correlaciones para el factor de corrección j_r , para $Re \geq 100$. .	85
Tabla 10.- Correlaciones del factor de corrección para números de Reynolds bajos j_r^*	86
Tabla 11.- Correlaciones para el factor de corrección j_r	86
Tabla 12.- Correlaciones para el factor de fricción f_k	87
Tabla 13.- Correlaciones para el factor de corrección R_b , para $Re < 100$.	88
Tabla 14.- Correlaciones para el factor de corrección R_b , para $Re \geq 100$.	88
Tabla 15.- Correlaciones para el factor de corrección R_l	89
Tabla 16.- Correlaciones del factor de corrección para arreglos de flujo . en serie	89
Tabla 17.- Resultados del ejemplo 6.1 del Kern.	102
Tabla 18.- Resultados de la prueba de la asignatura Transferencia de Calor (Agosto 2001)	103
Tabla 19.- Resultados de la prueba de la asignatura Transferencia de Calor (Febrero 2002)	104
Tabla 20.- Resultados del intercambiador E-11, Venoco.	105
Tabla 21.- Resultados del ejemplo 7.3 del Kern, utilizando el método Kern.	107

Tabla 22.- Resultados del ejemplo 7.3 del Kern, utilizando el método de Bell & Delaware	108
Tabla 23.- Resultados del ejemplo 7.4 del Kern, utilizando el método Kern	110
Tabla 24.- Resultados del ejemplo 7.4 del Kern, utilizando el método de Bell & Delaware	110
Tabla 25.- Resultados del Intercambiador 33-E-118 (Cardón), utilizando el método Kern	112
Tabla 26.- Resultados del Intercambiador 33-E-118 (Cardón), utilizando el método de Bell & Delaware	112
Tabla 27.- Resultados del Intercambiador 33-E-102 (Cardón), utilizando el método Kern	113
Tabla 28.- Resultados del Intercambiador 33-E-102 (Cardón), utilizando el método de Bell & Delaware.	114
Tabla 29.- Resultados para flujos con arreglos del tipo lazo.	116
Tabla 30.- Resultados para flujos con arreglos en serie	118
Tabla 31.- Resultados para el intercambiador 33-E-127 (Cardón).	119
Tabla 32.- Ejemplo 6.1 del Kern (Evaluación).	120
Tabla 33.- Ejemplo 7.4 del Kern (Evaluación) para al método Kern.	121
Tabla 34.- Ejemplo 7.4 del Kern (Evaluación) para el método Bell & Delaware.	122
Tabla 35.- Ejemplo del método Chester & Jensen (Evaluación)	123

ÍNDICE DE FIGURAS

Contenido	Pág.
Figura 1.- Flujo en una sola corriente (condensador simple).	10
Figura 2.- Dos corrientes en flujo paralelo (intercambiador de doble tubo)	10
Figura 3.- Dos corrientes en contracorriente (intercambiador de carcasa y tubo)	11
Figura 4.- Dos corrientes en contracorriente (intercambiador de placas) . .	11
Figura 5.- Dos corrientes en flujo cruzado (ambas corrientes sin mezclar).	12
Figura 6.- Dos corrientes en flujo cruzado (una de las corrientes sin mezclar)	12
Figura 7.- Perfiles de temperatura para flujo en paralelo.	16
Figura 8.- Perfiles de temperatura para flujo en contracorriente	16
Figura 9.- Diámetros de los ánuos.	19
Figura 10.- Localización de los factores de ensuciamiento.	21
Figura 11.- Intercambiador de doble tubo.	24
Figura 12.- Intercambiador de carcasa y tubo.	40
Figura 13.- Esquema de un intercambiador de carcasa y tubo.	40
Figura 14.- Algunos tipos de carcasa y cabezales para intercambiadores de carcasa y tubo.	41
Figura 15.- Arreglos más comunes para intercambiadores de calor.	43
Figura 16.- Intercambiador de placas (esquema).	68
Figura 17.- Configuración de flujo en serie y lazo.	69
Figura 18.- Ventana de selección del tipo de intercambiador	90
Figura 19.- Campo para la selección de opciones de las ventanas	93
Figura 20.- Interacción gráfica con imágenes	94
Figura 21.- Cuadro de diálogo con mensaje de advertencia	94
Figura 22.- Cuadro de diálogo con mensaje informativo.	94
Figura 23.- Ventana para introducir los datos de diseño.	95
Figura 24.- Una de las ventanas del procedimiento paso a paso.	96

LISTA DE SÍMBOLOS

Es importante acotar que las unidades de esta lista serán especificadas en sistema inglés, sin embargo, el programa elaborado puede trabajar tanto en sistema inglés como en sistema internacional, mediante una adecuada selección que se realiza internamente.

Símbolo	Significado	Unidades
A	Superficie total de transferencia de calor	pie ²
a''	Superficie externa por pie lineal de tubería	pie ²
a' _t	Área de flujo por tubo	pie ²
a _a	Área de flujo en el lado del ánulo	pie ²
A _{ct}	Área de la configuración de los tubos	pie ²
a _f	Área de flujo para intercambiadores de placas	pie ²
A _i	Área interior	pie ²
A _o	Área exterior	pie ²
a _p	Área de flujo en el lado de los tubos (doble tubo)	pie ²
A _p	Área de transferencia de calor de la placa	pie ²
A _s	Área total de transferencia de calor supuesta	pie ²
a _s	Área de flujo en el lado de la carcasa	pie ²
A _{sc}	Área total de transferencia de calor supuesta corregida	pie ²
a _t	Área de flujo en el lado de los tubos (carcasa y tubo)	pie ²
A _t	Área total de los tubos	pie ²
b	Constante dimensional de las ecuaciones (CXV), (CXXVI) y (CXXVII)	adim
B	Espaciado entre los deflectores	pie
b ₁	Constante dimensional de la ecuación (CXXVIII)	adim
b ₂	Constante dimensional de la ecuación (CXXVIII)	adim
Bc	Espaciado de los deflectores corregido	pie
bg	Ancho entre las gomas	pie
bp	Ancho del canal de las placas	pie
C	Calor específico del fluido caliente	BTU/lb.°F

c	Calor específico del fluido frío	BTU/lb.°F
C'	Espaciamiento entre tubos	pie
cp _a	Calor específico para el lado del ánulo	BTU/lb.°F
cp _p	Calor específico para el lado del tubo interior (doble tubo)	BTU/lb.°F
cp _s	Calor específico para el lado de la carcasa (carcasa y tubo)	BTU/lb.°F
cp _t	Calor específico para el lado de los tubos (carcasa y tubo)	BTU/lb.°F
D	Diámetro interior del tubo interior (doble tubo)	pie
D'e	Diámetro equivalente para caída de presión	pie
D ₁	Diámetro exterior del tubo interior (doble tubo)	pie
D ₂	Diámetro interior del tubo exterior (doble tubo)	pie
D _c	Diámetro del casco para el área total de los tubos	pie
D _e	Diámetro equivalente para transferencia de calor	pie
d _e	Diámetro equivalente (intercambiadores de placas)	pie
d _i	Diámetro interior de los tubos (carcasa y tubo)	pie
d _o	Diámetro exterior de los tubos (carcasa y tubo)	pie
D _{otl}	Diámetro límite de los tubos	pie
D _s	Diámetro interior mínimo de la carcasa	pie
D _w	Diámetro equivalente de la ventana	pie
e	Espesor de la placa	pie
esp	Espesor del deflector	pie
F	Factor de corrección de temperatura	adim.
f	Factor de fricción para intercambiadores de placas	adim
F _{bp}	Fracción del área de la zona de flujo cruzado disponible para flujo desviado	adim.
F _c	Fracción de tubos totales en el flujo transversal	adim.
f _D	Factor de fricción de Darcy	adim.
f _k	Factor de fricción para un banco ideal de tubos	adim.
F _p	Factor de corrección para intercambiadores de placa	adim
Fr	Fracción calórica	adim.
G	Velocidad másica	lb/hpie ²
G _a	Velocidad másica en el lado del ánulo	lb/h.pie ²

G_p	Velocidad másica en el lado del tubo (doble tubo)	lb/h.pie ²
G_s	Velocidad másica en la carcasa	lb/hpie ²
G_t	Velocidad másica en el lado de los tubos (carcasa y tubo)	lb/h.pie ²
G_m	Velocidad másica en intercambiadores de placas	lb/hpie ²
h	Coficiente individual de transferencia de calor	BTU/hpie ² .°F
h_c	Coficiente individual referido al fluido caliente	BTU/h.pie ² .°F
h_f	Coficiente individual referido al fluido frío	BTU/h.pie ² .°F
h_i	Coficiente de transferencia de calor para el fluido interno	BTU/hpie ² .°F
h_{ic}	Coficiente individual interno corregido	BTU/hpie ² .°F
h_{io}	Coficiente de transferencia de calor referido al diámetro exterior del tubo	BTU/hpie ² .°F
h_{ioc}	Coficiente de transferencia de calor referido al diámetro exterior del tubo, corregido	BTU/hpie ² .°F
h_k	Coficiente individual de transferencia de calor (Bell & Delaware)	BTU/hpie ² .°F
h_o	Coficiente de transferencia de calor para el fluido exterior	BTU/hpie ² .°F
h_{oc}	Coficiente individual de transferencia de calor externo corregido	BTU/hpie ² .°F
h_s	Coficiente individual de transferencia de calor en el lado de la carcasa (Bell & Delaware)	BTU/hpie ² .°F
j_b	Factor de corrección por el efecto de las desviaciones	adim.
j_c	Factor de corrección por el efecto de la configuración de los deflectores	adim.
j_k	Factor de corrección para un banco ideal de tubos	adim.
j_l	Factor de corrección por el efecto de la fugas en los deflectores	adim.
j_r	Factor de corrección por el gradiente adverso de temperatura para números de Reynolds bajos	adim.
k	Conductividad Térmica	BTU/h.pie.°F
L	Longitud del tubo	pie
l_c	Altura del deflector	pie

lc/D_s	Corte del deflector, expresado en porcentaje	adim
L_f	Longitud del área de flujo	pie
L_R	Longitud requerida	pie
n	Número de pasos por los tubos	adim.
N	Número de placas	adim.
$N+1$	Número de cruces por el intercambiador	adim.
N_b	Número de deflectores	adim.
n_c	Número de corrientes para el fluido caliente	adim
N_c	Número de hileras de tubos en la sección de flujo cruzado	adim.
N_{cw}	Número de hileras efectivas de tubos en cada ventana	adim.
n_f	Número de corrientes para el fluido frío	adim
n_p	Número de corrientes	adim.
N_T	Número de tubos	adim.
Nu	Número de Nusselt	adim.
p	Distancia entre los centros de los tubos (Bell & Delaware)	pie
p_n	Espaciado de tubos normal al flujo	pie
p_p	Espaciado de tubos paralelo al flujo	pie
Pr	Número de Prandtl	adim.
pt	Distancia entre los centros de los tubos (Kern)	pie
Q	Velocidad de transferencia de calor	BTU/h
R	Parámetro para el cálculo del factor F	adim.
R_b	Factor de corrección debido a las desviaciones	adim.
R_d	Factor de ensuciamiento combinado	$hpie^2 \cdot ^\circ F / BTU$
R_{di}	Factor de ensuciamiento interno	$hpie^2 \cdot ^\circ F / BTU$
R_{do}	Factor de ensuciamiento externo	$hpie^2 \cdot ^\circ F / BTU$
Re	Número de Reynolds	adim.
Re'	Número de Reynolds para caídas de presión	adim.
r_h	Radio hidráulico	pie
r_i	Radio interno del tubo	pie
R_l	Factor de corrección debido a las fugas en los deflectores	adim.

r_o	Radio externo del tubo	pie
R_s	Resistencia al flujo de calor	$h\text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}/\text{BTU}$
R_{tot}	Resistencia total al flujo de calor	$h\text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}/\text{BTU}$
S	Relación para el cálculo del factor F (abscisa)	adim.
S_m	Área de la zona de flujo cruzado	pie^2
S_{sb}	Área de flujo entre el deflector y la carcasa	pie^2
S_{tb}	Área de flujo entre el deflector y los tubos	pie^2
S_w	Área de flujo a través de la ventana	pie^2
S_{wg}	Área total de la ventana	pie^2
S_{wt}	Área ocupada por los tubos en la ventana	pie^2
T_1	Temperatura de entrada del fluido caliente	$^\circ\text{F}$
t_1	Temperatura de entrada del fluido frío	$^\circ\text{F}$
T_2	Temperatura de salida del fluido caliente	$^\circ\text{F}$
t_2	Temperatura de salida del fluido frío	$^\circ\text{F}$
T_c	Temperatura calórica del fluido caliente	$^\circ\text{F}$
t_c	Temperatura calórica del fluido frío	$^\circ\text{F}$
T_{prom}	Temperatura media aritmética del fluido caliente	$^\circ\text{F}$
t_{prom}	Temperatura media aritmética del fluido frío	$^\circ\text{F}$
T_{wi}	Temperatura de pared interna	$^\circ\text{F}$
T_{wo}	Temperatura de pared externa	$^\circ\text{F}$
U	Coficiente global de transferencia de calor	$\text{BTU}/h\text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}$
U_C	Coficiente global de transferencia de calor limpio	$\text{BTU}/h\text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}$
U_D	Coficiente global de transferencia de calor de diseño	$\text{BTU}/h\text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}$
U_{Ds}	Coficiente global de transferencia de calor supuesto	$\text{BTU}/h\text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}$
U_{Dsc}	Coficiente global de transferencia de calor supuesto corregido	$\text{BTU}/h\text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}$
W	Flujo másico del fluido caliente	lb/h
w	Flujo másico del fluido frío	lb/h
w_a	Flujo másico del fluido que va por el ánulo (doble tubo)	lb/h
w_m	Flujo másico del fluido (intercambiadores de placas)	lb/h
w_p	Flujo másico del fluido que va por los tubos (doble tubo)	lb/h

w_s	Flujo másico del fluido que va por la carcasa (carcasa y tubo)	lb/h
w_t	Flujo másico del fluido que va por los tubos (carcasa y tubo)	lb/h
ΔP	Caída de presión	psi
ΔP_a	Caída de presión en la zona del ánulo	psi
ΔP_{bk}	Caída de presión para una sección de flujo transversal ideal	psi
ΔP_p	Caída de presión por el lado de los tubos	psi
ΔP_{pl}	Caída de presión en el lado de las placas	psi
ΔP_s	Caída de presión por el lado de la carcasa	psi
ΔP_t	Caída de presión en el lado de los tubos (carcasa y tubo)	psi
ΔP_{wk}	Caída de presión para una sección de ventana ideal	psi
δ_{sb}	Espacio libre de franqueo diametral	pie
Δt	Diferencia de temperatura	°F
Δt_i	Diferencia de temperatura interna	°F
Δt_o	Diferencia de temperatura externa	°F
ΔT_{mef}	Diferencia de temperatura media efectiva	°F
ΔT_{ml}	Temperatura media logarítmica	°F
ε	Factor de rugosidad	pie
θ_b	Ángulo de corte del deflector	rad
μ	Viscosidad del fluido	lb/pie.h
μ_w	Viscosidad evaluada a la temperatura de la pared	lb/pie.h
μ_{wi}	Viscosidad evaluada a la temperatura de pared interna	lb/pie.h
μ_{wo}	Viscosidad evaluada a la temperatura de pared externa	lb/pie.h
ρ	Densidad del fluido	lb/pie ³
Φ_a	Factor de corrección de viscosidad en el lado del ánulo	adim.
Φ_p	Factor de corrección de viscosidad en el lado de los tubos (doble tubo)	adim.
Φ_s	Factor de corrección de viscosidad en el lado de la carcasa	adim.
Φ_t	Factor de corrección de viscosidad en el lado de los tubos (carcasa y tubo)	adim.

I. INTRODUCCIÓN

En la actualidad, la economía juega un papel clave en el diseño y selección de los equipos de transferencia de calor, y el ingeniero de procesos debería tener esto en cuenta al abordar cualquier problema nuevo de diseño de estos equipos, además de estar lo más actualizado con el desarrollo tecnológico mundial. Una de las áreas de mayor avance en los últimos tiempos es el diseño de los equipos utilizados en los procesos industriales, a través del modelado y simulación de la operación de los mismos, haciendo el uso de programas comerciales o de generación propia.

Todos estos programas tienen como finalidad reproducir el sistema hasta el punto en que su respuesta se asemeje lo más posible a la realidad, proporcionando una resolución rápida al problema planteado. No obstante, en el caso de los programas de generación propia, es el investigador quien tiene el compromiso de seleccionar las ecuaciones más adecuadas, determinando de esta manera la complejidad de los modelos matemáticos a desarrollar, sin que los resultados de estos se alejen considerablemente de la realidad.

En cualquier caso, el modelado y la simulación traen consigo una serie de ventajas como el ahorro de tiempo, y por lo tanto de dinero, al poder rápidamente diseñar y optimizar procesos nuevos o existentes; es una poderosa herramienta que permite investigar los efectos de perturbaciones hechas al proceso durante su operación o al variar algunos de los parámetros del sistema, así como ensayar diferentes estrategias de control, todo esto sin riesgos personales y evitando paradas innecesarias de planta, además de permitir el análisis y evaluación de los costos de los procesos, entre otros aspectos.

De hecho, actualmente se utilizan intensivamente paquetes comerciales para la simulación, el control y la optimización de los procesos, cuyas licencias son de elevado costo; sin embargo, muchos de estos paquetes comerciales no consideran los problemas comunes que afectan la operación de los equipos que integran los procesos, tales como la corrosión de las capas de recubrimiento y posteriormente del metal de construcción del equipo; el ensuciamiento, con la formación progresiva de incrustaciones hasta taponar el equipo; la

vibración ante el paso de los fluidos, etc [DE ABREU, 1998].

Por otra parte, en la mayoría de los procesos que se llevan a cabo en la industria se emplean intercambiadores de calor, los cuales se presentan en una gran variedad: intercambiadores de tubo y carcasa, intercambiadores de doble tubo, intercambiadores de placa, etc [KERN, 1997]. Estos son equipos que se deprecian rápidamente debido a su uso y progresivo deterioro, requiriendo su reemplazo, momento en el cual es necesario realizar una evaluación, un rediseño u optimizar la operación de éste, ya que en el mercado por la constante evolución tecnológica no está siempre disponible el mismo modelo. Con respecto a estos equipos, ya en la Escuela de Ingeniería Química de la UCV se ha realizado un primer intento de crear un programa amigable e interactivo para el diseño de los intercambiadores de calor mas usados en la industria[ALARCÓN, 2000; ALARCÓN Y SCIAMANNA, 2001].

Cabe destacar que el mencionado programa fue desarrollado bajo el lenguaje de programación Visual Basic 6.0, el cual es uno de los lenguajes más usados en el mundo actualmente, por su versatilidad y gran campo de aplicaciones, además de ofrecer una de las mejores interacciones entre el usuario y la interfaz de trabajo de los programas.

En base a todo lo señalado, lo que se pretende en este Trabajo Especial de Grado es darle continuación a la creación del mencionado programa de Diseño de Intercambiadores de Calor iniciada por Alarcón [ALARCÓN, 2000], mejorando y complementando dicha primera versión, a fin de disponer en la Escuela de Ingeniería Química de una herramienta aplicable en el área de la asignatura Transferencia de Calor, que le proporcione al estudiante la información necesaria para la evaluación y diseño de los intercambiadores de calor más usados en la industria, esto mediante el suministro de los datos básicos para el cálculo de los mismos, además de ofrecer una interacción amigable y flexible entre el programa y el usuario, facilitando de esta manera su uso y aplicabilidad.

Es importante señalar, que dicha herramienta permitirá una enseñanza más dinámica e ilustrativa, donde se podría invertir más tiempo en el análisis e interpretación de los problemas

relacionados con dichos equipos, en lugar de la aplicación repetitiva de fórmulas para el dimensionamiento de los mismos.

II. FUNDAMENTOS DE LA INVESTIGACIÓN

Todo proyecto parte de conocimientos previos y de algunos aspectos que se quieren investigar y evaluar, lo cual origina ciertos planteamientos y metas a alcanzar. A continuación se presentan las principales bases que dieron origen a este proyecto:

II.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Hoy en día la enseñanza y el aprendizaje en el mundo de la ciencia han experimentando muchos cambios y transformaciones, los cuales se han efectuado como consecuencia del constante avance tecnológico que día a día se expande ilimitadamente hacia horizontes desconocidos.

Este crecimiento se ha ido incrementando y expandiendo velozmente gracias a las nuevas herramientas que continuamente surgen y que son aplicadas a nuestras necesidades, muchas veces simplificando trabajos complejos, convirtiéndolos en tareas sencillas de realizar, y en el mejor de los casos automatizando completamente cualquier proceso en general.

Una de estas herramientas es la programación, la cual es muy usada actualmente para la solución de muchos de los problemas de nuestra vida cotidiana, orientados en la mayoría de los casos a la optimización de cualquier tipo de actividad, proceso u operación, que se esté desarrollando tanto a nivel personal como a nivel industrial.

En los actuales momentos existe un trecho muy grande entre lo que se aprende teóricamente y el conocimiento que se tiene de la práctica de dicha teoría, debido a que a veces es difícil establecer una sinergia entre el sector industrial y el sector educativo. Esta falta de comunicación trae muchas veces como consecuencia que el sector educativo sea

desplazado por el industrial, debido a los avances que experimenta con el tiempo éste último. No obstante, el sector educativo se ha visto en la necesidad de actualizar todos sus programas, a través de la creación de herramientas propias, que le permitan estar a la par con los actuales procesos industriales, evitando de esta manera quedarse estancados con conocimientos que muchas veces son bases fundamentales, pero que no pueden ser aplicados si no cumplen con las exigencias de la ciencia y tecnología actual.

Con respecto a lo anterior, en la escuela de Ingeniería Química se ha realizado un primer intento en ofrecer mediante, el uso de la herramienta de la programación, la información básica y más actualizada acerca del diseño y evaluación de los intercambiadores de calor y sus aplicaciones dentro de los procesos de transferencia de calor, debido a que estos forman parte importante de las operaciones industriales que se llevan a cabo a pequeña, mediana y gran escala^[ALARCÓN, 2000; ALARCÓN Y SCIAMANNA, 2001].

No obstante, dicha primera versión presenta algunas limitaciones y módulos donde los resultados reportados presentan desviaciones muy notables.

Por otra parte, se debe revisar el programa realizado en una primera versión que se efectuó en la escuela de Ingeniería Química, ya que el mismo presenta algunas limitaciones y módulos donde los resultados presentan desviaciones muy notables.

Todo lo expuesto, fue lo que motivó a darle la continuidad a este trabajo previamente realizado, revisando dicha versión del programa, con la finalidad de corregir las fallas presentadas en el mismo, adicionar los módulos que sean necesarios para establecer el análisis de diversos tipos de intercambiadores, y por supuesto, optimizar la interfaz del usuario con el computador, de manera de hacerlo lo más amigable y flexible.

En resumen, lo que se persigue es que el programa, en su segunda versión, permita a los usuarios seleccionar cualquiera de los equipos para su respectivo análisis, basado en el cálculo, evaluación y diseño de los mismos. En principio se consideró manejar los tres tipos de intercambiadores de calor más usados actualmente que son: intercambiadores de doble

tubo, intercambiadores de placa e intercambiadores de carcasa y tubo. A su vez el programa debe proporcionar varios datos que permitan estimar las dimensiones preliminares, por lo que la selección final dependerá de las necesidades del usuario.

Por último, se debe resaltar que este trabajo pretende extender las raíces de esta rama de la ciencia, que no ha sido explotada como debería ser en la Escuela de Ingeniería Química de la Universidad Central de Venezuela, por lo que se busca despertar el interés en otras áreas de la carrera, para la elaboración de programas y herramientas que permitan de cierta manera mejorar los métodos de enseñanza y aprovechar recursos valiosos, como por ejemplo el tiempo, que en vez de ser empleado en la realización de cálculos, pueda ser empleado para realizar más análisis y discusión de resultados.

II.2. OBJETIVOS

De la elaboración y desarrollo de este trabajo, se aspiran cumplir los siguientes objetivos:

II.2.1. OBJETIVO GENERAL

Elaborar un programa bajo ambiente Windows, que permita diseñar y evaluar los diferentes intercambiadores de calor más utilizados en los procesos industriales de la actualidad, garantizando que el mismo sea lo más amigable y flexible para el usuario.

II.2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Familiarizarse con la primera versión realizada del diseño de intercambiadores, realizar los ajustes pertinentes e implementar los módulos necesarios.
-
-

- Revisar las fallas presentadas en la primera versión del programa, en el área de caída de presión para intercambiadores de carcasa y tubo, con el fin de encontrar la solución efectiva para que los resultados sean confiables al momento de validarlos.
 - Implementar la evaluación y el diseño de intercambiadores de doble tubo en el programa, para tener así tres tipos diferentes de intercambiadores de calor, logrando de esta manera una mayor comparación y discusión entre los mismos.
 - Realizar la evaluación y el diseño de intercambiadores de carcasa y tubo por el método de Kern e incluirlo en el programa, con el fin de poder establecer comparaciones entre éste y el método de Bell & Delaware (implementado en la primera versión del programa).
 - Implementar en la evaluación y diseño de intercambiadores de placas más información con respecto a los tipos y modelos de placas más utilizados en la industria.
 - Mejorar la presentación del programa con el fin de ofrecer una interfaz más amigable entre el computador y el usuario.
 - Implementar el menú de ayuda del usuario, a fin de que el mismo sirva de apoyo para resolver cualquier inconveniente que se pueda presentar en el momento de trabajar con el programa.
 - Ampliar, en la medida que sea posible, la base de datos de los fluidos que se usan en los intercambiadores de calor.
 - Ampliar y mejorar el manual del usuario del programa, adicionando la parte operativa de los módulos nuevos y complementando los que ya se tienen.
-
-

- Mejorar los métodos de ajuste empleados en la parte gráfica con la finalidad de disminuir los porcentajes de error en los cálculos.
- El programa cuando esté listo debe quedar apto para ser utilizado en los próximos semestres, como una herramienta que le permita a los estudiantes facilitar su trabajo en la parte de diseño y evaluación de los intercambiadores de calor más utilizados en el campo industrial.

III. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

Los procesos de transferencia de calor son, sin duda alguna, uno de los problemas más importantes a resolver en el campo de la Ingeniería Química. A continuación se presentan los conceptos que describen el funcionamiento básico de los intercambiadores de calor, sus principales características, cálculo y diseño entre otros, los cuales servirán de base para la realización de este Trabajo Especial de Grado.

III.1. INTERCAMBIADORES DE CALOR

En los grandes procesos industriales, no es raro que sea necesario transferir cantidades relativamente grandes de energía, entre el sistema y el medio ambiente o entre distintas partes de un sistema dado [WELTY, 1996]. Para lograr estos alcances se utilizan principalmente los intercambiadores de calor, los cuales son aparatos que transfieren energía desde un fluido de alta temperatura hacia un fluido de baja temperatura, con ambos fluidos en movimiento a través del mismo.

Los rangos de temperatura, las bases de los fluidos (líquidos o gaseosos), la cantidad de energía que se deberá transferir y la caída de presión permitida para los fluidos caliente y frío, son algunas de las variables que determinan la configuración del intercambiador de calor para una aplicación dada [KARLEKAR Y DESMOND, 1985].

Existen diversas configuraciones geométricas de flujo posibles en un intercambiador, siendo las más importantes las siguientes:

- *Flujo en una sola corriente:* se define así al tipo de intercambiador que cambia la temperatura de un solo fluido; en este caso la dirección de flujo carece de importancia. Uno de los ejemplos clásicos de este tipo de intercambiador es el condensador simple, el cual puede ser observado en la Figura 1 que se presenta a continuación:
-
-

Figura 1. Flujo en una sola corriente (Condensador Simple) [MILLS, 1997].

- *Dos corrientes en flujo paralelo:* Los dos fluidos fluyen en direcciones paralelas y en el mismo sentido. En su forma más simple, este tipo de intercambiador consta de dos tubos concéntricos (intercambiador de doble tubo), como muestra la Figura 2.

Figura 2. Dos corrientes en flujo paralelo (intercambiador de doble tubo) [MILLS, 1997].

- *Dos corrientes en contracorriente:* Los fluidos se desplazan en direcciones paralelas pero en sentidos opuestos. Lo más comunes de este tipo son los intercambiadores de carcasa y tubos, cuya forma más sencilla es la configuración que consta de un solo paso de carcasa y un paso de tubo, resaltando que en el primer paso por los tubos el fluido se desplaza en paralelo al fluido de la carcasa, mientras que en el segundo paso por los tubos el fluido se desplaza en contracorriente al fluido de la carcasa, tal como puede apreciarse en la Figura 3.
-
-

Figura 3. Dos corrientes en contracorriente
(intercambiador de carcasa y tubo)_[KARLEKAR Y DESMOND, 1985].

Otro tipo de intercambiador muy utilizado con esta configuración, es el intercambiador de placas, el cual consta de un conjunto de varias placas colocadas en una base, como se observa en la Figura 4.

Figura 4. Dos corrientes en contracorriente
(intercambiador de placas)_[WALAS, 1990].

- *Dos corrientes en flujo cruzado:* Las corrientes fluyen en direcciones perpendiculares. Una de las corrientes puede fluir por el interior de los tubos de un
-
-

haz, mientras que la otra puede hacerlo a través del haz en una dirección generalmente perpendicular a los tubos. De aquí se derivan dos clasificaciones más, ya que se puede dar el caso de que ambas corrientes estén sin mezclar como se observa en la Figura 5, o que una de las corrientes esté mezclada como se aprecia en la Figura 6 [MILLS, 1997].

Figura 5. Dos corrientes en flujo cruzado (ambas corrientes sin mezclar) [MILLS, 1997].

Figura 6. Dos corrientes en flujo cruzado (una de las corrientes sin mezclar) [MILLS, 1997].

III.2. VARIABLES DE OPERACIÓN PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR

Entre las variables que afectan la operación de un intercambiador de calor se encuentran las velocidades de flujo, propiedades físicas, temperaturas de entrada y salida de los fluidos calientes y fríos, área de superficie disponible para la transferencia de calor, caídas de presión, conductividad térmica del material del tubo, factores de ensuciamiento y los coeficientes convectivos en las superficies externas e internas de los tubos. Usualmente, el efecto de las cuatro últimas cantidades se combina en una sola variable, denominada coeficiente global de transferencia de calor, U .

Una vez que se especifican las velocidades de flujo, las temperaturas de entrada y salida, y la cantidad de calor que se debe transferir, los principios de la termodinámica y las propiedades de los fluidos fijarán de inmediato las otras variables. Sin embargo, serán necesarios algunos cálculos de transferencia de calor para determinar cuanta área se requiere [KARLEKAR, DESMOND, 1985]. En la mayoría de los casos se tienen procedimientos iterativos, donde se supone el U , y a partir de este se hacen los cálculos de las áreas, comparando al final con el valor del U calculado.

Adicionalmente, se tiene que para el análisis de un intercambiador de calor se deben evaluar las siguientes variables:

- Coeficiente individual de transferencia de calor, h .
 - Coeficiente global de transferencia de calor, U .
 - Diferencia de temperatura media logarítmica.
 - Diámetro equivalente.
 - Factores de ensuciamiento.
 - Caídas de presión.
-
-

III.2.1. COEFICIENTE INDIVIDUAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR, h

Los coeficientes individuales de transferencia de calor, representan una medida del calor transferido por unidad de tiempo, por unidad de superficie y por unidad de diferencia de temperatura, los cuales indican la razón o velocidad a la cual fluidos, que tienen una variedad de propiedades físicas y bajo diferentes grados de agitación, transfieren calor. Estos coeficientes se ven reflejados en la ecuación I [PERRY, 1995].

$$Q = h_i \cdot A_i \cdot \Delta t_i = h_o \cdot A_o \cdot \Delta t_o \quad (I)$$

Donde:

A_i, A_o = Superficie de transferencia de calor interna y externa respectivamente (pie^2).

h_i, h_o = Coeficientes individuales de transferencia de calor basados en la superficie interna y externa del tubo respectivamente ($\text{BTU/h.pie}^2\text{.}^\circ\text{F}$).

Q = Velocidad de transferencia de calor (BTU/h).

$\Delta t_i, \Delta t_o$ = Diferencia de temperatura entre el fluido dentro del tubo y la pared interior, y entre el fluido fuera del tubo y la pared exterior respectivamente ($^\circ\text{F}$).

Hay otros factores que influyen los coeficientes individuales, tales como el tamaño del tubo y si el fluido se considera que está o no dentro del tubo, entre otros. Así mismo, debe considerarse que dichos coeficientes son funciones complicadas del flujo de fluidos, de las propiedades termofísicas de los mismos y de la geometría del sistema, por lo cual se dificulta el estudio de los mismos, requiriendo correlaciones que incluyan el efecto de estas variables [KERN, 1997].

III.2.2. COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR, U

Una de las variables que debe considerarse, al evaluar las dos corrientes de fluidos que se tienen en un intercambiador de calor, es el coeficiente global de transferencia de

calor (U), que representa el valor inverso de la suma de los elementos combinados de conducción y convección, además de las resistencias inherentes al proceso [ALARCON, 2000].

En la ecuación (II) se tiene el modelo general de la ecuación de diseño para los intercambiadores de calor [INCROPERA Y DE WITT, 1996]:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta t \quad (\text{II})$$

Donde:

A = Superficie total de transferencia de calor (pie^2).

U = Coeficiente global de transferencia de calor ($\text{BTU}/\text{h} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}$).

Δt = Diferencia de temperatura entre los dos fluidos ($^\circ\text{F}$).

De la ecuación (II) se obtiene entonces la siguiente expresión que define al coeficiente global de transferencia de calor [INCROPERA Y DE WITT, 1996]:

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{\Delta t}{Q} = \sum R_s = R_{tot} \quad (\text{III})$$

Donde:

R_s = Resistencia al flujo de calor ($\text{h} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}/\text{BTU}$).

R_{tot} = Resistencia total al flujo de calor ($\text{h} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}/\text{BTU}$).

Es importante resaltar que el valor del coeficiente global de transferencia de calor se ha estimado para muchas combinaciones de fluidos, logrando de esta manera establecer rangos posibles, en lugar de valores exactos del mismo.

III.2.3. DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA

Las temperaturas de los fluidos en un intercambiador de calor en general no suelen ser constantes sino que varían de un punto a otro, conforme el calor fluye del fluido más caliente al más frío. Por lo tanto, incluso en el caso de un coeficiente global de transferencia

de calor constante, la razón de flujo de calor variará a lo largo de la trayectoria de los intercambiadores, porque su valor depende de la diferencia de temperaturas entre el fluido caliente y el fluido frío en esa sección.

Las Figuras 7 y 8 ilustran los cambios de temperatura que pueden ocurrir en uno y otro o en ambos fluidos dentro de un intercambiador de calor. La primera representa los perfiles de temperatura en un intercambiador de flujo paralelo y la segunda es válida para un intercambiador de flujo en contracorriente, ambos sin cambio de fase [KREITH Y BOHN, 2001].

Figura 7. Perfiles de temperatura para flujo en paralelo [KREITH Y BOHN, 2001].

Figura 8. Perfiles de temperatura para flujo en contracorriente [KREITH Y BOHN 2001].

Claramente se nota que el comportamiento de los perfiles de temperatura no es lineal, por lo que se necesita un promedio medio logarítmico de temperatura, que puede ser determinado mediante la aplicación de un balance de energía para elementos diferenciales en los fluidos caliente y frío, además de establecer algunas suposiciones como las siguientes:

- El coeficiente global de transferencia de calor (U) es constante.
- No hay pérdidas de calor al ambiente.
- No hay cambio de fase en el sistema.
- Las propiedades de los fluidos son constantes.

Una vez realizadas todas las suposiciones y consideraciones pertinentes, se determina la temperatura media logarítmica para flujo en paralelo que se muestra en la ecuación (IV) y para flujo en contracorriente que se ilustra en la ecuación (V) [INCROPERA Y DE WITT, 1996]:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\text{Ln} \left[\frac{(T_1 - t_1)}{(T_2 - t_2)} \right]} \quad (\text{IV})$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\text{Ln} \left[\frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)} \right]} \quad (\text{V})$$

Donde:

T_1, T_2 = Temperaturas de entrada y salida del fluido caliente (°F).

t_1, t_2 = Temperaturas de entrada y salida del fluido frío (°F).

ΔT_{ml} = Temperatura media logarítmica (°F).

El uso de la temperatura media logarítmica (ΔT_m) sólo es una aproximación en la práctica, porque el coeficiente global de transferencia de calor (U) no suele ser uniforme ni constante. Sin embargo, en los trabajos de diseño este coeficiente casi siempre se evalúa en una sección media, o en el punto intermedio entre los extremos, y se trata como una constante.

En el caso de los intercambiadores de carcasa y tubo, la derivación matemática de una expresión para la temperatura media logarítmica se vuelve sumamente compleja. El procedimiento usual es simplemente modificar la temperatura media logarítmica, por medio de factores de corrección, los cuales han sido publicados en forma de cartas. En el Apéndice 1 se muestran estas cartas para combinaciones 1-2 y 2-4 de intercambiadores de carcasa y tubo. Para obtener la temperatura media efectiva en este caso, se debe multiplicar por la deferencia de temperatura media logarítmica por el factor de corrección adecuado, tal como se muestra en la ecuación VI [INCROPERA Y DE WITT, 1996].

$$\Delta T_{mef} = \Delta T_{ml} \cdot F \quad (VI)$$

Donde:

F = Factor de corrección de temperatura (adim).

ΔT_{mef} = Temperatura media efectiva (°F).

III.2.4. DIÁMETRO EQUIVALENTE

El diámetro equivalente es un parámetro usado en el cálculo de un intercambiador, el cual corresponde a cuatro veces el radio hidráulico, y el radio hidráulico es a su vez, el radio de un tubo equivalente a la sección de un ánulo. El radio hidráulico se obtiene como la razón del área de flujo al perímetro húmedo. Para un fluido que fluye por un ánulo, como se muestra en la Figura 9, el área de flujo es $(\pi/4) \cdot (D_2^2 - D_1^2)$, pero los perímetros húmedos para transferencia de calor y caídas de presión son diferentes. Para la transferencia

de calor el perímetro húmedo es la circunferencia exterior del tubo interior con diámetro D_1 , por lo que el diámetro equivalente es [KERN, 1997]:

$$De = 4 \cdot r_h = \frac{4 \cdot \pi \cdot (D_2^2 - D_1^2)}{4 \cdot \pi \cdot D_1} = \frac{D_2^2 - D_1^2}{D_1} \quad (\text{VII})$$

Donde:

D_1 = Diámetro exterior del tubo interior (pie).

D_2 = Diámetro interior del tubo exterior (pie).

De = Diámetro equivalente para transferencia de calor (pie).

r_h = Radio hidráulico (pie).

Figura 9. Diámetros de los ánuos [KERN, 1997].

Para los cálculos de caída de presión, la fricción no solamente se origina por la resistencia del tubo exterior, sino también es afectada por la superficie exterior del tubo interior, entonces el perímetro húmedo total es $\pi(D_2 + D_1)$, y para la caída de presión en un ánulo se tiene que el diámetro equivalente es [KERN, 1997]:

$$D'e = \frac{4 \cdot \pi \cdot (D_2^2 - D_1^2)}{4 \cdot \pi \cdot (D_2 + D_1)} = D_2 - D_1 \quad (\text{VIII})$$

Donde:

$D'e$ = Diámetro equivalente para caída de presión (pie).

III.2.5. FACTORES DE ENSUCIAMIENTO

Los coeficientes globales de transferencia de calor, requeridos para cumplir con las condiciones del proceso son determinados de la ecuación (II), si se conoce el área total de transferencia de calor. También pueden ser calculados a partir de los coeficientes individuales de transferencia de calor y la contribución de los efectos de la conducción y convección, cuando no se conoce el área total de transferencia [KERN, 1997]:

$$\frac{1}{U_C} = \frac{r_o}{r_i \cdot h_i} + \frac{r_o \cdot \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{k} + \frac{1}{h_o} \quad (\text{IX})$$

Donde:

k = Conductividad térmica del material del tubo interior (BTU/h.pie.°F).

r_i, r_o = Radio interno y externo, respectivamente (pie).

U_C = Coeficiente global de transferencia de calor limpio (BTU/h.pie².°F).

Cuando los intercambiadores han estado en servicio por algún tiempo, se les depositan incrustaciones y residuos en la parte interior y exterior de las tuberías, añadiendo dos resistencias más. Las resistencias adicionales reducen el valor original del coeficiente global de transferencia de calor, y la cantidad requerida de calor ya no se transfiere por la superficie total.

Para obviar esta eventualidad, estos equipos se diseñan introduciendo una resistencia R_d , llamada factor de ensuciamiento o factor de obstrucción. De aquí se derivan el R_{di} y el R_{do} , como los factores de ensuciamiento para el fluido del tubo interior a su diámetro interior y para el fluido del ánulo en el diámetro exterior del tubo interior, tal como se muestra en la Figura 10.

Figura 10. Localización de los factores de ensuciamiento [KERN, 1997].

El valor que se obtiene de la ecuación IX se considera como el coeficiente global de transferencia de calor limpio (U_C), mientras que el otro coeficiente que relaciona la resistencia por incrustaciones y depósitos se denomina coeficiente global de diseño (U_D). La correlación entre estos dos coeficientes, viene dada por la ecuación (X) que se presenta a continuación [KERN, 1997].

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_C} + R_{di} + R_{do} \quad (X)$$

Donde:

R_{di} = Factor de ensuciamiento interno ($\text{hpie}^2\text{°F}/\text{BTU}$).

R_{do} = Factor de ensuciamiento externo ($\text{hpie}^2\text{°F}/\text{BTU}$).

U_D = Coeficiente global de transferencia de calor de diseño ($\text{BTU}/\text{hpie}^2\text{°F}$).

En el Apéndice 2 se encuentran algunos valores numéricos de factores de obstrucción o ensuciamiento para cierta variedad de procesos. El propósito de estos valores tabulados, es que los mismos pretenden proteger al intercambiador de entregar menos calor que el requerido por el proceso por cierto periodo de tiempo, generalmente de un año a un año y medio [KERN, 1997].

III.2.6. CAÍDA DE PRESIÓN EN TUBERÍAS Y A TRAVÉS DE BANCOS DE TUBOS

La caída de presión en un intercambiador de calor, es la pérdida ocasionada por los efectos de la fricción cuando el fluido está en circulación. Este movimiento del fluido se produce a través de las bombas del proceso, las cuales deben desarrollar suficiente cabezal a la capacidad deseada para vencer todas las pérdidas de fricción que se puedan presentar.

Es costumbre permitir una caída de presión de 5 a 10 psi para un intercambiador o un sistema de intercambiadores que desempeñen el mismo servicio en un proceso, excepto donde el flujo es por gravedad. En este caso la caída de presión permitida está determinada por la elevación del tanque de almacenamiento sobre la salida final por pie de líquido.

Los cálculos de caída de presión vienen dados por las ecuaciones (XI) y (XII) [KERN, 1997], que parten de la ecuación de Darcy, tanto para tuberías como para secciones anulares.

$$\Delta P_p = f_D \cdot \left(\frac{L \cdot n}{D} \right) \frac{G^2}{2 \cdot \rho} \quad (\text{XI})$$

Donde:

D = Diámetro interior del tubo interior (pie).

f_D = Factor de fricción de Darcy (adim).

G = Velocidad másica por el tubo (lb/h.pie²).

L = Longitud del tubo (pie).

n = Número de pasos por los tubos (adim).

ΔP_p = Caída de presión para secciones de tuberías (lbm/pie.h²). Cabe señalar que este valor debe ser multiplicado por el factor g_c para obtener las unidades adecuadas de presión

ρ = Densidad (lb/pie³).

$$\Delta P_a = \left[4 \cdot n + f_D \cdot \left(\frac{L}{D'e} \right) \right] \frac{G^2}{2 \cdot \rho} \quad (\text{XII})$$

Donde:

ΔP_a = Caída de presión en secciones anulares (lbm/pie.h²). Para llevar esta variable a un valor consistente, se recomienda excel.

Para intercambiadores de doble tubo el valor del factor 4n es igual al número de horquillas del intercambiador.

Por otro lado, las unidades que se obtienen como resultado en las formulaciones de caída de presión, deben ser multiplicadas por los respectivos factores de conversión (factor gc), para ser llevados a unidades de presión en el sistema inglés, ya que en el sistema internacional los resultados son directamente en unidades de presión.

III.3. TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

En la práctica de la ingeniería se usa una gran variedad de intercambiadores de calor, pero a la hora de diseñar lo primero que se debe definir es el tipo de intercambiador que se va a utilizar. A continuación se reseñan los campos de aplicación de los principales intercambiadores de calor usados en la industria. Por supuesto, existen otros tipos de intercambiadores de calor a los cuales no se hace referencia, debido a que los mismos no son de interés para los fines que se quieren alcanzar en este Trabajo Especial de Grado.

III.3.1. INTERCAMBIADORES DE DOBLE TUBO

Los intercambiadores de doble tubo, también conocidos como intercambiadores de tubos concéntricos, son los más simples de acuerdo a su tipo de construcción y arreglo de

flujo, ya que los fluidos caliente y frío se mueven en la misma dirección o en direcciones opuestas en una sencilla construcción de tubos, tal como se observa en la Figura 11.

Figura 11. Intercambiador de Doble Tubo [KERN, 1997].

Las partes principales de este equipo de transferencia de calor son dos juegos de tubos concéntricos, dos “T” conectoras y en codo en forma de “U”. La tubería interior se soporta en el exterior mediante estoperas y el fluido entra al tubo interior a través de una conexión roscada localizada en la parte externa del intercambiador. Las “T” tienen boquillas o conexiones roscadas que permiten la entrada y salida del fluido de la sección anular, que cruza de una sección a otra a través del cabezal de retorno. La tubería interior se conecta a través de un codo en “U”, el cual no proporciona superficie de transferencia de calor.

El intercambiador de doble tubo es extremadamente útil, ya que se puede ensamblar en cualquier lugar que se requiera a partir de partes estándar, proporcionando superficies de transferencia de calor a bajo costo. Los tamaños estándar de tes y cabezales de retorno, se muestran a continuación en la Tabla 1:

Tabla 1. Conexiones para intercambiadores de doble tubo [KERN, 1997].

Tubo Exterior IPS (pulg)	Tubo Interior IPS (pulg)
2	1 ¼
2 ½	1 ¼
3	2
4	3

Generalmente, estos intercambiadores se ensamblan en longitudes efectivas de 12, 15 o 20 pies, definiendo longitud efectiva como la distancia en cada rama sobre la que ocurre transferencia de calor y excluye la prolongación del tubo interior después de la sección de intercambio [KERN, 1997].

Existen dos tipos de arreglo de estos intercambiadores que son: el arreglo de flujo paralelo, donde los fluidos caliente y frío entran por el mismo extremo, fluyen en la misma dirección y salen por el mismo extremo, y el arreglo de flujo en contracorriente donde los fluidos entran por extremos opuestos, fluyen en direcciones opuestas y salen por extremos opuestos [KERN, 1997].

Una de las principales desventajas de estos intercambiadores radica en el hecho de que poseen una pequeña superficie de transferencia de calor, por lo que se necesitarían muchos equipos de estos para lograr una buena superficie de transferencia de calor, lo que implica elevados costos y una mayor cantidad de espacio físico. Además un solo intercambiador de este tipo lleva consigo no menos de 14 puntos donde pueden ocurrir fugas, por lo que su uso se limita sólo para aquellos procesos de intercambio de calor donde la superficie total de transferencia requerida es pequeña, en un rango de 100 a 200 pie² o menos [PDVSA MDP, 1995].

III.3.1.1. CRITERIOS DE DISEÑO PARA INTERCAMBIADORES DE DOBLE TUBO

Uno de los puntos más importantes a considerar, además de analizar los fundamentos planteados anteriormente, son los parámetros para el diseño de los intercambiadores de calor, donde se deben evaluar varios conceptos importantes, de los cuales se desprenden las bases para una buena selección del equipo requerido. Entre las principales características que se deben tomar en cuenta para el diseño de intercambiadores de doble tubo, se tienen las siguientes [PDVSA MDP, 1995]:

- Las presiones máximas permisibles para el diseño son hasta 2400 psig para el lado de la carcasa, y 15000 psig para el lado de los tubos.
- El diámetro de los tubos internos debe estar entre 20 y 65 mm (3/4 y 2 ½ pulg).
- Estos intercambiadores pueden ser justificados económicamente, cuando la superficie equivalente de la carcasa y el tubo interno que se requiere sea menor de 200 pie².
- Los tamaños nominales de la carcasa varían entre 50 y 100 mm (2 y 4 pulg) de diámetro nominal.

III.3.1.2. DISEÑO Y CÁLCULO DE UN INTERCAMBIADOR DE DOBLE TUBO

A continuación se presentarán una serie de ecuaciones que se combinarán para bosquejar la solución de un intercambiador de calor de doble tubo.

El cálculo se realizará por el método Kern, donde las temperaturas del flujo caliente y el flujo frío se representan por letras mayúsculas y minúsculas respectivamente, al igual

que las propiedades físicas de los fluidos, para eliminar la necesidad de una nueva nomenclatura.

Antes de comenzar el cálculo, las condiciones de proceso requeridas para ambos fluidos son:

- Temperaturas de entrada y salida.
- Flujos máxicos.
- Capacidades caloríficas.
- Conductividades térmicas.
- Densidades.
- Viscosidades.
- Caídas de presión permisibles.
- Factores de obstrucción o ensuciamiento.
- Diámetros de las tuberías.

Una vez obtenidos estos datos, se procede a calcular el intercambiador de doble tubo realizando los siguientes pasos [KERN, 1997]:

1- Con los datos de entrada conocidos, se obtiene por el balance de energía, la variable que queda incognita, usando c a la T_{prom} y t_{prom} ,

$$T_{prom} = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (\text{XIII})$$

$$t_{prom} = \frac{t_1 + t_2}{2} \quad (\text{XIV})$$

$$Q = W \cdot C \cdot (T_1 - T_2) = w \cdot c \cdot (t_2 - t_1) \quad (\text{XV})$$

Donde:

C = Capacidad calorífica del fluido caliente (BTU/lb.°F).

c = Capacidad calorífica del fluido frío (BTU/lb.°F).

T_{prom} = Temperatura promedio del fluido caliente (°F).

t_{prom} = Temperatura promedio del fluido frío (°F).

W = Flujo másico del fluido caliente (lb/h).

w = Flujo másico del fluido frío (lb/h).

Si no se tiene como dato c y C , pueden hallarse con T_{prom} y t_{prom} por la gráfica de calor específicos para líquidos en el Apéndice 3, y la gráfica de calor específico para gases en el Apéndice 4. Estos datos también pueden ser conocidos si se tiene una ecuación polinómica y se conocen las constantes de la misma para el fluido que se esté estudiando.

- 2- Se calcula el ΔT_{ml} , dependiendo si es flujo a contracorriente o si es flujo en paralelo.

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\text{Ln} \left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \right)} \quad (\text{XVI}) \quad (\text{para flujo en contracorriente}).$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\text{Ln} \left(\frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2} \right)} \quad (\text{XVII}) \quad (\text{para flujo en paralelo}).$$

Donde:

ΔT_{ml} = Temperatura media logarítmica (°F).

- 3- Se calculan las temperaturas calóricas T_c y t_c , bajo las siguientes premisas:

3.1- Si los fluidos no son fracciones de petróleo, se pueden usar la T_{prom} y t_{prom} .

3.2- Si los fluidos son fracciones de petróleo, se determina de la figura que se encuentra en el Apéndice 5 el factor Fr , y de las ecuaciones XVIII y XIX se obtienen T_c y t_c . Varios estudios, realizados en función de este factor de corrección, afirman que se puede usar el valor de 0,42 para Fr en todos los casos, obteniendo resultados satisfactorios [BRIGGS D., et al, 1963].

$$T_c = T_2 + Fr(T_1 - T_2). \quad (\text{XVIII})$$

$$t_c = t_1 + Fr \cdot (t_2 - t_1) \quad (\text{XIX})$$

Donde:

Fr = Fracción calórica (adim).

T_c = Temperatura calórica del fluido caliente (°F).

t_c = Temperatura calórica del fluido frío (°F).

4- Se realizan los cálculos para el tubo interior.

4.1- Área de Flujo (a_p):

$$a_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (\text{XX})$$

Donde:

a_p = Área de flujo de la sección del tubo (pie²).

4.2- Velocidad másica (G_p):

$$G_p = \frac{w_p}{a_p} \quad (\text{XXI})$$

Donde:

G_p = Velocidad másica en el lado del tubo (lb/hpie²).

w_p = Flujo másico que va por el tubo (lb/h).

4.3- Se obtiene la viscosidad (μ), a partir de T_c o t_c , ó a partir de T_{prom} o t_{prom} , dependiendo del caso que se esté estudiando, a partir de las gráficas que se encuentran en el Apéndice 6 si los fluidos son líquidos y en el Apéndice 7 si son gases. Cabe destacar que el valor de la viscosidad también podría ser un dato conocido, que no requiera ser calculado.

4.4- Se obtiene el número de Reynolds (Re):

$$Re = \frac{D \cdot G_p}{\mu} \quad (XXII)$$

Donde:

Re = Número de Reynolds (adim).

μ = Viscosidad del fluido (lb/pie.h).

4.5- Se obtiene el número de Prandtl (Pr):

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_{p_p}}{k} \quad (XXIII)$$

Donde:

Pr = Número de Prandtl (adim).

c_{p_p} = Capacidad calorífica en el lado del tubo (BTU/lb.°F).

4.6- Se calcula el número de Nusselt (Nu) para régimen laminar y turbulento por las ecuaciones XXIV y XXVI desarrolladas por Sieder y Tate. Para régimen de transición se utiliza la ecuación XXV desarrollada por Hausen_[PERRY, 1995]. Para realizar este cálculo se asume que el factor de corrección de viscosidad $(\mu/\mu_w)^{0,14}$ es igual a uno, ya que aún no se conoce la temperatura de la pared.

$$Nu = 0,027 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (\text{XXIV}) \quad (Re > 10.000)$$

$$Nu = 0,116 \cdot \left(Re^{2/3} - 125 \right) \cdot Pr^{1/3} \cdot \left[1 + \left(\frac{D}{L_R} \right)^{2/3} \right] \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (\text{XXV}) \quad (10.000 > Re > 2.100)$$

$$Nu = 1,86 \cdot \left(\frac{Re \cdot Pr \cdot D}{L_R} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (\text{XXVI}) \quad (Re < 2.100)$$

Donde:

L_R = Longitud requerida (pie).

Nu = Número de Nusselt (adim).

μ_w = Viscosidad evaluada a la temperatura de pared (lb/pie.h).

4.7- Se calcula el coeficiente individual interno (h_i):

$$h_i = \frac{Nu \cdot k}{D} \quad (\text{XXVII})$$

4.8- Una vez obtenido h_i , se corrige para obtener el coeficiente individual interno referido al área externa (h_{io}):

$$h_{io} = h_i \cdot \frac{D}{D_1} \quad (\text{XXVIII})$$

Donde:

h_{io} = Coeficiente de transferencia de calor referido al diámetro exterior del tubo (BTU/h.pie²·°F).

El diámetro exterior (D_1) es dato del problema, en el Apéndice 8 se pueden observar algunos valores típicos del mismo para varios diámetros nominales de tubos.

5- Para el ánulo se realizan los siguientes cálculos:

5.1- Área de Flujo (a_a):

$$a_a = \frac{\pi \cdot (D_2^2 - D_1^2)}{4} \quad (\text{XXIX})$$

Donde:

a_a = área de flujo de la sección anular (pie^2)

5.2- Diámetro Equivalente (De):

$$De = \frac{D_2^2 - D_1^2}{D_1} \quad (\text{XXX})$$

5.3- Velocidad másica (G_a):

$$G_a = \frac{w_a}{a_a} \quad (\text{XXXI})$$

Donde:

G_a = Velocidad másica en el lado del ánulo (lb/h.pie^2)

w_a = Flujo másico en el lado del ánulo.

5.4- Se obtiene la viscosidad (μ), siguiendo la misma metodología empleada en el paso 4.3.

5.5- Se obtiene el número de Reynolds para la sección anular (Re):

$$Re = \frac{De \cdot G_a}{\mu} \quad (\text{XXXII})$$

Donde:

Re = Número de Reynolds (adim).

5.6- Se obtiene el número de Prandtl para la sección anular(Pr):

$$Pr = \frac{\mu \cdot cp_a}{k} \quad (\text{XXXIII})$$

Donde:

cp_a = Capacidad calorífica en el lado del ánulo (BTU/lb.°F)

Pr = Número de Prandlt (adim).

5.7- Se calcula el número de Nusselt (Nu) para régimen laminar y turbulento por las ecuaciones XXXIV y XXXVI desarrolladas por Sieder y Tate. Para régimen de transición se utiliza la ecuación XXXV desarrollada por Hausen. Para realizar este cálculo se asume que el factor de corrección de viscosidad $(\mu/\mu_w)^{0,14}$ es igual a uno, ya que aún no se conoce la temperatura de la pared.

$$Nu = 0,027 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (\text{XXXIV}) \quad (Re > 10.000)$$

$$Nu = 0,116 \cdot \left(Re^{2/3} - 125\right) \cdot Pr^{1/3} \cdot \left[1 + \left(\frac{De}{L_R}\right)^{2/3}\right] \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (\text{XXXV}) \quad (10.000 > Re > 2.100)$$

$$Nu = 1,86 \cdot \left(\frac{Re \cdot Pr \cdot De}{L_R}\right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (\text{XXXVI}) \quad (Re < 2.100)$$

5.8- Se calcula el coeficiente individual externo (h_o):

$$h_o = \frac{Nu \cdot k}{De} \quad (\text{XXXVII})$$

6- Coeficientes Totales:

6.1- Se calcula el coeficiente de transferencia de calor limpio (U_C):

$$U_C = \frac{1}{h_{io}} + \frac{r_o \cdot \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{k} + \frac{1}{h_o} \quad (\text{XXXVIII})$$

6.2- A partir de U_C , se obtiene el coeficiente de transferencia de diseño (U_D):

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_C} + R_{di} + R_{do} \quad (\text{XXXIX})$$

6.3- Se calcula el Área de transferencia de calor (A):

$$A = \frac{Q}{U_D \cdot \Delta T_{ml}} \quad (\text{XL})$$

6.4- A partir del área se obtiene la longitud requerida (L_R):

$$L_R = \frac{A}{\pi \cdot D_1} \quad (\text{XLI})$$

Donde:

L_R = Longitud requerida (pie).

6.5- Si L_R no corresponde al número entero de horquillas (nh), que debe ser dato del problema, hay que corregir el factor de ensuciamiento, utilizando como nuevo L_R el número inmediatamente superior en número entero del valor obtenido de la ecuación XLI.

6.5.1- Se calcula nuevamente el área con la ecuación XLI.

6.5.2- Con la nueva área calculada, se obtiene U_D de la ecuación XL.

6.5.3- Con el nuevo U_D , se calcula el valor del nuevo factor de ensuciamiento a partir de la ecuación XXXIX.

7- Corrección por temperatura de pared:

7.1- Se calcula la temperatura de pared interna (T_{wi}):

$$\frac{|T_{prom} - T_{wi}|}{\frac{1}{h_i \cdot \pi \cdot D \cdot L_R}} = \frac{|T_{wi} - t_{prom}|}{\frac{\ln\left(\frac{D_1}{D}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L_R} + \frac{1}{h_o \cdot \pi \cdot D_1 \cdot L_R}} \quad (\text{XLII})$$

Donde:

T_{wi} = Temperatura de pared interna (°F).

Hay que tener en cuenta que la ecuación (XLII), es válida solo cuando el fluido caliente circula por el tubo interior. Cuando éste circula por el ánulo, hay que modificar esta ecuación, invirtiendo los valores de las temperaturas promedio, es decir, reemplazando T_{prom} por t_{prom} , y t_{prom} por T_{prom} .

7.2- Se calcula la temperatura de pared externa (T_{wo}):

$$\frac{|T_{prom} - T_{wi}|}{\frac{1}{h_i \cdot \pi \cdot D \cdot L_R}} = \frac{|T_{wi} - T_{wo}|}{\frac{\ln\left(\frac{D_1}{D}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L_R}} \quad (\text{XLIII})$$

Donde:

T_{wo} = Temperatura de pared externa (°F).

En la ecuación (XLIII), debe hacerse la misma consideración que se hizo para la ecuación (XLII).

7.3- Se evalúan las viscosidades a la temperatura de pared interna y externa.

7.4- Se calculan los factores de corrección por la viscosidad:

7.4.1- Factor de corrección de la viscosidad para el tubo interior (Φ_p):

$$\phi_p = \left(\frac{\mu}{\mu_{wi}} \right)^{0,14} \quad (\text{XLIV})$$

Donde:

Φ_p = Factor de corrección de la viscosidad para el tubo interior (adim).

μ_{wi} = Viscosidad del fluido que va por el tubo, evaluada a la temperatura de pared interna (lb/pie.h).

7.4.2- Factor de corrección de la viscosidad para el ánulo (Φ_a):

$$\phi_a = \left(\frac{\mu}{\mu_{wo}} \right)^{0,14} \quad (\text{XLV})$$

Donde:

Φ_a = Factor de corrección de la viscosidad para el ánulo (adim).

μ_{wo} = Viscosidad del fluido que va por el ánulo, evaluada a la temperatura de pared externa (lb/pie.h).

7.5- Se corrigen los coeficientes individuales de transferencia de calor:

7.5.1- Coeficiente individual de transferencia de calor interno corregido (h_{ioc}):

$$h_{ioc} = h_{io} \cdot \phi_p \quad (\text{XLVI})$$

Donde:

h_{ioc} = Coeficiente individual de transferencia de calor interno corregido (BTU/h.pie²·°F).

7.5.2- Coeficiente individual de transferencia de calor externo corregido (h_{ioc}):

$$h_{oc} = h_o \cdot \phi_a \quad (\text{XLVII})$$

Donde:

h_{oc} = Coeficiente individual de transferencia de calor externo corregido (BTU/h.pie²·°F).

7.6- Se recalculan los coeficientes totales a partir de las ecuaciones (XXXVIII) y (XXXIX) con los nuevos valores de los coeficientes individuales corregidos. Posteriormente se calcula el nuevo valor del área total de transferencia de calor a partir de la ecuación (XL) y finalmente se obtiene la nueva longitud requerida utilizando la ecuación (XLI).

7.7- Una vez realizadas todas estas correcciones, se verifica que las temperaturas de pared calculadas sean las correctas realizando el siguiente ciclo iterativo: con los nuevos valores de los coeficientes individuales y totales, el área total de transferencia de calor y la longitud requerida, se calcula nuevamente la temperatura de la pared interna y se compara con la calculada la primera vez, si la diferencia entre ambas temperaturas es apreciable, mayor que una tolerancia fijada, se repiten los pasos desde el 7.2 hasta el 7.6, tomando como nuevo valor de temperatura de pared interna el último que sea calculado, hasta que la diferencia entre ambas temperaturas sea menor a una tolerancia que sea fijada.

7.8- Cabe destacar, que cuando el número de Reynolds (Re) no se encuentre en régimen turbulento se tendrá que realizar otro ciclo iterativo, ya que las ecuaciones de Nusselt (Nu) para régimen de transición y laminar tienen un término asociado con la longitud requerida del intercambiador (L_R) que aún no se conoce.

El ciclo iterativo que se sigue en este caso es el siguiente: se supone un valor de la longitud requerida (L_R), tomando como semilla el valor calculado de la misma si estuviese en régimen turbulento. Posteriormente se sigue con todo el procedimiento explicado anteriormente hasta calcular el valor de la longitud requerida (L_R). Una vez realizado este

cálculo se compara el valor supuesto con el valor calculado, si la diferencia entre ambos es apreciable, mayor que una tolerancia fijada, el valor de la longitud calculado será ahora el valor supuesto, y se repetirán nuevamente todos los cálculos hasta que la diferencia de longitudes sea menor a una tolerancia que sea fijada.

8- Caída de Presión en el Tubo Interior:

8.1- Se obtiene f_D , a partir de la ecuación (XLVIII) si el régimen es laminar, y de la ecuación (XLIX) si el régimen es turbulento. Para flujos en régimen de transición, se considerarán como régimen turbulento, ya que en esta zona el comportamiento del flujo es muy inestable :

$$f_D = \frac{64}{\text{Re}} \quad (\text{XLVIII}) \quad (\text{Re} < 2100)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f_D}} = -2 \log_{10} \left(\frac{1}{3,7 \cdot \left(\frac{d_o}{\varepsilon} \right)} + \frac{2,51}{\text{Re} \cdot \sqrt{f_D}} \right) \quad (\text{XLIX}) \quad (\text{Re} \geq 2100)$$

Donde:

ε = Factor de rugosidad (pie). Se obtiene a partir de la tabla que está en el Apéndice 9.

8.2- Se obtiene ΔP_p :

$$\Delta P_p = f_D \cdot \left(\frac{L_R}{D} \right) \cdot \frac{G_p^2}{2 \cdot \rho} \quad (\text{L})$$

9- Caída de Presión en el Ánulo:

9.1- Se obtiene el diámetro equivalente para caída de presión ($D'e$):

$$D'e = D_2 - D_1 \quad (\text{LI})$$

9.2- Se calcula el número de Reynolds (Re'):

$$Re' = \frac{D'e \cdot G_a}{\mu} \quad (\text{LII})$$

9.3- Se obtiene f_D , a partir de la ecuación (LIII) si el régimen es laminar, y de la ecuación (LIV) si el régimen es turbulento:

$$f_D = \frac{64}{Re'} \quad (\text{LIII}) \quad (Re < 2100)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f_D}} = -2 \log_{10} \left(\frac{1}{3,7 \cdot \left(\frac{D'e}{\varepsilon} \right)} + \frac{2,51}{Re' \cdot \sqrt{f_D}} \right) \quad (\text{LIV}) \quad (Re \geq 2100)$$

9.4- Se calcula ΔP_a :

$$\Delta P_a = \left[nh + f_D \cdot \left(\frac{L_R}{D'e} \right) \right] \cdot \frac{Ga^2}{2 \cdot \rho} \quad (\text{LVI})$$

III.3.2. INTERCAMBIADORES DE CARCASA Y TUBO

Los intercambiadores de carcasa y tubo constituyen la parte más importante de los equipos de transferencia de calor sin combustión en las plantas de procesos químicos, aún cuando se está haciendo cada vez mayor hincapié en otros diseños. La estructura física de los mismos consiste en un número de tubos paralelos y en serie arreglados geoméricamente, a través de los cuales pasa un fluido. A su vez, estos tubos están contenidos dentro de una carcasa por donde circula el otro fluido, tal como se observa en las Figuras 12 y 13 [PERRY, 1995]:

Figura 12. Intercambiador de carcasa y tubo [PDVSA MDP, 1995].

Figura 13. Esquema de un intercambiador de carcasa y tubo [KARLEKAR Y DESMOND, 1985].

Existen muchos tipos de intercambiadores de carcasa y tubo, donde su diferencia radica principalmente en los tipos de carcasas y cabezales usados, dependiendo estos a su vez de los parámetros de diseño mecánico requeridos según el equipo a construir. En la Figura 14 se visualizan algunos tipos de cabezales y carcasas empleados para estos tipos de intercambiadores.

Figura 14. Algunos tipos de carcasas y cabezales para intercambiadores de carcasa y tubo [WALAS, 1990].

Entre sus principales ventajas se encuentran las siguientes [PERRY, 1995]:

- Amplio rango de diseño y condiciones de operación.
- Son muy usados cuando se requieren grandes superficies de transferencia de calor.
- Pueden ser construidos de diversos materiales.
- Son de fácil desmantelamiento y limpieza.

III.3.2.1. CRITERIOS DE DISEÑO PARA INTERCAMBIADORES DE CARCASA Y TUBO

La construcción de un intercambiador de carcasa y tubo, depende de ciertos parámetros de diseño, los cuales facilitan la selección del intercambiador más óptimo a utilizar. Entre los parámetros más importantes se tienen los siguientes [PDVSA MDP, 1995]:

- Las carcasas hasta 24 pulg. de diámetro IPS se fabrican en tubos de acero. Las carcasas mayores de 24 pulg. de diámetro se fabrican con placas de acero roladas. En el apéndice 10 se pueden apreciar diferentes diámetros para carcasas. Entre 12 y 24 pulg. el diámetro exterior y el diámetro nominal del tubo son los mismos.
 - Las longitudes de los tubos más usuales en la práctica industrial corresponden a 8, 12, 14, 16 y 20 pies, siendo las más recomendadas las de 16 y 20 pies, ya que las mismas hacen menos dificultoso el mantenimiento.
 - El espesor estándar para carcasas con diámetros interiores de 12 a 24 pulg. es de 3/8 pulg, lo que satisface hasta 300 psi.
 - Los tubos para intercambiadores de calor también se conocen como tubos para condensador, y se encuentran disponibles en varios metales como el acero, cobre, admiralty, metal muntz, latón, cobre-niquel, aluminio-bronce y acero inoxidable como los principales.
-

- Otra característica de los tubos es que presentan una gran variedad de tamaños. En el Apéndice 11 se enlistan los tamaños de tubo que generalmente están disponibles para el diseño de intercambiadores de calor.
- El arreglo entre los tubos es un parámetro importante para el diseño de intercambiadores. Las configuraciones básicas más usadas son el arreglo triangular (30°), y el arreglo cuadrado (90°) como se muestra en la Figura 15. Los arreglos triangulares pueden acomodar mayor cantidad de tubos que los cuadrados, además de producir mayor turbulencia y por lo tanto, mayores coeficientes de transferencia de calor.
- Por otra parte, la menor distancia entre dos centros de tubos adyacentes se denomina espaciado de los tubos. Para arreglos triangulares, las normas TEMA (*Standard of the Tubular Exchangers Manufacturers Association*) especifican un espaciado mínimo de 1,25 veces el diámetro externo de los tubos. Para arreglos cuadrados, se recomienda una distancia mínima de $\frac{1}{4}$ de pulg. para acceso de limpieza. En el Apéndice 12 se encuentran los diferentes tipos de arreglos para diversos diámetros de tubo.

Figura 15. Arreglos más comunes de tubos para intercambiadores de calor [KERN, 1997].

- Los deflectores se colocan en ángulos rectos con los tubos, lo que provoca una considerable turbulencia. Además se usan para soportar los tubos y evitar fallas en ellos por efectos de la vibración. Los más recomendados son los deflectores con cortes entre 20 y 35 %, siendo los de 25 % los más usados. Usualmente el espaciado de los deflectores no es mayor que una distancia igual al diámetro interior de la carcasa, o menor que una distancia igual a un quinto de diámetro interior de la carcasa [KERN, 1997].
- La diferencia verdadera de temperatura para el proceso se suele determinar asumiendo la trayectoria del fluido (1-2, 1-4, 1-6, 1-8, 2-4), y empleando representaciones gráficas se determina el factor de corrección de la temperatura media logarítmica, el cual debe estar por encima de 0,75 para obtener una arreglo satisfactorio.

III.3.2.2. DISEÑO Y CÁLCULO DE UN INTERCAMBIADOR DE CARCASA Y TUBO 1-2 (MÉTODO KERN)

A continuación se presentarán una serie de ecuaciones que se combinarán para bosquejar la solución de un intercambiador de calor de carcasa y tubo tipo 1-2 (un solo paso de carcasa por dos pasos de tubería), debido a que éste representa la configuración base y la más sencilla de este tipo de intercambiadores, además de destacar que esta solución también es válida para configuraciones 1-4, 1-6 y 1-8 [KERN, 1997].

El cálculo se realizará por el método Kern, donde las temperaturas del flujo caliente y el flujo frío se representan por letras mayúsculas y minúsculas respectivamente, al igual que las propiedades físicas de los fluidos, para eliminar la necesidad de una nueva nomenclatura.

Antes de comenzar el cálculo, las condiciones de proceso requeridas para ambos fluidos son:

- Temperaturas de entrada y salida.
- Flujos máxicos.
- Capacidades caloríficas.
- Conductividades térmicas.
- Densidades.
- Viscosidades.
- Caídas de presión permisibles.
- Factores de obstrucción o ensuciamiento.
- Diámetros de las tuberías.

Además deben conocerse los siguientes datos:

Por el lado de la carcasa:

- Número de pasos.
- Arreglo y disposición de los tubos.
- Espaciado entre los centros de los tubos.

Por el lado de los tubos:

- Longitud de los tubos.
- Diámetro Externo.
- BWG (espesor de la pared del tubo).

Una vez obtenidos estos datos, se procede a calcular el intercambiador de carcasa y tubo realizando los siguientes pasos [KERN, 1997]:

- 1- Se comprueba el balance de energía por la ecuación XV, usando c y C a las t_{prom} y T_{prom} , respectivamente.
 - 2- Se calcula ΔT_{ml} por la ecuación (XVI).
-

3- Se obtienen los parámetros R y S :

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (\text{LVII})$$

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (\text{LVIII})$$

Donde:

R, S = Grupos de temperatura (adim).

4- Se obtiene la temperatura media efectiva (ΔT_{mej}) de la ecuación (VI), donde el factor de corrección se obtiene a partir de la ecuación (LIX) para intercambiadores del tipo 1-2, y de la ecuación (LX) para intercambiadores 2-4. Cabe destacar que la ecuación (LIX) es válida también para intercambiadores 1-4, 1-6 y 1-8, ya que las deducciones y estudios realizados afirman que la diferencia entre los valores del factor de corrección (F), para estos arreglos, es menor del 2 % [KERN, 1997]:

4.1- Factor de corrección de la temperatura para intercambiadores 1-2:

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \cdot \ln\left(\frac{1 - S}{1 - R \cdot S}\right)}{(R - 1) \cdot \ln\left(\frac{2 - S \cdot (R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S \cdot (R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}\right)} \quad (\text{LIX})$$

Donde:

F = Factor de corrección de la temperatura (adim).

4.2- Factor de corrección de la temperatura para intercambiadores 2-4:

$$F = \frac{\left[\frac{\sqrt{R^2 + 1}}{2 \cdot (R - 1)} \right] \cdot \ln \left(\frac{1 - S}{1 - R \cdot S} \right)}{\ln \left(\frac{\frac{2}{S} - 1 - R + \frac{2}{S} \cdot \sqrt{(1 - S) \cdot (1 - R \cdot S)} + \sqrt{R^2 + 1}}{\frac{2}{S} - 1 - R + \frac{2}{S} \cdot \sqrt{(1 - S) \cdot (1 - R \cdot S)} - \sqrt{R^2 + 1}} \right)} \quad (\text{LX})$$

5- Se obtienen las temperaturas calóricas T_c y t_c , siguiendo el mismo procedimiento utilizado en el paso 3 del cálculo de intercambiadores de doble tubo.

6- Antes de iniciar los cálculos para el lado de la carcasa y para el lado de los tubos, se deben realizar algunos cálculos donde se obtendrán los parámetros necesarios para las ecuaciones que serán usadas posteriormente:

6.1- Se supone un valor del coeficiente global de transferencia de calor (U_{Ds}). En el Apéndice 13 se pueden observar algunos valores típicos de este coeficiente para algunos fluidos comunes en el uso de intercambiadores de calor.

6.2- Se calcula el área total de transferencia de calor (A_s):

$$A_s = \frac{Q}{U_{Ds} \cdot \Delta T_{mef}} \quad (\text{LXI})$$

Donde:

A_s = Área total de transferencia a partir del coeficiente global supuesto (pie^2).

U_{Ds} = Coeficiente global de transferencia de calor supuesto ($\text{BTU/h.pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}$).

6.3- Se calcula la superficie externa del tubo por pie lineal (a''):

$$a'' = \pi \cdot d_o \quad (\text{LXII})$$

Donde:

a'' = superficie externa del tubo por pie lineal (pie).

6.4- Se obtiene el número de tubos (N_T) y se aproxima al entero superior que sea divisible entre el número de pasos por los tubos, por ejemplo: Si es un intercambiador 1-2 debe ser par, y si es 1-4 debe ser múltiplo de 4.

$$N_T = \frac{A_s}{a'' \cdot L} \quad (\text{LXIII})$$

Donde:

N_T = Número de tubos del intercambiador (adim).

6.5- Se calcula el área de la configuración de los tubos (A_{ct}):

6.5.1- Para arreglos triangulares:

$$A_{ct} = \frac{1}{2} \cdot pt^2 \cdot \text{sen}(60^\circ) \quad (\text{LXIV})$$

Donde:

A_{ct} = Área de la configuración de los tubos (pie^2).

pt = Espaciado entre los centros de los tubos (pie).

6.5.2- Para arreglos en cuadro:

$$A_{ct} = pt^2 \quad (\text{LXV})$$

6.6- Se obtiene el área total de los tubos:

6.6.1- Para arreglos triangulares:

$$A_t = 2 \cdot N_T \cdot A_{ct} \quad (\text{LXVI})$$

Donde:

A_t = Área total de los tubos (pie^2).

6.6.2- Para arreglos en cuadro:

$$A_t = N_T \cdot A_{ct} \quad (\text{LXVII})$$

6.7- Se calcula el diámetro mínimo de la carcasa (D_s):

$$D_s = \sqrt{\frac{4 \cdot A_t}{\pi}} + 2 \cdot d_o \quad (\text{LXVIII})$$

Donde:

D_s = Diámetro mínimo de la carcasa (pie).

6.8- Se estima el espaciado de los deflectores (B), ya que se establece que el mismo no debe ser mayor que el diámetro mínimo de la carcasa y no deberá ser menor de un quinto del valor del diámetro mínimo de la carcasa. En este caso se realizan los cálculos suponiendo que el espaciado es el menor permitido, ya que éste es el que genera mayor turbulencia y por consiguiente mayores coeficientes de transferencia de calor. El valor real del espaciado de los deflectores dependerá primordialmente de las caídas de presión que se quieran obtener, así como también de los costos asociados al mismo:

$$D_s \geq B \geq \frac{D_s}{5} \quad (\text{LXIX})$$

Donde:

B = Espaciado de los deflectores (pie).

6.10- El espesor del deflector se establece en 0,5 pulg cuando no se conoce el valor del mismo.

6.11- Se calcula el número de deflectores (N_b) y se aproxima al número entero superior:

$$N_b = \frac{L - B}{esp + B} \quad (\text{LXX})$$

Donde:

N_b = Número de deflectores (adim).

esp = Espesor del deflector (pie)

6.12- Se corrige el espaciado entre los deflectores (B_c):

$$B_c = \frac{L - N_b \cdot esp}{N_b + 1} \quad (\text{LXXI})$$

Donde:

B_c = Espaciado de los deflectores corregido (pie).

6.13- Se calcula el número de cruces por el intercambiador ($N+1$):

$$(N + 1) = \frac{L}{B_c} \quad (\text{LXXII})$$

Donde:

($N+1$) = Número de cruces por el intercambiador (adim).

6.14- Se corrige el área de transferencia de calor supuesta (A_{sc}):

$$A_{sc} = a'' \cdot N_T \cdot L \quad (\text{LXXIII})$$

Donde:

A_{sc} = Área de transferencia de calor supuesta corregida (pie²).

6.15- Se recalcula el coeficiente global de transferencia de calor supuesto (U_{Dsc}) una vez obtenidos los resultados anteriores:

$$U_{Dsc} = \frac{Q}{A_{sc} \cdot \Delta T_{mef}} \quad (\text{LXXIV})$$

Donde:

U_{Dsc} = Coeficiente global de transferencia de calor supuesto corregido (BTU/h.pie²·°F).

7- Para el lado de la carcasa se tienen los siguientes cálculos:

7.1- Área de flujo (a_s):

$$a_s = D_s \cdot \left(\frac{C'}{pt} \right) \cdot Bc \quad (\text{LXXV})$$

$$C' = pt - d_o \quad (\text{LXXVI})$$

Donde:

a_s = Área de flujo (pie²).

Bc = Espaciado entre los deflectores corregido (pie).

C' = Espaciado entre los tubos (pie).

d_o = diámetro externo del tubo (pie).

7.2- Se obtiene la velocidad másica (G_s):

$$G_s = \frac{w_s}{a_s} \quad (\text{LXXVII})$$

Donde:

G_s = Velocidad másica en el lado de la carcasa (lb/h.pie²).

w_s = Flujo másico en el lado de la carcasa (lb/h).

7.3- Se calcula el diámetro equivalente (De), dependiendo del arreglo de los tubos:

7.3.1- Para arreglos triangulares:

$$De = \frac{4 \cdot \left(A_{ct} - \frac{1/2 \cdot \pi \cdot d_o^2}{4} \right)}{1/2 \cdot \pi \cdot d_o} \quad (\text{LXXVIII})$$

7.3.2- Para arreglos en cuadro:

$$De = \frac{4 \cdot \left(A_{ct} - \pi \frac{d_o^2}{4} \right)}{\pi \cdot d_o} \quad (\text{LXXIX})$$

7.4- Se evalúa la viscosidad (μ), utilizando el procedimiento seguido en el paso 4.3 del cálculo de intercambiadores de doble tubo.

7.5- Se calcula el número de Reynolds (Re), para el lado de la carcasa.

$$Re = \frac{De \cdot G_s}{\mu} \quad (\text{LXXX})$$

7.6- Se obtiene el número de Prandtl (Pr), para el lado de la carcasa.

$$Pr = \frac{\mu \cdot cp_s}{k} \quad (\text{LXXXI})$$

Donde:

cp_s = Capacidad calorífica para el lado de la carcasa (BTU/lb.°F).

7.7- Se calcula el número de Nusselt (Nu), a partir de la ecuación (LXXXII). Para realizar este cálculo se asume que el factor de corrección de viscosidad $(\mu/\mu_w)^{0,14}$ es igual a uno, ya que aún no se conoce la temperatura de la pared.

$$Nu = 0,36 \cdot Re^{0,55} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (\text{LXXXII}) \quad (Re > 2000)$$

7.8- Se calcula el coeficiente externo (h_0), a partir de la ecuación (XXXVII).

8- Para el lado de los tubos se tienen los siguientes cálculos:

8.1- Área de flujo por tubo (a'_t):

$$a'_t = \frac{\pi \cdot d_o^2}{4} \quad (\text{LXXXIII})$$

Donde:

a'_t = Área de flujo por tubo (pie^2).

En el Apéndice 11 se encuentran algunos valores de a'_t para algunas medidas de tubería.

8.2- Área de flujo (a_t):

$$a_t = \frac{N_T \cdot a'_t}{n} \quad (\text{LXXXIV})$$

Donde:

a_t = Área de flujo (pie^2).

8.3- Se calcula la velocidad másica (G_t).

$$G_t = \frac{w_t}{a_t} \quad (\text{LXXXV})$$

Donde:

G_t = Velocidad másica en el lado de los tubos (lb/h.pie²).

w_t = Flujo másico en el lado de los tubos (lb/h).

8.4- Se obtiene el diámetro interno (d_i), a partir de la tabla que se encuentra en el Apéndice 11.

8.5- Se obtiene la viscosidad (μ), utilizando el procedimiento seguido en el paso 4.3 del cálculo de intercambiadores de doble tubo.

8.6- Se calcula el número de Reynolds (Re), para el lado de los tubos.

$$Re = \frac{d_i \cdot G_t}{\mu} \quad (\text{LXXXVI})$$

8.7- Se obtiene el número de Prandtl (Pr), para el lado de los tubos.

$$Pr = \frac{\mu \cdot cp_t}{k} \quad (\text{LXXXVII})$$

Donde:

cp_t = Capacidad calorífica en el lado de los tubos (BTU/lb.°F).

8.8- Se calcula el número de Nusselt (Nu), a partir de las ecuaciones (LXXXVIII), (LXXXIX) y (XC), dependiendo de la zona en que se encuentre el fluido. Para realizar este cálculo se asume que el factor de corrección de viscosidad $(\mu/\mu_w)^{0,14}$ es igual a uno, ya que aún no se conoce la temperatura de la pared.

$$Nu = 0,027 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (\text{LXXXVIII}) \quad (Re > 10.000)$$

$$Nu = 0,116 \cdot \left(Re^{2/3} - 125 \right) \cdot Pr^{1/3} \cdot \left[1 + \left(\frac{di}{L} \right)^{2/3} \right] \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (\text{LXXXIX}) \quad (10.000 > Re > 2.100)$$

$$Nu = 1,86 \cdot \left(\frac{Re \cdot Pr \cdot di}{L} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (\text{XC}) \quad (Re < 2.100)$$

Donde:

di = Diámetro interior de los tubos (pie).

8.9- Se calcula el coeficiente individual interno (h_i):

$$h_i = \frac{Nu \cdot k}{d_i} \quad (\text{XCI})$$

8.10- Se obtiene el coeficiente individual interno corregido (h_{io}):

$$h_{io} = h_i \cdot \frac{d_i}{d_o} \quad (\text{XCII})$$

9- Corrección por temperatura de pared:

9.1- Se calcula la temperatura de pared interna (T_{wi}):

$$\frac{|T_{prom} - T_{wi}|}{\frac{1}{h_i \cdot \pi \cdot d_i \cdot L}} = \frac{|T_{wi} - t_{prom}|}{\frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} + \frac{1}{h_o \cdot \pi \cdot d_o \cdot L}} \quad (\text{XCIII})$$

Para que la ecuación (XCIII) sea válida, debe hacerse la misma consideración que se hizo en el 7.1 del procedimiento de cálculo de un intercambiador de doble tubo.

9.2- Se calcula la temperatura de pared externa (T_{wo}):

$$\frac{|T_{prom} - T_{wi}|}{\frac{1}{h_i \cdot \pi \cdot d_i \cdot L}} = \frac{|T_{wi} - T_{wo}|}{\frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L}} \quad (\text{XCIV})$$

Esta ecuación será válida, siempre y cuando se tomen en cuenta las consideraciones hechas en el paso 7.1 del procedimiento de cálculo de un intercambiador de doble tubo.

9.3- Se evalúan las viscosidades a la temperatura de pared interna y externa.

9.4- Se calculan los factores de corrección por la viscosidad:

9.4.1- Factor de corrección de la viscosidad para la carcasa (Φ_s):

$$\phi_s = \left(\frac{\mu}{\mu_{wo}} \right)^{0,14} \quad (\text{XCV})$$

Donde:

Φ_s = Factor de corrección de la viscosidad para el lado de la carcasa (adim).

9.4.2- Factor de corrección de la viscosidad para los tubos (Φ_t):

$$\phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_{wi}} \right)^{0,14} \quad (\text{XCVI})$$

Donde:

Φ_t = Factor de corrección de la viscosidad para el lado de los tubos (adim).

9.5- Se corrigen los coeficientes individuales de transferencia de calor:

9.5.1- Coeficiente individual de transferencia de calor interno corregido (h_{ioc}):

$$h_{ioc} = h_{io} \cdot \phi_p \quad (\text{XCVII})$$

9.5.2- Coeficiente individual de transferencia de calor externo corregido (h_{ioc}):

$$h_{oc} = h_o \cdot \phi_a \quad (\text{XCVIII})$$

9.6- Se recalculan los coeficientes totales, a partir de las ecuaciones (XXXVIII) y (XXXIX), con los nuevos valores de los coeficientes individuales corregidos, y por último se calcula el nuevo valor del área total de transferencia de calor a partir de la ecuación (LX).

10.- Una vez obtenida el área total de transferencia de calor ésta se compara con el área total de transferencia calculada, a partir de la suposición del coeficiente global (U_{Ds}), de donde pueden surgir los siguientes casos:

- Si el área disponible es superior al área requerida en más del 15 % se ha supuesto un coeficiente global muy bajo y debe aumentarse. Puede aumentarse seleccionando el tamaño de la carcasa inmediato inferior e ir disminuyéndolo gradualmente, o tomar el coeficiente global requerido y disminuirlo entre un 5 y 10 % e iniciar el cálculo nuevamente.

- Si el exceso de área está ubicado entre un 10 y un 15 %, y se requiere bastante proximidad a las temperaturas de proceso, se puede variar un poco el espaciado de los deflectores hasta que el exceso del área sea menor al 10 %.

- Si el área requerida es inferior al área disponible se ha supuesto un coeficiente global muy alto. Puede disminuirse seleccionando el tamaño de la carcasa inmediatamente

superior e ir aumentándolo gradualmente, o tomar el coeficiente global requerido e irlo disminuyendo entre un 5 y 10 % según sea la deficiencia del área.

11.- Se obtiene el factor de fricción de Darcy para el lado de la carcasa, a partir de la gráfica que se muestra en el Apéndice 14.

12.- Se calcula la caída de presión en el lado de la coraza (ΔP_s):

$$\Delta P_s = \left[f_D \cdot \left(\frac{D_s \cdot (N+1)}{De} \right) \right] \cdot \left(\frac{G_s^2}{2\rho} \right) \quad (\text{XCIX})$$

Donde:

D_s = Diámetro interior de la carcasa (pie).

G_s = Velocidad másica en el lado de la carcasa (lb/h.pie²).

ΔP_s = Caída de presión en el lado de la carcasa (lb/h²pie).

13- Se obtiene el factor de fricción de Darcy, a partir de las ecuaciones que se encuentran en el paso 8 de la sección de intercambiadores de doble tubo.

14- Se calcula la caída de presión en el lado de los tubos (ΔP_t):

$$\Delta P_t = \left[4 \cdot n + f_D \cdot \left(\frac{L \cdot N_T}{d_o} \right) \right] \cdot \left(\frac{G_t^2}{2\rho} \right) \quad (\text{C})$$

Donde:

G_t = Velocidad másica en el lado de los tubos (lb/h.pie²).

ΔP_t = Caída de presión en el lado de los tubos (lb/h²pie).

III.3.2.3. DISEÑO Y CÁLCULO DE UN INTERCAMBIADOR DE CARCASA Y TUBO 1-2 (MÉTODO BELL & DELAWARE)

Este método está basado en un programa de investigación experimental y analítico llevado a cabo por la Universidad de Delaware. Cabe destacar que el cálculo del coeficiente individual del lado de los tubos es satisfactorio por el método de Kern, es decir, que los resultados son buenos y válidos para este método. Por lo tanto, a continuación se bosqueja sólo el procedimiento de cálculo para el lado de la carcasa, mientras que para el lado de los tubos, los coeficientes totales y los cálculos restantes, se utilizarán los pasos del 1 al 6, 8 al 10, 13 y 14 del método Kern explicado anteriormente [HERRERA, 1975]:

1. Espaciamiento de los tubos paralelos al flujo (p_p), normal al flujo (p_n) y distancia entre centros (p).

1.1- Espaciamiento entre los centros de los tubos (p):

$$p = 1,25 \cdot d_o \quad (\text{CI})$$

Donde:

p = Espaciamiento entre los centros de los tubos (pie).

1.2- Espaciamiento de los tubos paralelos al flujo (p_p):

1.2.1- Para arreglos triangulares:

$$p_p = p \cdot \text{sen}\left(\frac{\pi}{3}\right) \quad (\text{CII})$$

Donde:

p_p = Espaciamiento de los tubos paralelos al flujo (pie).

1.2.2- Para arreglos en cuadro:

$$p_p = p \quad (\text{CIII})$$

1.2.3- Para arreglos en cuadro rotado:

$$p_p = p \cdot \operatorname{sen}\left(\frac{\pi}{4}\right) \quad (\text{CIV})$$

1.3- Espaciamiento de los tubos en dirección normal al flujo (p_n):

1.3.1- Para arreglos triangulares:

$$p_n = p \cdot \cos\left(\frac{\pi}{3}\right) \quad (\text{CV})$$

Donde:

p_n = Espaciamiento de los tubos en dirección normal al flujo (pie).

1.3.2- Para arreglos en cuadro:

$$p_n = p \quad (\text{CVI})$$

1.3.3- Para arreglos en cuadro rotado:

$$p_n = p \cdot \cos\left(\frac{\pi}{4}\right) \quad (\text{CVII})$$

En el Apéndice 15 se pueden observar algunos valores de estos espaciados para diferentes tamaños y configuraciones de tubos. Es importante resaltar que todos los ángulos deben ser calculados en radianes.

2. Número de hileras de tubos cruzadas en una sección de flujo transversal (N_c):

$$N_c = \frac{D_s \cdot [1 - 2 \cdot (l_c / D_s)]}{p_p} \quad (\text{CVIII})$$

Donde:

l_c = Altura del deflector (pie).

l_c/D_s = Corte del deflector, generalmente expresado como porcentaje (adim).

N_c = Número de hileras de tubos cruzadas en una sección de flujo transversal (adim).

3. Fracción de tubos totales en el flujo transversal (F_c):

$$F_c = \frac{1}{\pi} \left[\pi + 2 \cdot \frac{D_s - 2l_c}{D_{otl}} \operatorname{sen} \left(\cos^{-1} \frac{D_s - 2l_c}{D_{otl}} \right) - 2 \cos^{-1} \left(\frac{D_s - 2l_c}{D_{otl}} \right) \right] \quad (\text{CIX})$$

$$D_{otl} = (D_s - (l_c/12)) \quad (\text{CX})$$

Donde:

D_{otl} = Diámetro límite exterior de tubos de la carcasa (pie).

F_c = Fracción de tubos totales en el flujo transversal (adim).

Todos los ángulos son en radianes.

4. Número de hileras eficaces de flujo transversal en cada ventana (N_{cw}):

$$N_{cw} = 0.8 l_c / p_p \quad (\text{CXI})$$

Donde:

N_{cw} = Número de hileras eficaces de flujo transversal en cada ventana (adim).

5. Área de flujo transversal en la línea central o cerca de ella para una sección de flujo transversal (S_m):

Según el tipo de arreglo del banco de tubos:

5.1- Para configuraciones cuadradas, giradas y en línea:

$$S_m = B \cdot \left[D_s - D_{otl} + \frac{D_{otl} - d_o}{p_n} \cdot (p - d_o) \right] \quad (CXII)$$

Donde:

d_o = Diámetro exterior de los tubos (pie).

S_m = Área de flujo transversal (pie²).

5.2- Para disposiciones triangulares:

$$S_m = B \cdot \left[D_s - D_{otl} + \frac{D_{otl} - d_o}{p} \cdot (p - d_o) \right] \quad (CXIII)$$

6. Fracción de área de flujo transversal disponible para el flujo de desviación (F_{bp}):

$$F_{bp} = \frac{(d_i - D_{otl}) \cdot B}{S_m} \quad (CXIV)$$

Donde:

F_{bp} = Fracción de área de flujo transversal para el flujo de desviación (adim).

7. Área de fuga entre tubos y deflectores, para un deflector (S_{tb}):

$$S_{tb} = b \cdot d_o^2 \cdot N_T \cdot (1 + Fc) \quad (CXV)$$

Donde:

$b = 6,223E-04$ para sistema internacional (adim).

$b = 1,701E-04$ para sistema inglés (adim).

S_{tb} = Área de fuga entre tubos y deflectores (pie²).

8. Área de fuga entre la carcasa y el deflector, para un deflector (S_{sb}):

Si se conoce el espacio libre de franqueo diametral entre la cubierta y el deflector (δ_{sb}) se podrá calcular a partir de:

$$S_{sb} = \frac{D_s \cdot \delta_{sb}}{2} \cdot \left[\pi - \cos^{-1} \left(1 - \frac{2 \cdot l_c}{D_s} \right) \right] \quad (\text{CXVI})$$

Donde:

S_{sb} = Área de fuga entre la carcasa y el deflector (pie²).

δ_{sb} = Espacio libre de franqueo diametral entre la carcasa y el deflector (pie).

El valor del término $\cos^{-1} (1 - 2 \cdot l_c / D_s)$ está en radianes y se encuentra entre 0 y $\pi / 2$.

En la Tabla 2 se encuentran los datos de δ_{sb} para diámetros internos comunes para tubos comerciales.

Tabla 2. Valores de δ_{sb} para carcasas (tubo comercial) [HERRERA, 1975].

Di (pie)	δ_{sb} (pie)
0,67 – 1,16	0,0083
1,17 – 1,49	0,0104
1,5 – 1,99	0,0125
2 – 3,25	0,0146
3,26 – 4,5	0,0188
más de 4,51	0,0250

9. Área para el flujo a través de la ventana (S_w):

Esta superficie se obtiene como la diferencia entre el área total de la ventana (S_{wg}) y el área ocupada por los tubos en la ventana (S_{wt}):

$$S_{wg} = \frac{D_s^2}{4} \cdot \left[\pi \cdot \cos^{-1} \left(1 - \frac{2 \cdot l_c}{D_s} \right) - \left(1 - \frac{2 \cdot l_c}{D_s} \right) \cdot \sqrt{1 - \left(1 - \frac{2 \cdot l_c}{D_s} \right)^2} \right] \quad (\text{CXVII})$$

$$S_{wt} = \left(\frac{N_T}{8} \right) \cdot (1 - Fc) \cdot \pi \cdot d_o^2 \quad (\text{CXVIII})$$

$$S_w = S_{wg} + S_{wt} \quad (\text{CXIX})$$

Donde:

S_w = Área de flujo a través de la ventana (pie²).

S_{wg} = Área total de la ventana (pie²).

S_{wt} = Área ocupada por los tubos en la ventana (pie²).

10. Diámetro equivalente de la ventana (D_w):

Se requiere sólo si existe un flujo laminar, que se define como $Re \leq 100$:

$$D_w = \frac{4 \cdot S_w}{(\pi/2) \cdot (1 - Fc) \cdot d_o + D_s \cdot \theta_b} \quad (\text{CXX})$$

Donde θ_b es el ángulo de corte del deflector en radianes, dado por:

$$\theta_b = 2 \cdot \cos^{-1} \left(1 - \frac{2 \cdot l_c}{D_s} \right) \quad (\text{CXXI})$$

11. Número de deflectores (N_b):

$$N_b = \frac{12 \cdot L}{B} - 1 \quad (\text{CXXII})$$

Se debe conocer la longitud efectiva del tubo (L) para calcular N_b . En el caso de desconocer la longitud del intercambiador se supone un valor de longitud (L) y luego se comprueba comparando el valor supuesto con el valor calculado del área total de superficie, si no son iguales hasta cierto margen de error (se debe fijar), se supone otro valor de longitud (L) hasta encontrar la convergencia.

12. Para el lado de la carcasa se tiene:

12.1-Número de Reynolds para el lado de la carcasa (Re):

$$Re = \frac{d_o \cdot w_s}{\mu \cdot S_m} \quad (\text{CXXIII})$$

La viscosidad del fluido se calcula a la temperatura calórica o eventualmente, a la temperatura media aritmética global del fluido que circula por la carcasa.

12.2- Factor (j_k) para un banco de tubos ideales:

Se obtiene a partir de la gráfica que se encuentra en el Apéndice 16.

12.3 - Coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa para un banco de tubos ideales (h_k).

$$h_k = j_k \cdot cp_s \cdot \frac{w_s}{S_m} \cdot \left(\frac{k}{cp_s \cdot \mu} \right)^{2/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (\text{CXXIV})$$

12.4- Factor de corrección por la configuración de los deflectores (j_c):

Se obtiene a partir de la gráfica que se encuentra en el Apéndice 17.

12.5- Factor de corrección para los efectos de fugas de deflectores (j_f):

Se obtiene a partir de la gráfica que se encuentra en el Apéndice 18.

12.6- Factor de corrección para los efectos de desviación (j_b):

Se obtiene a partir de la gráfica que se encuentra en el Apéndice 19.

12.7- Factor de corrección para la acumulación de gradientes adversos de temperaturas con números de Reynolds menores de 100 (j_r):

Se obtiene a partir de la gráfica que se encuentra en el Apéndice 20. Para números de Reynolds mayores de 100, el factor es igual a la unidad.

13. Coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa del intercambiador (h_s):

$$h_s = h_k \cdot j_c \cdot j_l \cdot j_b \cdot j_r \quad (\text{CXXV})$$

14- Para el cálculo de la caída de presión del lado de la carcasa (ΔP_s) se tiene:

14.1- Factor de fricción (f_k):

Para arreglos triangulares, a partir de la gráfica que se encuentra en el Apéndice 21.

Para arreglos en cuadro, a partir de la gráfica ubicada en el Apéndice 22.

14.2.- Caída de presión para una sección de flujo transversal ideal (ΔP_{bk}):

$$\Delta P_{bk} = b \cdot \frac{f_k \cdot w^2 \cdot N_c}{\rho \cdot S_m^2} \cdot \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0,14} \quad (\text{CXXVI})$$

Donde:

$b = 1,5432\text{E-}07$ para sistema internacional (adim).

$b = 3,3282\text{E-}11$ para sistema inglés (adim).

14.3- Caída de presión para una sección de ventana ideal (ΔP_{wk}):

Si $Re \geq 100$:

$$\Delta P_{wk} = b \cdot \frac{w^2 \cdot (2 + 0,6 \cdot N_{cw})}{S_w \cdot S_m \cdot \rho} \quad (\text{CXXVII})$$

Donde:

$b = 1,5432\text{E-}07$ para sistema internacional (adim).

$b = 3,3282\text{E-}11$ para sistema inglés (adim).

Si $Re < 100$:

$$\Delta P_{wk} = b_1 \cdot \frac{\mu \cdot w}{S_w \cdot S_m \cdot \rho} \left(\frac{N_{cw}}{p - d_o} + \frac{l_s}{D_w^2} \right) + b_2 \cdot \frac{w^2}{S_w \cdot S_m \cdot \rho} \quad (\text{CXXVIII})$$

Donde:

$b_1 = 1,681\text{E-}05$ para sistema internacional (adim).

$b_1 = 1,08\text{E-}04$ para sistema inglés (adim).

$b_2 = 9,99\text{E-}04$ para sistema internacional (adim).

$b_2 = 4,97\text{E-}05$ para sistema inglés (adim).

15. Factor de corrección por el efecto de la fuga en los deflectores (R_l):

Se obtiene a partir de la gráfica que se encuentra en el Apéndice 23.

16. Factor de corrección para la desviación del haz de tubos (R_b):

Se obtiene a partir de la gráfica que se encuentra en el Apéndice 24.

17.- Caída de presión a través del lado de la carcasa (ΔP_s):

$$\Delta P_s = [(N_b - 1) \cdot (\Delta P_{bk}) \cdot R_b + N_b \cdot \Delta P_{wk}] \cdot R_l + 2 \cdot \Delta P_{bk} \cdot R_b \cdot \left(1 + \frac{N_{cw}}{N_c} \right) \quad (\text{CXXIX})$$

Donde:

R_b = Factor de corrección para la desviación del haz de tubos (adim).

R_l = Factor de corrección por el efecto de la fuga en los deflectores (adim).

III.3.3. INTERCAMBIADORES DE PLACAS

Estos intercambiadores se fundamentan en un arreglo de placas estándares, que sirven como superficies de transferencia de calor, conectadas a un armazón para su apoyo, tal como puede observarse en la Figura 16.

El principio de diseño es muy similar al de los filtros de prensa. Los fluidos frío y caliente fluyen a través de los espacios alternados entre las placas, las cuales están bien aprisionadas y fijas en la armadura. Una banda de goma sella el espacio entre los platos, en el borde, y dirige a los dos fluidos a sus respectivos pasos por las placas correspondientes.

Cada modelo de placa posee sus propias características, las cuales dependerán del flujo, temperatura y las propiedades físicas del fluido en uso, así como la caída de presión y el factor de ensuciamiento.

Figura 16. Intercambiador de placas (esquema) [PERRY, 1995].

Las configuraciones de flujo que más se emplean son, el arreglo en serie utilizado para corrientes que son continuas y que cambian de dirección después de cada paso vertical, y la configuración de flujo tipo lazo cuyas corrientes se dividen en varios flujos paralelos y luego convergen en un mismo flujo de salida, tal como se puede observar en la Figura 17 [ALARCON, 2000].

Figura 17. Configuraciones de flujo en serie y en lazo [BOUNAPANE, 1963].

Las razones principales, por las que se seleccionan estos tipos de intercambiadores de calor, pueden resumirse de la siguiente manera [BUONOPANE, 1963]:

- Alcanzan coeficientes globales de transferencia de calor más altos que los intercambiadores de carcasa y tubo, por lo que son diseñados para inducir turbulencia al fluido.
 - Son muy resistentes al ensuciamiento.
 - El tipo de paso del fluido maximiza la fuerza motriz de temperatura entre los fluidos del lado caliente y del lado frío.
-

III.3.3.1. CRITERIOS DE DISEÑO PARA INTERCAMBIADORES DE PLACAS

Los parámetros más importantes dentro del estudio y diseño de un intercambiador de placas, son el tipo, tamaño, y modelo de la placa que se va a emplear en este intercambiador. Existen cientos de modelos de placa, pero que deben cumplir con ciertas características entre las cuales están [APV, HEAT TRANSFER HANDBOOK]:

- Las placas deben estar impresas en espesores entre 0,02 y 0,036 pulg.
- El área efectiva de transferencia de calor va desde 0,28 a 50 pie², para obtener un total superior a 600 pie² en cualquiera de las unidades más sencillas.
- Los materiales principales para la fabricación de las placas son el acero inoxidable, níquel 200, monel 400, titanio y aleaciones especiales para reducir la corrosión, entre otros.
- El sello entre las placas es establecido por una goma insertada y sujeta en la periferia de la placa. La eliminación de esta goma permitiría operaciones superiores a los 600 psi y 1400 °F. Las temperaturas se ajustan dependiendo del tipo de material de la goma que se utilice.

III.3.3.2. CÁLCULO DE UN INTERCAMBIADOR DE PLACAS

El cálculo para este tipo de intercambiadores se realizará en base al modelo HTF * de Chester-Jensen. Se deben conocer algunas características físicas de las placas de transferencia, como las mostradas en la Tabla 3, así como las temperaturas y flujos de las corrientes de entrada y de salida del fluido frío y caliente, para lograr finalmente

* HTF se refiere a la nomenclatura del modelo de intercambiador al que se hace referencia.

determinar el área que se necesita para la operación de estos intercambiadores, en sus combinaciones de tipo serie y de lazo [BUONOPANE, 1.963].

Tabla 3. Características físicas del modelo de placa [BUONOPANE, 1963].

CARACTERÍSTICAS	
Material	316 SS
Espesor (pulg)	0,04
Ancho entre las gomas (pulg)	7,00
Ancho del pasaje (pulg)	0,14
Área de transferencia de calor (pie ²)	1,53

A continuación se detallan los pasos para el cálculo de este intercambiador, considerando que para este tipo de proceso, los pasos del 1 al 9 son los mismos para flujos en serie y de lazo:

1. Calcular el calor transferido a partir de los datos del fluido caliente y el fluido frío, a partir de la ecuación (I).
2. Determinar las propiedades físicas de cada fluido (viscosidad, conductividad térmica y calor específico), a la temperatura promedio aritmética de los flujos de entrada y salida.
3. Calcular la temperatura media logarítmica a partir de la ecuación (V).
4. Calcular el diámetro equivalente (de):

$$de = 2bp \quad (\text{CXXX})$$

Donde:

bp = Ancho del canal de las placas (pie).

5. Se calcula el área de flujo (a_f):

$$a_f = b_p \cdot b_g \quad (\text{CXXXI})$$

Donde:

b_g = Ancho entre las gomas (pie).

a_f = Área de flujo (pie²).

6. Se obtiene la velocidad másica para el fluido frío y para el fluido caliente:

$$G_m = \frac{w_m}{a_f} \quad (\text{CXXXII})$$

Donde:

G_m = Velocidad másica (lb/h.pie²).

w_m = Flujo másico (lb/h).

7. Suponer un intercambiador con una sola placa (un paso cada de flujo) y calcular el Reynolds para cada corriente:

$$\text{Re} = \frac{de \cdot \left(\frac{G_m}{n_p} \right)}{\mu} \quad (\text{CXXXIII})$$

Donde:

n_p = Número de corrientes (adim).

Nota: para flujos en serie $n_p = 1$ en todos los casos. Para flujos en lazo el valor de n_p dependerá de las características de la placa.

8. Calcular el coeficiente individual para la corriente fría h_f , y para la corriente caliente h_c (según el número de Reynolds):

$$h = 0,2536 \cdot \left(\frac{k}{de} \right) \cdot \text{Re}^{0,65} \cdot \text{Pr}^{0,4} \quad (\text{CXXXIV})$$

9. Calcular el coeficiente global limpio (U_C):

$$\frac{1}{U_C} = \frac{1}{h_f} + \frac{e}{k} + \frac{1}{h_c} \quad (\text{CXXXV})$$

Donde:

e = Espesor de la placa (pie).

h_f = Coeficiente individual para la corriente fría (BTU/h.pie²·°F).

h_c = Coeficiente individual para la corriente caliente (BTU/h.pie²·°F).

U_C = Coeficiente global limpio (BTU/h.pie²·°F).

10. Se obtiene el coeficiente global de transferencia de calor (U_D):

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_C} + R_{di} + R_{do} \quad (\text{CXXXVI})$$

Los pasos del 11 al 13 involucran iteraciones diferentes para cada configuración.

Para Flujo en Serie:

11. Suponer que el factor de corrección de temperatura para intercambiadores de placas $F_p = 1$, y calcular el área de transferencia de calor:

$$A = \frac{Q}{U_D \cdot F_p \cdot \Delta T_{ml}} \quad (\text{CXXXVII})$$

Donde:

F_p = Factor de corrección de temperatura para intercambiadores de placas (adim).

12. Calcular el número de placas (N):

$$N = \frac{A}{A_p} \quad (\text{CXXXVIII})$$

Donde:

A_p = Área de transferencia de calor de la placa, es dato del problema (pie^2).

N = Número de placas (adim).

13. Calcular el factor de corrección (F_p), con el número de placas obtenido, a partir de la gráfica que se encuentra en el Apéndice 25. Si la diferencia entre los factores de corrección no es menor que una tolerancia fijada, se repiten los pasos 11 y 12, reemplazando el factor de corrección supuesto por el calculado, hasta que la diferencia esté dentro del margen de error establecido.

Para Flujo tipo Lazo:

11. Suponer un factor de corrección de 0,95 para casos generales y calcular el área de transferencia de calor, a partir de la ecuación (CXXXVII).

12. Calcular el número de placas, a partir de la ecuación (CXXXVIII).

13. Si N es un número impar el número de corrientes (n_p), dentro del cual se divide el fluido, será el mismo para los fluidos caliente y frío. Si N es par el número de corrientes, dentro del cual cada fluido se divide, será diferente y un fluido tendrá una división más de flujo que el otro (p.e. si $N = 4$, entonces $n_f = 3$ y $n_c = 2$ ó $n_f = 2$ y $n_c = 3$, donde n_f se refiere al número de corrientes del fluido frío, y n_c al número de corrientes del fluido caliente). Se compara el n_p determinado con el n_p usado en el paso 7, si no son iguales se repiten los pasos del 7 al 12 reemplazando n_p supuesto en 7 con el determinado luego de haber

concluido las iteraciones, hasta que los valores concuerden. Se debe notar que, en el paso 11, se deben usar valores de ($F = 0,942$) para N impares y ($F = 0,967$) para N pares.

14. Caídas de presión (ΔP_{pl}):

14.1 Se obtiene el factor de fricción (f) para cada corriente:

$$f = 2,5 \cdot \left(\frac{G \cdot de}{\mu} \right)^{-0,3} \quad (\text{CXXXIX})$$

Donde:

f = factor de fricción (adim).

14.2 Se calcula la caída de presión en ambas corrientes:

$$\Delta P_{pl} = \frac{2 \cdot f \cdot G^2 \cdot L_f}{\rho \cdot de} \quad (\text{CXL})$$

Donde:

L_f = Longitud del área de flujo (pie).

ΔP_{pl} = Caída de presión ($\text{lb/h}^2 \cdot \text{pie}$).

Es importante señalar, que las unidades que se obtienen en el cálculo de las caídas de presión, deben ser multiplicadas por sus respectivos factores de conversión, con la finalidad de que los resultados sean presentados en las unidades de presión que se requieren en cada caso.

IV. METODOLOGÍA

En esta sección, se explicará primero en forma esquemática la metodología seguida para alcanzar los objetivos propuestos y posteriormente se expondrá más detalladamente cada uno de los pasos señalados en este esquema:

1.- Se realizó la revisión bibliográfica de los fundamentos y conceptos básicos de los intercambiadores de calor del tipo doble tubo, carcasa y tubo, y de placas.

2.- Se determinaron y fijaron los alcances y las limitaciones del presente trabajo.

3.- Se elaboraron las hojas de cálculo para el diseño y la evaluación de cada uno de los métodos utilizados, organizándolas de la siguiente manera:

3.1.- Método Kern para el diseño y evaluación de intercambiadores de doble tubo.

3.2.- Método Kern para el diseño y evaluación de intercambiadores de carcasa y tubo.

3.3.- Método Bell & Delaware para el diseño y evaluación de intercambiadores de carcasa y tubo.

3.4.- Método Chester & Jensen para el diseño y evaluación de intercambiadores de placas.

4.- Se elaboró la interfaz del usuario utilizando la herramienta Microsoft Visual Basic 6.0.

5.- Se realizó la conexión entre Microsoft Excel y la Interfaz del usuario.

6.- Se realizó la evaluación y validación del programa.

7.- Se creó el programa de instalación.

8.- Se elaboró el manual del usuario.

9.- Se elaboraron las conclusiones y recomendaciones finales.

La revisión bibliográfica se elaboró, basándose en los fundamentos y conceptos básicos de los intercambiadores de calor, abordando tópicos como las configuraciones de flujo más utilizadas en la industria y las variables de operación de los intercambiadores de calor, entre las cuales se analizaron el coeficiente individual y global de transferencia de calor, la temperatura media logarítmica, diámetro equivalente, factor de ensuciamiento y caídas de presión en las zonas más importantes de los intercambiadores de calor.

Una vez definidos todos estos conceptos, se estudiaron los diferentes tipos de intercambiadores de calor que serían desarrollados en este trabajo, siendo estos los intercambiadores de doble tubo, los intercambiadores de carcasa y tubo, y los intercambiadores de placas. Para cada uno fueron analizados sus conceptos, funcionamiento, características más importantes y sus ventajas. Además se definieron los criterios básicos más importantes para su diseño y evaluación, y por último, se explicó paso a paso la metodología de cálculo de los mismos.

Finalizado todo este estudio teórico, y haber comprendido y madurado los conceptos principales de transferencia de calor, ligados al diseño y evaluación de equipos como lo son los intercambiadores de calor, se procedió al análisis detallado de cada uno de los métodos a utilizar para cada uno de los intercambiadores en estudio.

El método que se utilizó para los intercambiadores de doble tubo es el método Kern_[KERN, 1997], mientras que para los intercambiadores de carcasa y tubo se contó con dos metodologías: La primera, ya implementada en la primera versión, que corresponde al método de Bell & Delaware_[HERRERA, 1975], y la segunda, implementada en esta nueva versión, correspondiente al método Kern_[KERN, 1997]. Por último, el método utilizado para los intercambiadores de placas, fue el método de Chester & Jensen_[BUONAPANE, 1963].

Los estudios de cada uno de los métodos empleados, se basaron principalmente en los criterios de diseño y evaluación, con la finalidad de elaborar las rutinas de cálculo y lógica de los mismos, de manera que no quedaran ciclos abiertos o vacíos en el programa elaborado.

Se elaboraron un total de ocho hojas de cálculo, organizadas de la siguiente manera: dos hojas de cálculo para intercambiadores de doble tubo, dos para intercambiadores de carcasa y tubo por el método Kern, dos para intercambiadores de carcasa y tubo por el método Bell & Delaware y finalmente dos para intercambiadores de placas. Cada una de estas hojas, a su vez, se subdividió en seis secciones que son: suministro de datos de entrada, cálculos, evaluación, hoja de resultados, base de datos y propiedades físicas de los fluidos, a excepción de los intercambiadores de placa que poseen una subdivisión más para la base de datos de las placas. Cabe destacar también que cada método tiene dos hojas de cálculo, ya que una fue elaborada en unidades del sistema inglés y la otra en unidades del sistema internacional.

Es importante señalar que dentro de cada una de estas hojas se encuentran las opciones para realizar los cálculos, tanto para el diseño, como para la evaluación de estos intercambiadores. La diferencia entre estas dos opciones, radica en el hecho de que la opción de diseño, podrá ser escogida únicamente cuando no se conozcan las dimensiones del intercambiador y se deseen hallar las mismas, como por ejemplo el área total de transferencia de calor, mientras que la opción de evaluación, podrá ser utilizada cuando se deseen conocer las condiciones de salida de un intercambiador ya existente, como por ejemplo, las temperaturas de salida de este equipo.

En las hojas de intercambiadores de doble tubo, se elaboraron las secciones de cálculo y evaluación, donde se encuentran todas las formulaciones que describe el método de Kern. Los ciclos iterativos fueron resueltos en la misma hoja de cálculo utilizando la orden "Solver", herramienta de Excel que permite resolver ecuaciones que dependen de múltiples celdas. Posteriormente, todos los "Solver" utilizados en la hoja fueron grabados en "Macros", otra herramienta de Excel que permite ejecutar automáticamente un conjunto

de instrucciones a través del lenguaje de programación, Visual Basic 6.0. Una vez grabada la “Macro” sólo es necesario introducir los datos de entrada, ejecutar y automáticamente se obtienen los resultados. La ejecución se hace a través de un botón que se creó en la hoja de cálculo, al que se le programó la orden de corrida cuando éste es pulsado. Para el cálculo de intercambiadores de doble tubo, se utilizaron dos “Macros”: una en la sección de cálculos para el diseño, y la otra en la sección de evaluación.

En el método Kern, para intercambiadores de carcasa y tubo, se realizó el mismo procedimiento descrito anteriormente para intercambiadores de doble tubo, con una sola variante presente en el cálculo del factor de fricción para la caída de presión en el lado de la carcasa, obtenido mediante el ajuste de la gráfica que se encuentra en el apéndice 14. El método utilizado para realizar este ajuste es el que posee Excel por defecto, en este caso el método de mínimos cuadrados. Las correlaciones obtenidas para esta curva se muestran detalladamente en la sección de resultados del presente trabajo.

De igual forma que en los métodos anteriores, se elaboraron las secciones de cálculo y evaluación del método Bell & Delaware, para intercambiadores de carcasa y tubo. La única variante que tiene este método, con respecto al anterior (método Kern), es en las formulaciones para el cálculo del coeficiente individual de transferencia de calor y la caída de presión para el lado de la carcasa. En este método, la estimación de este coeficiente y la caída de la presión está en función de varias gráficas, que proporcionan los valores de algunos factores de corrección asociados a estas variables. Para obtener estos valores de manera directa, se ajustaron todas las gráficas en Excel, obteniendo de esta manera las correlaciones necesarias. Cabe destacar que algunas de las curvas tuvieron que ser seccionadas en trozos para poder obtener resultados y ajustes más aproximados a los reales.

Un total de ocho gráficas que se muestran desde el Apéndice 16 al 24 fueron ajustadas para este método, cinco de ellas para el cálculo del coeficiente individual y las tres restantes asociadas al cálculo de la caída de presión, ambas para el lado de la carcasa. Los valores obtenidos de todas estas correlaciones, se muestran en la sección de resultados

del presente trabajo. Una vez definidas todas las correlaciones, se grabaron las dos “Macros” de este método, una en la sección de cálculos y la otra en la sección de evaluación, cuya elaboración y programación se realizó de la misma manera que en los métodos anteriores.

En el método de Chester & Jensen, para intercambiadores de placas, se elaboraron las secciones de cálculo y evaluación como en todos los métodos ya descritos. Además de hacer todas las formulaciones de este método, se ajustó la gráfica del factor de corrección para intercambiadores de placa con arreglos de flujo en serie que se encuentra en el Apéndice 25, utilizando la misma metodología de ajuste que los métodos anteriores. Por último, a diferencia de los otros métodos se grabaron un total de 4 “Macros”, dos en la sección de cálculos y dos en la sección de evaluación, debido a que en este método, las formulaciones para arreglo en serie y arreglo tipo lazo son diferentes, por lo que se deben resolver por separado.

Una vez realizado el análisis matemático, se llenaron las bases de datos de los fluidos y placas en las secciones correspondientes de cada una de las hojas de cálculo elaboradas para los métodos en estudio.

Posteriormente, se elaboraron las rutinas de lógica y programación para el diseño y evaluación de intercambiadores de calor, usando el lenguaje de programación Microsoft Visual Basic 6.0.

El desarrollo de la interfaz del usuario, se centró en la elaboración de todas las ventanas que posee el programa, es decir, en toda la parte visual que se presenta al usuario. La construcción de cada una de estas ventanas se basó primordialmente en el uso de las herramientas que posee Visual Basic, adicionando también otros controles obtenidos desde internet y que fueron agregados para complementar las mismas.

Una vez elaboradas las ventanas, cada una de ellas fue programada de acuerdo a las funciones que debía desempeñar cuando se le presentara al usuario. Esta programación se

realizó en conjunto con las ocho hojas de cálculo elaboradas en Excel, ya que las mismas poseen toda la información base que se debe presentar en el programa. Esta conexión entre Visual Basic y Excel se logró mediante una aplicación llamada Active X, propiedad del sistema operativo. Gracias a esta aplicación no fue necesario realizar ningún cálculo matemático dentro de las rutinas de programación de Visual Basic, ya que en las hojas de cálculo se realizaron todas estas operaciones incluyendo la corrida de las “Macros”, las cuales se ejecutan con una instrucción desde Visual Basic, mostrando al finalizar los resultados obtenidos.

Una vez elaborado el programa, se realizó la evaluación y validación del mismo, mediante ejemplos de casos reales (data sheets) y con ejemplos seleccionados de la bibliografía especializada.

Después de haber realizado todas estas pruebas y validaciones se procedió a la creación del programa de instalación de la aplicación, colocando en el mismo toda la información necesaria para que el mismo se ejecute sin mayor inconvenientes una vez que sea instalado. Cabe destacar que para la elaboración del programa de instalación, Visual Basic compila de manera automática todas las rutinas de programación realizadas, para verificar que no haya ningún posible error de programación que no se haya considerado.

Posteriormente se elaboró el manual del usuario, donde se explica de manera sencilla y detallada, el uso y funcionamiento de cada una de las ventanas del programa, con la finalidad de facilitarle al usuario el uso de esta herramienta sin ningún inconveniente.

Por último, se elaboraron las conclusiones y recomendaciones inherentes al programa, basadas principalmente en los resultados obtenidos en las validaciones y las desviaciones obtenidas al comprobar los métodos empleados en este programa.

V. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

El resultado principal de este trabajo es la obtención del programa denominado HEMAT 1.1, el cual permite diseñar y evaluar intercambiadores de doble tubo, intercambiadores de carcasa y tubo, y por último, los intercambiadores compactos o intercambiadores de placa, sin cambio de fase, de acuerdo a los objetivos planteados.

Cabe destacar que todos los resultados obtenidos fueron validados y comprobados a través de la bibliografía especializada y casos reales (data sheets), comparando los parámetros y variables más importantes en el diseño de estos equipos.

Con la finalidad de realizar una discusión más dinámica y entendible, los resultados obtenidos en este trabajo y sus respectivas discusiones, han sido divididos en cinco secciones que se describen detalladamente a continuación:

- Estructura y desarrollo del programa.
- Interfaz del usuario.
- Limitaciones del programa.
- Innovaciones del programa.
- Validación del programa:
 - Intercambiadores de doble tubo.
 - Intercambiadores de carcasa y tubo.
 - Intercambiadores de placas.

V.1. ESTRUCTURA Y DESARROLLO DEL PROGRAMA

Como se ha dicho en secciones anteriores, HEMAT 1.1 es un programa que permite realizar el diseño y evaluación de intercambiadores de calor de doble tubo, carcasa y tubo, y placas, sin cambio de fase y dentro de una interfaz sencilla y amigable con el usuario.

La elaboración de este programa se dividió principalmente en dos grandes bloques: un primer bloque donde se realizó toda la parte referente a los cálculos de los intercambiadores de calor, realizada en las hojas de cálculo de Microsoft Excel, y un segundo bloque donde se elaboró y construyó toda la parte visual, es decir, la interfaz del usuario.

En lo que respecta a los cálculos, como ya se mencionó en la metodología, se estructuraron ocho hojas de cálculo, distribuidas entre los cuatro métodos utilizados en este programa para el cálculo de los intercambiadores. Dentro de estas hojas de cálculo se realizaron una serie de ajustes para varias gráficas, obteniendo para cada caso una serie de correlaciones que permiten estimar, de una manera aproximada, el valor que se está buscando en cada gráfica de manera directa y sin necesidad de utilizar las mismas.

A continuación se presentan todas estas correlaciones obtenidas para cada una de las gráficas utilizadas.

En el método Kern para intercambiadores de carcasa y tubo, se realizó el ajuste de la gráfica para calcular el factor de fricción de Darcy para el lado de la carcasa, que se encuentra en el Apéndice 14. Esta curva tuvo que ser seccionada en dos partes, ya que los resultados para el ajuste de la curva completa no eran satisfactorios ($R^2 < 0,8$). Las correlaciones se muestran en la Tabla 4.

Tabla 4. Correlaciones para el cálculo del factor de Darcy del lado de la carcasa .

Rango	Correlación	Valor de R^2
$20 \leq Re \leq 1000$	$f_D = 10,829 * Re^{-0,4946}$ (CXLI)	0,991
$1000 < Re \leq 100000$	$f_D = 1,5003 * Re^{-0,1756}$ (CXLII)	0,993

Para el método Bell & Delaware, igualmente para carcasa y tubo, se realizó el ajuste de diez gráficas, las cuales se pueden observar desde el Apéndice 16 hasta el Apéndice 24, ambos inclusive, y cuyos resultados se describen a continuación para cada una de éstas.

En la gráfica del factor j_k para un grupo ideal de tubos, que se encuentra en el Apéndice 16, se observan tres curvas para diferentes configuraciones de arreglo de los tubos. La curva 1 fue seccionada en dos partes al igual que la curva 2, mientras que la curva 3 tuvo que ser dividida en tres partes para obtener buenos resultados. En la Tabla 5 se pueden apreciar estos resultados.

Tabla 5. Correlaciones para el factor f_k para un grupo de tubos ideales.

Curva	Rango	Correlación	Valor de R^2
1	$3 \leq Re \leq 1000$	$f_k = 1,5227*Re^{-0,6408}$ (CXLIII)	0,997
	$1000 < Re < 100000$	$f_k = 0,2557*Re^{-0,3636}$ (CXLIV)	0,992
2	$2 \leq Re \leq 1000$	$f_k = 1,1825*Re^{-0,6097}$ (CXLV)	0,992
	$1000 < Re \leq 100000$	$f_k = 0,2557*Re^{-0,3636}$ (CXLVI)	0,992
3	$1 \leq Re \leq 1000$	$f_k = 0,728*Re^{-0,572}$ (CXLVII)	0,994
	$1000 < Re \leq 10000$	$f_k = 0,1324*Re^{-0,2916}$ (CXLVIII)	0,991
	$10000 < Re \leq 100000$	$f_k = 0,233*Re^{-0,3541}$ (CXLIX)	0,999

El siguiente ajuste que se realizó fue para la gráfica que determina el factor de corrección de configuración de los deflectores j_c que se encuentra en el Apéndice 17, seccionando esta curva en dos partes y cuyos resultados se muestran a continuación en la Tabla 6:

Tabla 6. Correlaciones para el factor de corrección j_c .

Rango	Correlación	Valor de R^2
$0 \leq Fc < 0,9$	$j_c = 0,696*Fc + 0,5564$ (CL)	0,991
$0,9 \leq Fc \leq 1$	$j_c = -9,4265*Fc^2 + 16,934*Fc - 6,457$ (CLI)	0,997

El tercer ajuste realizado fue para la gráfica del factor de corrección por los efectos de las fugas en los deflectores j_l , mostrada en el Apéndice 18, la cual está conformada por una familia de curvas y las cuales fueron todas ajustadas sin necesidad de seccionarlas, ya que sus comportamientos eran suaves y sin cambios bruscos. Los valores obtenidos se presentan en la Tabla 7:

Tabla 7. Correlaciones para el factor de corrección j_1 .

Ssb/(Ssb+S_{tb})	Correlación	Valor de R²
0	$j_1 = 0,5*(S_{sb}+S_{tb}/S_m)^2 - 0,9024*(S_{sb}+S_{tb}/S_m) + 0,983$ (CLII)	0,992
0,25	$j_1 = 0,5923*(S_{sb}+S_{tb}/S_m)^2 - 1,112*(S_{sb}+S_{tb}/S_m) + 0,976$ (CLIII)	0,990
0,5	$j_1 = 0,9529*\exp(-1,2778*(S_{sb}+S_{tb}/S_m))$ (CLIV)	0,992
0,75	$j_1 = 0,9642*\exp(-1,6886*(S_{sb}+S_{tb}/S_m))$ (CLV)	0,992
1	$j_1 = 0,9609*\exp(-2,083*(S_{sb}+S_{tb}/S_m))$ (CLVI)	0,990

El siguiente ajuste fue para la gráfica del factor de corrección para el flujo desviado j_b , que se observa en el Apéndice 19, una para el caso donde se tengan flujos con Reynolds menor que 100, y otra para flujos con Reynolds mayor o igual que 100. Las correlaciones obtenidas se muestran en la Tabla 8 para $Re < 100$, y en la Tabla 9 para $Re \geq 100$:

Tabla 8. Correlaciones para el factor de corrección j_b para $Re < 100$.

N_{ss}/N_c	Correlación	Valor de R²
0	$j_b = -0,8911*F_{bp} + 0,9688$ (CLVII)	0,992
0,05	$j_b = -0,5821*F_{bp} + 0,985$ (CLVIII)	0,995
0,1	$j_b = -0,4655*F_{bp} + 0,9892$ (CLIX)	0,996
0,167	$j_b = -0,3637*F_{bp} + 0,9942$ (CLX)	0,993
0,3	$j_b = -0,1958*F_{bp} + 0,9992$ (CLXI)	0,999
$\geq 0,5$	$j_b = 1$	-

Tabla 9. Correlaciones para el factor de corrección j_b para $Re \geq 100$.

N_{ss}/N_c	Correlación	Valor de R²
0	$j_b = -0,8369*F_{bp} + 0,9742$ (CLXII)	0,994
0,05	$j_b = -0,5339*F_{bp} + 0,985$ (CLXIII)	0,994
0,1	$j_b = -0,4381*F_{bp} + 0,9933$ (CLXIV)	0,998
0,167	$j_b = -0,3357*F_{bp} + 0,9975$ (CLXV)	0,994
0,3	$j_b = -0,1714*F_{bp} + 1$ (CLXVI)	0,995
$\geq 0,5$	$j_b = 1$	-

El factor de corrección, para la acumulación de gradientes adversos de temperatura j_r , se obtuvo a partir de las gráficas que se muestran en el Apéndice 20. En la primera de estas dos gráficas se obtiene el factor de corrección para números de Reynolds bajos j_r^* , mientras que en la segunda se obtiene el factor de corrección j_r . Las correlaciones obtenidas para ambas gráficas se presentan en las Tablas 10 y 11:

Tabla 10. Correlaciones del factor de corrección para números de Reynolds bajos j_r^* .

Nc+New	Correlación	Valor de R²
3	$j_r^* = -0,1258 \cdot \ln(N_b) + 1,0974$ (CLXVII)	0,998
5	$j_r^* = 1,0774 \cdot N_b^{-0,1672}$ (CLXVIII)	0,998
10	$j_r^* = 0,9489 \cdot N_b^{-0,1638}$ (CLXIX)	0,999
20	$j_r^* = -0,0957 \cdot \ln(N_b) + 0,8016$ (CLXX)	0,998
30	$j_r^* = 0,8026 \cdot N_b^{-0,1768}$ (CLXXI)	0,998
40	$j_r^* = 0,7564 \cdot N_b^{-0,1739}$ (CLXXII)	0,998
50	$j_r^* = 0,74 \cdot N_b^{-0,1815}$ (CLXXIII)	0,998

Tabla 11. Correlaciones del factor de corrección j_r .

Re	Correlación	Valor de R²
≥ 100	$j_r = 1$	-
90	$j_r = 0,1137 \cdot (j_r^*) + 0,8842$ (CLXXIV)	0,997
80	$j_r = 0,244 \cdot (j_r^*) + 0,7526$ (CLXXV)	0,997
70	$j_r = 0,3738 \cdot (j_r^*) + 0,622$ (CLXXVI)	0,998
60	$j_r = 0,4952 \cdot (j_r^*) + 0,5031$ (CLXXVII)	0,998
50	$j_r = 0,6286 \cdot (j_r^*) + 0,3714$ (CLXXVIII)	0,999
40	$j_r = 0,7512 \cdot (j_r^*) + 0,2455$ (CLXXIX)	0,999
30	$j_r = 0,8774 \cdot (j_r^*) + 0,1185$ (CLXXX)	0,999
≤ 20	$j_r = j_r^*$	-

Posteriormente se realizaron los ajustes del factor de fricción f_k , a partir de las gráficas que se pueden observar en el Apéndice 21, para arreglos triangulares y en cuadro

rotado, y en el Apéndice 22 para arreglos en cuadro. En la Tabla 12 se observan las correlaciones obtenidas para algunos diámetros comerciales:

Tabla 12. Correlaciones para el factor de fricción f_k .

Arreglo y diámetro	Rango	Correlación	Valor de R^2
Cuadro 1 pulg	$1 \leq Re \leq 100$	$f_k = 73,705 * Re^{-1,0564}$ (CLXXXI)	0,994
	$100 < Re \leq 1000$	$f_k = 6,3571 * Re^{-0,5474}$ (CLXXXII)	0,996
	$1000 < Re \leq 5000$	$f_k = -2E-09 * Re^2 + 2E-05 * Re + 0,1397$ (CLXXXIII)	0,997
	$5000 < Re \leq 10000$	$f_k = -1E-09 * Re^2 + 1E-05 * Re + 0,172$ (CLXXXIV)	0,999
	$10000 < Re \leq 1 * E^5$	$f_k = -7E-07 * Re + 0,1852$ (CLXXXV)	0,991
Cuadro $\frac{3}{4}$ pulg	$1 \leq Re \leq 100$	$f_k = 54,136 * Re^{-1,053}$ (CLXXXVI)	0,995
	$100 < Re \leq 1000$	$f_k = 3,5889 * Re^{-0,4835}$ (CLXXXVII)	0,991
	$1000 < Re \leq 5000$	$f_k = 0,5101 * Re^{-0,1293}$ (CLXXXVIII)	0,994
	$5000 < Re \leq 10000$	$f_k = -7E-09 * Re^2 + 5E-05 * Re + 0,093$ (CLXXXIX)	0,998
	$10000 < Re \leq 1 * E^5$	$f_k = 0,5419 * Re^{-0,1349}$ (CXC)	0,993
Triángulo $\frac{3}{4}$ y 1 pulg	$1 \leq Re \leq 100$	$f_k = 3,5702 * Re^{-0,3921}$ (CXCI)	0,991
	$100 < Re \leq 1000$	$f_k = 0,6837 * Re^{-0,1485}$ (CXCII)	0,995
	$1000 < Re \leq 1 * E^5$	$f_k = 65,154 * Re^{-0,9632}$ (CXCIII)	0,992
Triángulo $\frac{5}{8}$ pulg	$1 \leq Re \leq 100$	$f_k = 50,42 * Re^{-0,9967}$ (CXCIV)	0,998
	$100 < Re \leq 1000$	$f_k = 3,7387 * Re^{-0,4225}$ (CXCV)	0,990
	$1000 < Re \leq 1 * E^5$	$f_k = 0,4964 * Re^{-0,1193}$ (CXCVI)	0,991
Cuadro Rotado $\frac{3}{4}$ pulg	$1 \leq Re \leq 100$	$f_k = 38,666 * Re^{-0,9758}$ (CXCVII)	0,999
	$100 < Re \leq 1000$	$f_k = 3,3435 * Re^{-0,4279}$ (CXCVIII)	0,990
	$1000 < Re \leq 1 * E^5$	$f_k = 0,393 * Re^{-0,1067}$ (CXCIX)	0,995
Cuadro Rotado 1 pulg	$1 \leq Re \leq 100$	$f_k = 58,594 * Re^{-1,0001}$ (CC)	0,999
	$100 < Re \leq 1000$	$f_k = 6,3482 * Re^{-0,5237}$ (CCI)	0,991
	$1000 < Re \leq 1 * E^5$	$f_k = 0,393 * Re^{-0,1067}$ (CCII)	0,995

Por último, se ajustaron las gráficas de los factores de corrección por efectos de la fuga en los deflectores R_l , y para la desviación del haz de tubos R_b , que se encuentran en los Apéndices 23 y 24 respectivamente. Estos son los últimos ajustes realizados del método de Bell & Delaware para intercambiadores de carcasa y tubo. En las Tablas 13 y 14 se pueden observar las correlaciones obtenidas para el factor R_b , mientras que en la Tabla 15 se encuentran las del factor R_l .

Tabla 13. Correlaciones para el factor de corrección R_b para $Re < 100$.

Nss/Nc	Correlación	Valor de R^2
0	$R_b = 0,9765 \cdot \exp(-4,3854 \cdot F_{bp})$ (CCIII)	0,999
0,05	$R_b = 0,9886 \cdot \exp(-2,4043 \cdot F_{bp})$ (CCIV)	0,999
0,1	$R_b = 0,9933 \cdot \exp(-1,8616 \cdot F_{bp})$ (CCV)	0,999
0,167	$R_b = 1,0048 \cdot \exp(-1,3392 \cdot F_{bp})$ (CCVI)	0,999
0,3	$R_b = 1,022 \cdot \exp(-0,7386 \cdot F_{bp})$ (CCVII)	0,999
$\geq 0,5$	$R_b = 1$	-

Tabla 14. Correlaciones para el factor de corrección R_b para $Re \geq 100$.

Nss/Nc	Correlación	Valor de R^2
0	$R_b = 0,9886 \cdot \exp(-3,6641 \cdot F_{bp})$ (CCVIII)	0,999
0,05	$R_b = 0,9923 \cdot \exp(-2,0275 \cdot F_{bp})$ (CCIX)	0,999
0,1	$R_b = 1,002 \cdot \exp(-1,587 \cdot F_{bp})$ (CCX)	0,999
0,167	$R_b = 1,0056 \cdot \exp(-1,1948 \cdot F_{bp})$ (CCXI)	0,999
0,3	$R_b = 0,9968 \cdot \exp(-0,6046 \cdot F_{bp})$ (CCXII)	0,999
$\geq 0,5$	$R_b = 1$	-

En el método de Chester & Jensen se realizó también el ajuste de la gráfica del factor de corrección para arreglos de flujo en serie, que se encuentra en el Apéndice 25. Esta es la última gráfica ajustada para los métodos que se están utilizando en el presente trabajo. En la Tabla 16 se tienen los valores obtenidos de estas correlaciones:

Tabla 15. Correlaciones para el factor de corrección R_1 .

$S_{sb}/(S_{sb}+S_{tb})$	Correlación	Valor de R^2
0	$R_1 = 0,845 \cdot \exp(-1,3321 \cdot (S_{sb}+S_{tb}/S_m))$ (CCXIII)	0,998
0,25	$R_1 = 0,9452 \cdot \exp(-2,3643 \cdot (S_{sb}+S_{tb}/S_m))$ (CCXIV)	0,992
0,5	$R_1 = 1,0706 \cdot \exp(-3,7689 \cdot (S_{sb}+S_{tb}/S_m))$ (CCXV)	0,994
0,75	$R_1 = 0,9247 \cdot \exp(-4,748 \cdot (S_{sb}+S_{tb}/S_m))$ (CCXVI)	0,992
1	$R_1 = 0,9453 \cdot \exp(-6,9439 \cdot (S_{sb}+S_{tb}/S_m))$ (CCXVII)	0,995

Tabla 16. Correlaciones para el factor de corrección para arreglos de flujo en serie.

N	Correlación	Valor de R^2
2	$F_p = 0,0707 \cdot \ln(Re) + 0,2684$ (CCXVIII)	0,995
3	$F_p = 0,1086 \cdot \ln(Re) - 0,104$ (CCXIX)	0,991
4	$F_p = 0,1313 \cdot \ln(Re) - 0,3112$ (CCXX)	0,990
5	$F_p = 0,1456 \cdot \ln(Re) - 0,4584$ (CCXXI)	0,995
6	$F_p = 0,1535 \cdot \ln(Re) - 0,5425$ (CCXXII)	0,991
7	$F_p = 0,1585 \cdot \ln(Re) - 0,6068$ (CCXXIII)	0,992
8	$F_p = 0,1774 \cdot \ln(Re) - 0,7933$ (CCXXIV)	0,995

En cuanto a la estructura del programa y su interfaz, se tiene que la presentación y contenido del mismo, están elaborados en formato de disco compacto (*CD*), el cual posee toda la información necesaria y los respectivos archivos de instalación.

El programa consta de un total de 56 ventanas que se muestran al usuario dependiendo de las selecciones que haga el mismo y dependiendo del caso que se esté estudiando. A continuación se describe el funcionamiento del programa de manera muy general, ya que la explicación detallada del mismo se encuentra en el manual del usuario que ha sido elaborado, y que está incluido en este trabajo de manera separada, con la finalidad de facilitarle al usuario su debida utilización. Por otra parte, cabe señalar que en

cada una de las ventanas se encuentra la opción de ayuda dentro del menú de la misma, la cual proporcionará toda la información necesaria para la ventana que se esté utilizando.

Al inicio del programa, se presenta una ventana con el logo, versión y autores, luego le sigue la pantalla de bienvenida, que contiene una serie de instrucciones que deben considerarse antes de utilizar el programa. Una vez leídas y aceptadas estas consideraciones se encuentra la ventana de selección del tipo de intercambiador a estudiar, ofreciendo tres opciones: intercambiador de doble tubo, intercambiador de carcasa y tubo ó intercambiador de placas, tal y como se puede observar en la Figura 18.



Figura 18. Ventana de selección del tipo de intercambiador.

Seguidamente, una vez seleccionado el tipo de intercambiador y el método (este último, sólo en el caso de intercambiadores de carcasa y tubo) se debe seleccionar si se va a emplear el modo de diseño, o si se va a emplear el modo de evaluación, al igual que se debe especificar el tipo de unidades con el que se va a trabajar, teniendo como opciones las unidades en sistema internacional y las unidades en sistema inglés.

A continuación se encuentra la ventana de selección de los fluidos, en donde se despliegan dos listas idénticas con los fluidos que posee la base de datos, además de brindarle la oportunidad al usuario de poder ingresar algún fluido nuevo que no se encuentre en la base de datos.

En la siguiente ventana se presentan los campos para introducir los datos de entrada, bien sea del diseño o de la evaluación, como las temperaturas de entrada y salida, flujos máxicos y presiones de entrada de ambos fluidos, además de seleccionar dependiendo del tipo de intercambiador la dirección de los fluidos (doble tubo), el arreglo geométrico de los tubos (carcasa y tubo) ó las configuraciones de los flujos (placas).

Cabe destacar que, si la opción seleccionada es la de evaluación, los campos para introducir los datos de temperatura de salida de ambos fluidos estarán deshabilitados, ya que el procedimiento de evaluación busca precisamente, determinar dichas temperaturas conocidas las condiciones de entrada de ambos fluidos.

En la próxima ventana se encuentran los campos para introducir los datos particulares de diseño o evaluación (según sea el caso), de los tres tipos de intercambiadores.

Una vez introducidos todos los datos requeridos, solo queda pulsar el botón de calcular, donde se ejecutarán los cálculos respectivos, cuyos resultados se presentarán en la próxima ventana, donde se encuentra la hoja de resultados.

Posteriormente se mostrará al usuario la ventana que contiene la hoja de los resultados, la cual contendrá los valores obtenidos de las variables más importantes en el estudio de los intercambiadores de calor.

Para los efectos de cálculo, una vez vista la hoja de resultados el programa habrá cumplido su principal objetivo y se podrá dar como concluido el mismo. No obstante, como este programa ha sido elaborado con la filosofía de que debe enfocarse también hacia la

parte docente, se anexó un módulo que permitirá al usuario ver, si este lo desea, los cálculos que generaron los resultados paso por paso.

En cada una de estas ventanas de la solución paso a paso, se encuentran de forma ordenada y enumerada todos los cálculos que se llevaron a cabo para la obtención de los resultados, donde se muestran principalmente todas las fórmulas utilizadas, los resultados intermedios y se explican todos los ciclos iterativos presentes, de acuerdo al tipo de intercambiador y al método utilizado para la solución del mismo.

Esta nueva modalidad permitirá, a todos los usuarios que utilicen el programa, observar con un mayor grado de entendimiento la solución del diseño o evaluación de un intercambiador de calor, así como también servirá de herramienta de estudio para este tema que está incluido en el programa de la asignatura Transferencia de Calor, de la carrera de Ingeniería Química.

Finalmente, una vez observados los cálculos paso a paso, el usuario podrá decidir si desea realizar algún otro cálculo de intercambiadores de calor o salir definitivamente del programa.

Todo lo que se ha descrito en esta sección, permite conocer de manera muy puntual y objetiva la estructura y el desarrollo del presente programa. Las características del mismo en el grado de detalle se encuentran muy bien explicadas en el manual del usuario, el cual se ha elaborado con la finalidad de que el usuario aprenda de manera rápida y sencilla a utilizar este software.

V.2. INTERFAZ DEL USUARIO

Una de las principales características de este programa es la interfaz presentada al usuario, ya que la misma se ha elaborado para entender en forma rápida y sencilla todo el proceso de cálculo, diseño y evaluación de intercambiadores de calor.

Otra de las ventajas de esta nueva interfaz con el usuario, es la flexibilidad que tiene al permitir desplazarse en cualquier dirección del programa, es decir el permitir retroceder o adelantar cualquiera ventana sin ningún inconveniente, realizando estos movimientos a través de los botones que se encuentran en el campo de opciones que tienen todas las ventanas, como por ejemplo, el que se muestra a continuación en la Figura 19.

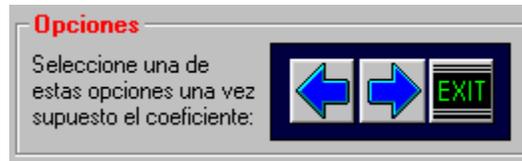


Figura 19. Campo para la selección de opciones de las ventanas.

El uso de imágenes y figuras es otro de los toques característicos del programa, que hace que se entiendan mejor los conceptos y se visualicen de manera interactiva con el usuario, como se observa por ejemplo en la Figura 20, donde el campo para la selección del arreglo de los tubos (para el caso de intercambiadores de carcasa y tubo) está realizado de tal manera que, al seleccionar una de las opciones de arreglo, se visualice de manera gráfica el modelo geométrico de cómo estarán conformados los tubos del intercambiador.

Siguiendo con los aspectos resaltantes de la interfaz, se tiene, el uso de cuadros de diálogo con mensajes durante el desarrollo del programa, los cuales le proporcionan la información necesaria al usuario antes de tomar alguna decisión, o para avisarle de algún error que se haya cometido o esté por cometerse. En las Figuras 21 y 22 se muestran ejemplos de algunos cuadros de diálogo con mensajes que posee el programa.

El diseño de las ventanas, para introducir los datos, permite que el usuario introduzca y seleccione de manera muy sencilla y amigable todos estos datos. En la Figura 23 se observa una de estas ventanas, que posee el programa, para introducir los datos de diseño de un determinado tipo de intercambiador de calor.

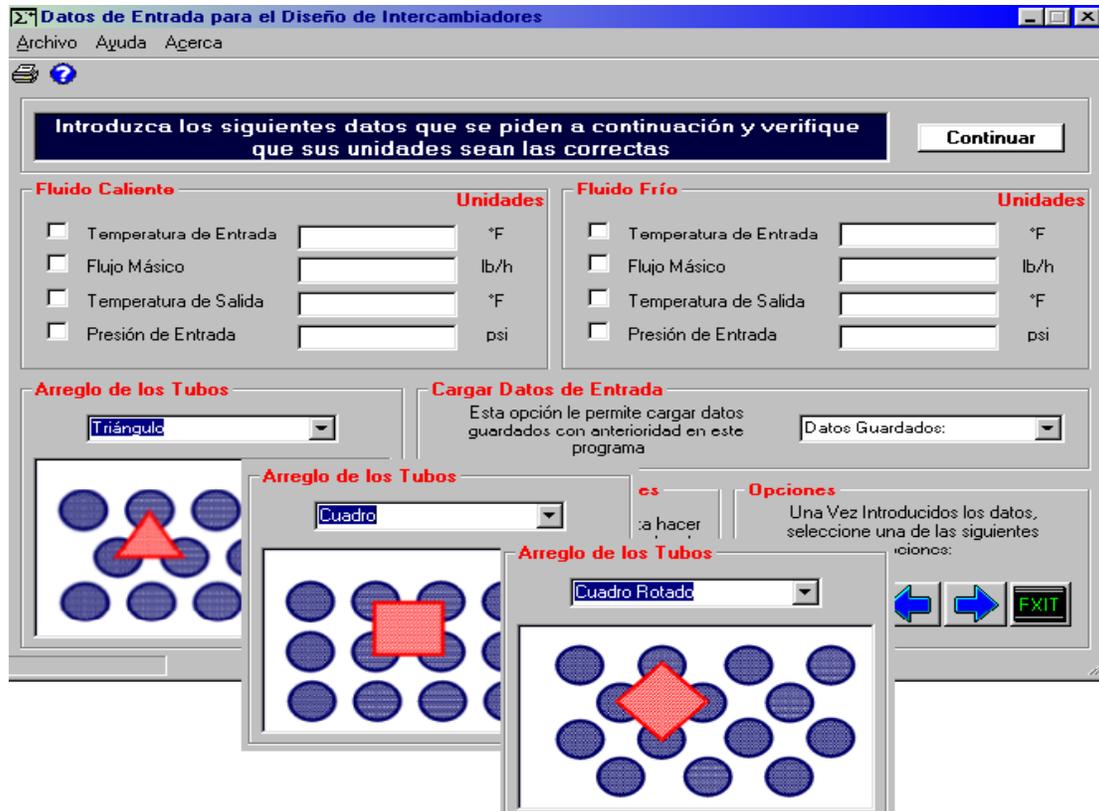


Figura 20. Interacción gráfica con imágenes.

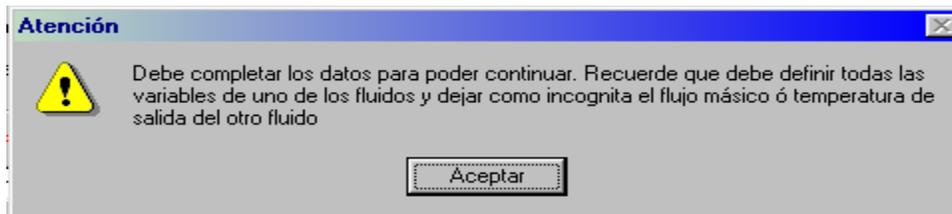


Figura 21. Cuadro de diálogo con mensaje de advertencia.



Figura 22. Cuadro de diálogo con mensaje informativo.

Figura 23. Ventana para introducir los datos de diseño de un intercambiador de calor.

Por último, se debe resaltar lo detallado que se han elaborado las ventanas para la presentación de los resultados paso a paso. La mismas, se han construido de tal manera que se entienda todo el proceso de cálculo de las variables de los intercambiadores de calor, hasta llegar finalmente a la obtención de los resultados. En la Figura 24 se puede apreciar una de estas ventanas, donde se muestran detalladamente los pasos seguidos y sus resultados intermedios.

De todo lo señalado, se puede observar claramente que el programa cumplió con el objetivo de presentar una interfaz que fuese lo más amigable posible y lo más sencilla de entender. Las demás características referentes a la interfaz del usuario se encuentran explicadas también en el manual del usuario.

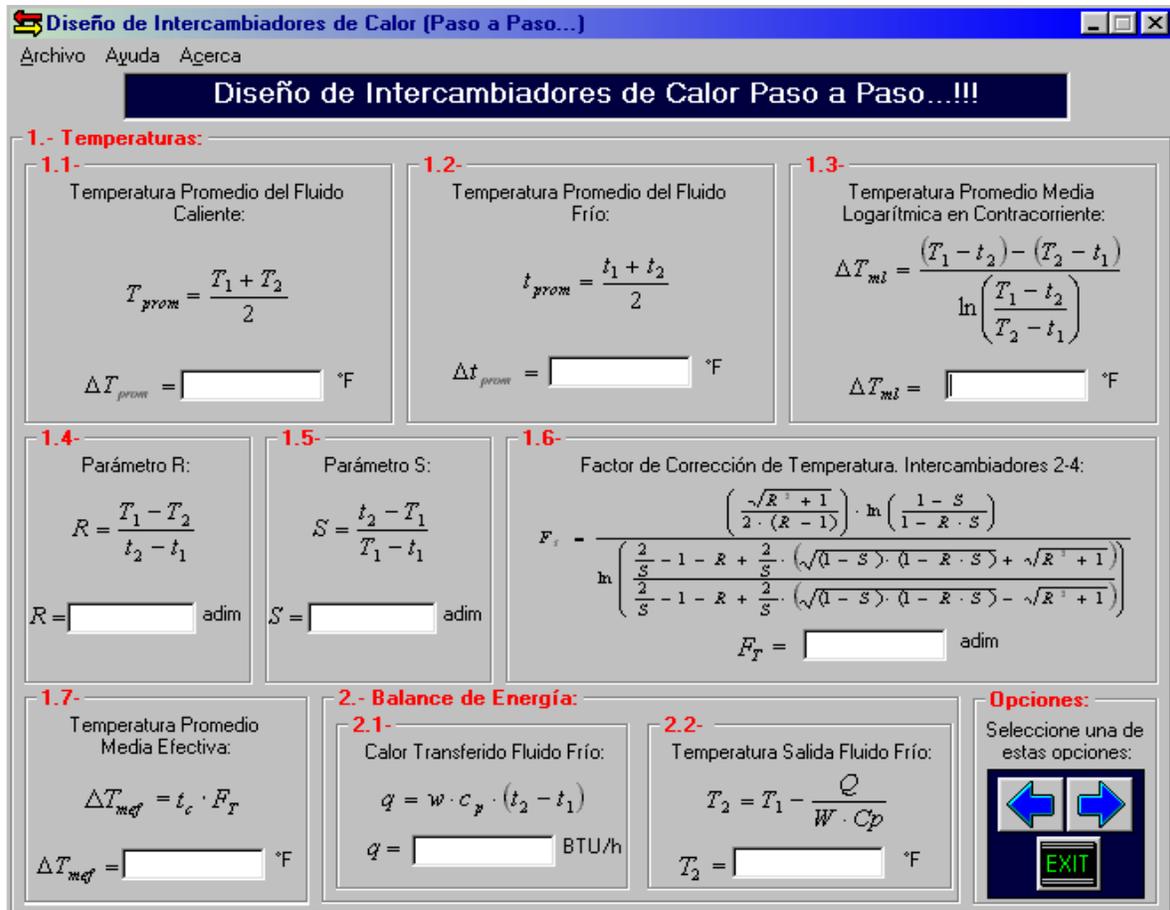


Figura 24. Una de las ventanas del procedimiento paso a paso.

V.3. LIMITACIONES DEL PROGRAMA

Principalmente, el programa de diseño y evaluación de intercambiadores de calor HEMAT 1.1, está elaborado para operaciones sin cambios de fase, lo que quiere decir que no se podrá trabajar con fluidos que dentro del intercambiador cambien de estado físico, ya que los resultados no serán los correctos, debido a la ausencia de correlaciones para el cálculo del coeficiente individual de transferencia de calor y la caída de presión.

Otra limitación con respecto al uso de gases, es que el programa carece de modelos termodinámicos que permitan estimar el valor correcto de las propiedades físicas de estos,

por lo que su uso dentro del mismo es reducido y no es recomendable, debido a los resultados errados que se pueden derivar por obviar esta consideración.

Por otra parte, el programa realiza el cálculo para un solo intercambiador, es decir que no se tiene la opción que permita evaluar más de un intercambiador a la vez, lo que trae como consecuencia que no se puedan estudiar la conexión de intercambiadores en serie y en paralelo. Sin embargo, dentro de las recomendaciones finales de este trabajo se propone el estudio de esta modalidad para futuros proyectos, con la finalidad de expandir y hacer más completo este programa.

Para evaluar las propiedades físicas de los fluidos líquidos se utilizó una ecuación general para el cálculo de las mismas, donde la densidad, capacidad calorífica y conductividad térmica son estimadas por ecuaciones polinómicas hasta de tercer grado, lo que significa que no se pueden considerar ecuaciones que sean diferentes a éstas. Por otro lado, la viscosidad es estimada por una ecuación exponencial. Esta última tiene la limitación de que se deben conocer los valores de sus constantes para el fluido que se quiera emplear, debido a que las mismas se necesitan para el cálculo interno de la temperatura de pared. Si el valor de esta propiedad es introducido de manera directa, entonces el valor del factor de corrección por viscosidad será igual a la unidad y los resultados no serán los más confiables.

Los campos para introducir los datos están programados para que el usuario no pueda ingresar caracteres que no sean números, y en algunos campos para que no puedan introducir números negativos. Lo que no puede hacer el programa es verificar si estos datos introducidos son lógicos y no generarán errores, por lo que se recomienda chequear bien los datos de entrada y en caso de ocurrir alguna falla reiniciar el programa.

Con respecto a los métodos empleados para el diseño y la evaluación de intercambiadores de calor, el único con más de un método es el intercambiador de carcasa y tubo, mientras que para los intercambiadores de doble tubo y placas no podrán ser comparados entre sí por otro método.

El cálculo de intercambiadores de carcasa y tubo no incluye los cálculos para intercambiadores en forma de “U”, ya que los mismos no se estudiaron en este trabajo, pero queda abierta la posibilidad de poder incluir también este tópico en futuros proyectos.

Por otra parte, el método Bell & Delaware para el diseño y la evaluación de intercambiadores de carcasa y tubo es un método bastante gráfico. Esta característica implica que se debieron realizar los ajustes de todas estas gráficas, cuyos puntos fueron obtenidos manualmente, lo que genera errores de aproximación inherentes a los cálculos, pese a la obtención de correlaciones con buen grado de ajuste.

Una de las fórmulas para el cálculo de la caída de presión en el lado de la carcasa del método Bell & Delaware, cuya ecuación es la (CXXX), tuvo que ser excluida de los cálculos debido a que la misma presenta inconsistencia dimensional, por lo que no puede ser aplicada hasta encontrar el error que esta presenta. Como esta ecuación es aplicable para números de Reynolds menores de 100, y se sabe que es muy difícil, más no imposible conseguir una situación de este estilo, se utilizará la ecuación para Reynolds mayores o iguales que 100 (CCXXIX) si llegara a caer en el rango de la ecuación (CCXXX).

Para los materiales de los tubos, solo se podrán escoger los materiales que están en la lista desplegable de este campo, ya que no se consiguió información de la rugosidad para otros materiales. De todas maneras los que se encuentran en esta lista son los más utilizados para intercambiadores, pero igual no deja de ser una limitante para el uso del programa.

En los intercambiadores de carcasa y tubo, solo se podrán realizar los cálculos para equipos con un máximo de dos pasos por la carcasa y hasta 4 pasos por los tubos. Para configuraciones mayores se recomienda utilizar intercambiadores en serie, opción que no se tiene en esta versión del programa^[KERN, 1997].

En el método Kern para intercambiadores de carcasa y tubo, el campo para seleccionar el corte de los deflectores estará deshabilitado, ya que este método está basado únicamente en los cálculos para un 25 % de corte de los deflectores.

El método Chester & Jensen, para el cálculo y la evaluación de intercambiadores de placas, tiene como limitante que sólo podrá ser utilizado si se conocen completamente las características del tipo de placa usada en ese intercambiador a utilizar, debido a que los cálculos de este método están basados en esos parámetros.

La solución para los intercambiadores de carcasa y tubo no es única, dependiendo del coeficiente global que se suponga se obtendrá un diseño para este valor, y el criterio para la selección del intercambiador más apropiado estará basado principalmente en los valores que se quieran obtener de las caídas de presión y los costos asociados al equipo. Debido a que este programa carece de un módulo que calcule los costos del equipo, la decisión dependerá entonces de las caídas de presión que se quieran obtener y del criterio del usuario.

V.4. INNOVACIONES DEL PROGRAMA

Para esta versión, se han implantado nuevas herramientas dentro del programa que facilitan su uso, y hacen de esta manera que el mismo se muestre más amigable con el usuario.

La primera innovación que presenta el programa, es el cambio de la interfaz del usuario con respecto a la primera versión. Esta nueva interfaz cuenta con más de 45 ventanas que se muestran al usuario, lo que equivale casi al triple en comparación con la versión anterior, además de utilizar controles adicionales para colocar animaciones, figuras, fotos reales y cuadros de diálogo, entre otros, que le dan ese toque amigable que los usuarios prefieren.

Adicionalmente, se implementó dentro del programa, un módulo cuyo contenido es un sub-programa para realizar conversión de unidades. Muchos de los datos que a veces se tienen no están todos en las mismas unidades, por lo que se hace necesario realizar las conversiones pertinentes a cada caso; para no cometer errores de inconsistencia

dimensional, se decidió colocar este sub-programa en las ventanas donde se amerite introducir algún dato que tenga dimensiones. Así mismo este sub-programa permite la creación de factores de conversión que no estén en el mismo, facilitando de esta manera el tener que buscar tablas de conversiones para realizar estos tipos de cálculos sencillos.

Otra de las herramientas innovadoras, de este programa, es la creación de un módulo que permite observar los resultados obtenidos paso por paso, lo que facilita y profundiza más la comprensión de los cálculos para el diseño y la evaluación de los intercambiadores de calor, además de servir como herramienta de estudio para los estudiantes de la asignatura Transferencia de Calor de la carrera Ingeniería Química. Adicionalmente, se pueden observar las fórmulas utilizadas para llegar a los resultados, incluyendo la explicación de los ciclos iterativos involucrados en los métodos de cálculo.

Por último, se creó la modalidad de impresión de la hoja de resultados. Una vez introducidos los datos requeridos y se haya desarrollado el procedimiento de cálculo, se presentará una ventana con los resultados de las variables más importantes en el estudio de los intercambiadores de calor, la cual podrá ser impresa por el usuario que así lo desee, sólo pulsando el botón de impresión o seleccionando la opción de imprimir en el menú archivo.

V.5. VALIDACIÓN DEL PROGRAMA

Para comprobar y verificar los resultados y el buen funcionamiento del programa HEMAT 1.1, se resolvieron diversos problemas planteados en la bibliografía especializada, algunos exámenes elaborados por docentes de la asignatura Transferencia de Calor y algunos casos industriales reales, todo esto con la finalidad de comparar los resultados obtenidos por el programa con los reportados por dichas fuentes. Una vez verificados y analizados estos resultados, se podrá avalar y garantizar el uso del programa, siempre y cuando no se violen los límites establecidos del mismo.

El esquema de validación se ha dividido en tres secciones (una para cada tipo de intercambiador), donde se presentarán los resultados de las variables más importantes dentro del diseño y evaluación de los mismos, así como también el porcentaje de desviación, para finalmente establecer las discusiones pertinentes en cada uno de los casos estudiados.

V.5.1. INTERCAMBIADORES DE DOBLE TUBO

El diseño de intercambiadores de doble tubo, es el más sencillo de los intercambiadores estudiados en este trabajo. Los cálculos se realizan con la finalidad de obtener como resultados los valores de la longitud requerida para el intercambiador y el área total de transferencia de calor, además de obtener las caídas de presión, tanto para el lado del ánulo como para el lado de los tubos.

No obstante, las variables de operación que serán estudiadas para este tipo de intercambiador son: los coeficientes individuales y globales de transferencia de calor, el área total de transferencia de calor, la longitud requerida, la variable incógnita del balance de energía (que será una de las temperaturas de salida o uno de los flujos máxicos de cualquiera de los fluidos) y finalmente las caídas de presión.

Para realizar estos estudios fueron seleccionados dos exámenes parciales aplicados en la asignatura Transferencia de Calor, un ejemplo de la bibliografía [KERN, 1997], y una hoja de especificación (data sheet) de un intercambiador real, que opera en una de las plantas de la empresa de lubricantes Venoco.

El primer caso a estudiar corresponde al ejemplo 6.1 del Kern [KERN, 1997], para un intercambiador de doble tubo, donde se desean calentar 9820 lb/h de benceno frío de 80 a 120 °F usando tolueno caliente que se enfría de 160 a 100 °F. El factor de obstrucción para cada corriente será de 0,001 h.pie².°F/BTU, y las caídas de presión máxicas permisibles serán de 10 psi para cada corriente. En la Tabla 17 se muestran los resultados obtenidos.

Tabla 17. Resultados del ejemplo 6.1 del Kern [KERN, 1997].

Variable	Unidades	Valor HEMAT	Valor Referencia	% Desviación
Flujo másico del fluido caliente	lb/h	6323	6330	0,1
Coefficiente individual interno	BTU/h.pie ² .°F	349	333	4,9
Coefficiente individual externo	BTU/h.pie ² .°F	333	323	3,4
Coefficiente global limpio	BTU/h.pie ² .°F	144	149	3,4
Coefficiente global sucio	BTU/h.pie ² .°F	112	115	2,4
Área total de transferencia de calor	pie ²	51,6	50,5	2,1
Longitud requerida	pie	119	116	2,6
Calor Transferido	BTU/h	1,67E+05	1,67E+05	< 1
Caída de presión en el ánulo	psi	9,8	9,2	6,8
Caída de presión en el tubo interior	psi	3,3	3,2	3,1

Como puede observarse, los porcentajes de desviación de todas las variables son bajos, ubicados todos a excepción de la caída de presión en el ánulo por debajo del 5 % de error. Este porcentaje de error se le puede atribuir al hecho de que la hoja de cálculo de Excel trabaja con un número considerado de decimales, mientras que el método Kern es menos riguroso en este aspecto, trayendo como consecuencia esta diferencia entre el programa y la bibliografía. En la caída de presión en el ánulo, el porcentaje de desviación se ubica en casi un 7 %, el cual se encuentra dentro de los límites aceptables (basados en el hecho de que las correlaciones empleadas en este método tienen un margen de error hasta del 20 % [KERN, 1997]). Además, se puede explicar esta mayor diferencia con respecto a las demás variables, debido a que cuando se manejan números de baja magnitud la sensibilidad en el cálculo de los errores aumenta considerablemente, provocando dicha diferencia mayor.

El siguiente caso a estudiar es un examen aplicado en la asignatura Transferencia de Calor (Agosto, 2001) para intercambiadores de doble tubo, donde se desean enfriar 6795 lb/h de anilina, desde 125 hasta 90 °F en la tubería interior de un intercambiador de doble tubo. El agua de enfriamiento fluye en contracorriente a la anilina, desde 60 hasta 82

°F. Se dan como datos adicionales los diámetros de las tuberías, el valor del factor de ensuciamiento es de 0,001 h.pie².°F/BTU para cada corriente, y las caídas de presión máximas son de 10 psi. En la Tabla 18 se observan los resultados de este caso de estudio.

Tabla 18. Resultados de la prueba de la asignatura Transferencia de Calor (Agosto, 2001).

Variable	Unidades	Valor HEMAT	Valor Referencia	% Desviación
Flujo másico del fluido frío	lb/h	5322	5322	< 1
Coefficiente individual interno	BTU/h.pie ² .°F	347	347	< 1
Coefficiente individual externo	BTU/h.pie ² .°F	489	490	< 1
Coefficiente global limpio	BTU/h.pie ² .°F	196	196	< 1
Coefficiente global sucio	BTU/h.pie ² .°F	141	141	< 1
Área total de transferencia de calor	pie ²	22,9	22,9	< 1
Longitud requerida	pie	100	100	< 1
Calor Transferido	BTU/h	1,17E+05	1,17E+05	< 1
Caída de presión en el ánulo	psi	2,1	2,1	< 1
Caída de presión en el tubo interior	psi	18,7	19	1,5

Los resultados obtenidos para este segundo caso de estudio reflejan lo bien que está trabajando el programa, ya que todas las desviaciones de las variables a excepción de las caídas de presión están por debajo del 1 %. En la resolución de este examen se toman en cuenta la cantidad de decimales, factor que no era considerado en el ejemplo 6.1 del Kern, y cuyo resultado refleja claramente que este factor es determinante en la solución de estos problemas.

El tercer caso a estudiar es otro examen aplicado en la asignatura Transferencia de Calor (Febrero, 2002), también para intercambiadores de doble tubo, donde se enfrían 2350 lb/h de benceno, desde 190 hasta 95 °F en la tubería exterior. El agua de enfriamiento fluye en contracorriente al benceno, desde 86 hasta 104 °F. El factor de ensuciamiento para cada corriente es de 0,002 h.pie².°F/BTU, y las caídas de presión permisibles son de 10 psi. Los datos de las tuberías son conocidos. Los resultados obtenidos se presentan en la Tabla 19:

Tabla 19. Resultados de la prueba de la asignatura Transferencia de Calor (Febrero, 2002).

Variable	Unidades	Valor HEMAT	Valor Referencia	% Desviación
Flujo másico del fluido frío	lb/h	4842	4842	< 1
Coefficiente individual interno	BTU/h.pie ² .°F	534	534	< 1
Coefficiente individual externo	BTU/h.pie ² .°F	114	112	1,5
Coefficiente global limpio	BTU/h.pie ² .°F	87	89	2,5
Coefficiente global sucio	BTU/h.pie ² .°F	64	66	2,4
Área total de transferencia de calor	pie ²	40,9	39,9	2,5
Longitud requerida	pie	94	92	2,4
Calor Transferido	BTU/h	8,98E+04	8,98E+04	< 1
Caída de presión en el ánulo	psi	1,21	1,04	16,4
Caída de presión en el tubo interior	psi	0,57	0,49	16,3

Para este caso, se encuentran nuevamente valores de desviación muy bajos a excepción de las caídas de presión que presentan una notable desviación. En las caídas de presión en el ánulo y en el tubo interior el error llega hasta un 16 % para ambos casos, valor que todavía es aceptable dentro del rango de error posible. Sin embargo, estas desviaciones elevadas se deben principalmente a lo dicho, de que el cálculo del porcentaje de error en números bajos es muy sensible a cualquier variación. Matemáticamente estos son los valores obtenidos, pero físicamente aumentar o disminuir la caída de presión en 0,1 psi no representaría grandes variaciones en el sistema, pero si disminuiría entre un 10 y un 15 % el resultado matemático del error, por lo que estos resultados se pueden tomar como aceptables.

El último caso de estudio, para este tipo de intercambiadores, es un intercambiador de doble tubo que actualmente se encuentra operando en una de las plantas de la empresa de lubricantes Venoco, cuya misión es enfriar benceno desde 190,4 °F hasta 95 °F. Para ello se emplean 5229,6 lb/h de agua de enfriamiento que fluye en contracorriente con el benceno y se calientan desde 86 hasta 104 °F. El factor de ensuciamiento total es 0,004

$\text{h.pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}/\text{BTU}$ y la caída de presión máxima es de 10 psi para cada corriente. En la Tabla 20 se puede observar el resultado obtenido para este caso:

Tabla 20. Resultados del intercambiador E-11, Venoco.

Variable	Unidades	Valor HEMAT	Valor Referencia	% Desviación
Flujo másico del fluido caliente	lb/h	2353	2353	< 1
Coefficiente individual interno	$\text{BTU}/\text{h.pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}$	566	566	< 1
Coefficiente individual externo	$\text{BTU}/\text{h.pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}$	134	136	1,7
Coefficiente global limpio	$\text{BTU}/\text{h.pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}$	99	104	4,3
Coefficiente global sucio	$\text{BTU}/\text{h.pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}$	71	73	3,1
Área total de transferencia de calor	pie^2	38,6	37,4	3,1
Longitud requerida	pie	89	86	3,1
Calor Transferido	BTU/h	9,37E+04	9,37E+04	< 1
Caída de presión en el ánulo	psi	0,70	0,77	9,1
Caída de presión en el tubo interior	psi	1,20	1,32	9,0

Una vez más, los resultados son similares a los obtenidos en los tres casos anteriores, donde puede observarse que en todas las variables a excepción de las caídas de presión, se encuentran por debajo del 5 %, mientras que para las caídas de presión es de un 9 %, resultado que se justifica con las explicaciones ya hechas en los casos anteriores.

A manera de conclusión se puede decir que los resultados son bastante satisfactorios para este tipo de intercambiadores, atribuyendo los principales errores al uso de cifras significativas en los cálculos y a la sensibilidad de los cálculos de las desviaciones para cifras de bajo rango numérico.

V.5.2. INTERCAMBIADORES DE CARCASA Y TUBO

El diseño de intercambiadores de carcasa y tubo, es el diseño más complejo de los intercambiadores que se estudian en este trabajo, debido a que se consideran muchas más variables y efectos producidos por las mismas, además de que el proceso de cálculo para estos equipos es más largo y complicado.

Las variables a estudiar para este tipo de intercambiador son: los coeficientes individuales y globales de transferencia de calor, el área total de transferencia de calor, la variable incógnita del balance de energía (que será una de las temperaturas de salida o uno de los flujos másicos de cualquiera de los fluidos), el calor transferido, el número de tubos del intercambiador y finalmente las caídas de presión.

Como este tipo de intercambiadores posee dos métodos para el cálculo y diseño de los mismos, los cuales difieren solo en el cálculo del coeficiente individual de transferencia de calor y la caída de presión en la carcasa para ambos, se realizará primero el análisis por el método Kern, y posteriormente se realizarán para los mismos casos de estudio los análisis y discusión de las variables relacionadas con el lado de la carcasa del método Bell & Delaware, para finalmente comparar los resultados entre ambos métodos.

Cabe señalar, que en el análisis del método Bell & Delaware solo se mostrarán los valores obtenidos del coeficiente individual de transferencia de calor para el lado de la carcasa, los coeficientes globales, el área total de transferencia de calor y la caída presión para el lado de la carcasa, puesto que el resto de las variables son las mismas que las calculadas en el método Kern.

Para la validación de estos métodos, fueron seleccionados dos ejemplos de la bibliografía, específicamente los ejemplos 7.3 y 7.4 del Kern [KERN, 1997], y dos hojas de resultados (data sheets) de dos intercambiadores reales ubicados en la Refinería de Cardón.

El primer caso de estudio para este tipo de intercambiadores es el ejemplo 7.3 del Kern [KERN, 1997], donde se desean enfriar 43800 lb/h de kerosene desde 390 a 200 °F, mediante 149000 lb/h de un crudo que se calienta desde 100 hasta 170 °F. Se permite una caída de presión de hasta 10 psi para ambas corrientes, el factor de ensuciamiento combinado es 0,003 h.pie².°F/BTU, la longitud de los tubos es de 16 pie de largo, la configuración del intercambiador es un paso por la carcasa por cuatro pasos por los tubos, los deflectores están espaciados a 5 pulg y los tubos están arreglados en cuadro con 1,25 pulg de paso por los mismos.

Los resultados para este intercambiador se encuentran en la Tabla 21 para el método Kern, y en la Tabla 22 para el método Bell & Delaware.

Tabla 21. Resultados del ejemplo 7.3 del Kern [KERN, 1997], utilizando el método Kern.

Variable	Unidades	Valor HEMAT	Valor Referencia	% Desviación
Temperatura de salida del fluido frío	°F	167	170	1,6
Coeficiente individual interno	BTU/h.pie ² .°F	170	162	4,8
Coeficiente individual externo	BTU/h.pie ² .°F	132	121	9,4
Coeficiente global limpio	BTU/h.pie ² .°F	64	69	7,3
Coeficiente global sucio	BTU/h.pie ² .°F	54	56	3,4
Diámetro de la carcasa	pie	1,635	1,771	7,7
Área total de transferencia de calor	pie ²	662,1	662,0	< 1
Número de tubos	adim	156	158	1,3
Calor Transferido	BTU/h	4,90E+06	5,10E+06	3,7
Caída de presión en la carcasa	psi	3,28	3,50	6,3
Caída de presión en los tubos	psi	9,05	9,20	1,6

Los resultados mostrados en la Tabla 21 para el método Kern, reflejan que el programa está dando buenos resultados para este método, ya que se observa que los porcentajes de desviación son menores del 10 % para todas las variables analizadas. Los

valores más críticos se presentan en el cálculo del coeficiente individual externo, el diámetro de la carcasa, el coeficiente global limpio y la caída de presión del lado de la carcasa. Los probables errores, igual que en el caso de los intercambiadores de doble tubo, pueden haber sido causados por el uso de las cifras significativas en los cálculos, además de considerar que el método Kern, es un método clásico que emplea gráficos en los cuales, los errores asociados a la lectura de los valores necesarios influyen en los resultados finales.

Tabla 22. Resultados del ejemplo 7.3 del Kern [KERN, 1997], utilizando el método de Bell & Delaware.

Variable	Unidades	Valor HEMAT	Valor Referencia	% Desviación
Coeficiente individual externo	BTU/h.pie ² .°F	184,57	162	13,9
Coeficiente global limpio	BTU/h.pie ² .°F	66	69	4,9
Coeficiente global sucio	BTU/h.pie ² .°F	55	56	1,4
Diámetro de la carcasa	pie	1,643	1,771	7,2
Área total de transferencia de calor	pie ²	648,8	662,0	1,9
Número de tubos	adim	156	158	1,3
Caída de presión en la carcasa	psi	2,81	3,50	19,7
Caída de presión en los tubos	psi	9,19	9,20	< 1

Por otra parte, los resultados obtenidos por el método de Bell & Delaware para el mismo problema, mostrados en la tabla 22, presentan también porcentajes de desviación bajos, salvo el coeficiente individual de transferencia de calor con un porcentaje de desviación del 13 %, y la caída de presión para el lado de la carcasa con un porcentaje de desviación del 19 %. Estas variaciones, a pesar de estar dentro del margen de error (del 20 %) son considerables, y sus valores obtenidos se deben principalmente a que, el método de Bell & Delaware, a parte de ser un método que mejora el cálculo, comparado con el método Kern, necesita muchos parámetros obtenidos a través de gráficas, las cuales fueron ajustadas manualmente como se explicó en la metodología, pero este último trae como

consecuencia el arrastre del error, y la magnitud del mismo depende de la sensibilidad de las curvas ajustadas.

Adicionalmente, se sabe que este método es un procedimiento correctivo del método Kern, que toma en consideración más parámetros para el cálculo y diseño, los cuales pudieran aumentar o disminuir los valores de estas variables considerablemente, sin embargo, son válidos ambos resultados, a pesar de las desviaciones que se obtengan. Hay que destacar también el hecho de que el método Bell & Delaware se está comparando con otro método y no con valores reales, por lo que no se puede saber a ciencia cierta cuál de los dos es el que proporciona los mejores resultados.

El segundo caso de estudio es otro ejemplo de la bibliografía, en esta ocasión se trata del ejemplo 7.4 también del Kern [KERN, 1997], donde se desean enfriar 175000 lb/h de agua destilada desde 93 hasta 85 °F. El calor debe ser transferido a 280000 lb/h de agua cruda que se calienta desde 75 hasta 80 °F. Se permite una caída presión de 10 psi, y se prevé un factor de ensuciamiento de 0,0005 para el agua destilada y de 0,0015 para el agua cruda. El arreglo es triangular con tubos de $\frac{3}{4}$ de pulg con un paso de 15/16 pulg. El haz de tubos está arreglado en dos pasos y los deflectores están espaciados a 12 pulg.

En las Tablas 23 y 24, se presentan los resultados obtenidos para este intercambiador de carcasa y tubo por ambos métodos.

En la Tabla 23 los resultados obtenidos por el método Kern nuevamente son satisfactorios, todas sus variables están dentro del rango de error, no obstante, el coeficiente individual interno, alcanza el 13 % causado principalmente por el factor de corrección por viscosidad, asociado a esta variable, el cual es obviado e igual a la unidad por el método Kern, mientras que HEMAT 1.1 si considera este factor que pudiera ser el causante de aumentar la desviación en esta variable.

Tabla 23. Resultados del ejemplo 7.4 del Kern [KERN, 1997], utilizando el método Kern.

Variable	Unidades	Valor HEMAT	Valor Referencia	% Desviación
Temperatura de salida del fluido frío	°F	80	80	-
Coefficiente individual interno	BTU/h.pie ² .°F	1313	1155	13,7
Coefficiente individual externo	BTU/h.pie ² .°F	1062	1010	5,1
Coefficiente global limpio	BTU/h.pie ² .°F	507	537	5,6
Coefficiente global sucio	BTU/h.pie ² .°F	252	259	2,7
Diámetro de la carcasa	pie	1,150	1,271	9,5
Área total de transferencia de calor	pie ²	513,8	502,0	2,4
Número de tubos	adim	156	160	2,5
Calor Transferido	BTU/h	1,40E+06	1,40E+06	-
Caída de presión en la carcasa	psi	8,01	7,70	4,0
Caída de presión en los tubos	psi	8,41	7,50	12,1

Tabla 24. Resultados del ejemplo 7.4 del Kern [KERN, 1997], utilizando el método de Bell & Delaware.

Variable	Unidades	Valor HEMAT	Valor Referencia	% Desviación
Coefficiente individual externo	BTU/h.pie ² .°F	1028	1010	1,8
Coefficiente global limpio	BTU/h.pie ² .°F	481	537	10,4
Coefficiente global sucio	BTU/h.pie ² .°F	245	259	5,4
Diámetro de la carcasa	pie	1,270	1,271	< 1
Área total de transferencia de calor	pie ²	527,8	502,0	5,1
Número de tubos	adim	160	160	-
Caída de presión en la carcasa	psi	5,27	7,70	31,6
Caída de presión en los tubos	psi	6,63	7,50	11,6

Con respecto a las variables analizadas por el método Bell & Delaware, para este mismo caso de estudio, los resultados obtenidos en la Tabla 24 muestran unas desviaciones

notables en el cálculo de las caídas de presión, en especial la caída de presión en el lado carcasa, que llega hasta un 31 %, mientras que para el lado de los tubos la caída de presión se mantiene dentro del margen de error, pero de igual forma alcanza un valor de desviación apreciable del 11 % frente a las otras variables. Esto es debido a que el número de tubos calculado por este método es mayor al calculado por Kern, lo que ocasiona que la caída de presión en el lado de los tubos disminuya y genere esta diferencia que se traduce en esta notable desviación. Por otra parte, para el lado de la carcasa el error se le atribuyen principalmente al hecho de que las ecuaciones, para la caída de presión por el método de Bell & Delaware, dependen de una constante que dimensiona la variable en unidades de presión, y cuyo valor varía de acuerdo a la bibliografía que se seleccione para consultar el mismo, por lo que no se tiene un valor fijo de esta constante, provocando de esta manera la desviación al calcular esta caída de presión. Adicionalmente, se comprobó que una de estas ecuaciones del método Bell & Delaware, para calcular la caída de presión, específicamente la ecuación (CXXVIII), es dimensionalmente inconsistente, por lo que no se puede usar la misma para estimar algún resultado mientras no se descubra el factor que está originando tal inconsistencia.

El próximo caso a estudiar es una hoja de resultados con datos reales (data sheets) de un intercambiador de carcasa y tubo cuyo “tag number” es 33-E-118, que opera en las instalaciones de la Refinería de Cardón. La operación que se lleva a cabo dentro del mismo es enfriar 14,69 Kg/s de nafta desde 55 hasta 40 °C, con 20,16 Kg/s de agua de enfriamiento proveniente del mar que se calienta desde 31 hasta 36,6 °C. El factor de obstrucción para la nafta es 0,00025 m².°C/W y 0,00035 m².°C/W para el agua de mar. Los resultados obtenidos para este caso de estudio, se presentan en las Tablas 25 y 26, para el método Kern y el método de Bell & Delaware, respectivamente.

Como puede observarse, las desviaciones de la tabla 25 para el método Kern, continúan mostrando los resultados dentro margen de error, donde el diámetro de la carcasa y la caída de presión en el lado de la carcasa tienen los valores más altos con un 14 y un 17 % de desviación respectivamente, mientras que las demás variables mantienen su porcentaje de error por debajo del 10 %. Una de las causas que pudiera estar causando el

error en la caída de presión es el espaciado y el corte de los deflectores, ya que para este caso particular el corte considerado del deflector es del 17 %, mientras que para el método Kern, los cálculos son realizados en base a un 25 % de corte de los deflectores, parámetro con el que pudiera ajustarse el cálculo de la caída presión para que siempre caiga dentro del rango permisible.

Tabla 25. Resultados del intercambiador 33-E-118 (Cardón), utilizando el método Kern.

Variable	Unidades	Valor HEMAT	Valor Referencia	% Desviación
Temperatura de salida del fluido frío	K	309,73	309,75	< 1
Coefficiente global limpio	W/m ² .K	1078	1168	7,7
Diámetro de la carcasa	m	0,463	0,539	14,2
Número de tubos	adim	156	150	4
Caída de presión en la carcasa	Pa	4,90E+04	6,00E+04	17,6
Caída de presión en los tubos	Pa	5,20E+04	5,00E+04	4,4

Tabla 26. Resultados del intercambiador 33-E-118 (Cardón), por Bell & Delaware.

Variable	Unidades	Valor HEMAT	Valor Referencia	% Desviación
Coefficiente global limpio	W/m ² .K	1006	1168	13,8
Diámetro de la carcasa	m	0,489	0,539	9,4
Número de tubos	adim	152	150	1,3
Caída de presión en la carcasa	Pa	3,20E+04	6,00E+04	46,5
Caída de presión en los tubos	Pa	5,10E+04	5,00E+04	1,5

Por otro lado, en la Tabla 26 se puede notar nuevamente una gran desviación en la caída de presión del lado de la carcasa, cuyo error supera el 45 % en esta oportunidad. Así mismo, se observa que el coeficiente global limpio alcanza una desviación del 13 %. Una de las posibles causas de estas desviaciones, provenga del cálculo y estimación de las

propiedades físicas, las cuales son determinadas para cada una de éstas, por una ecuación general, que representa sólo una aproximación de estas propiedades. Así mismo, se sabe también que las correlaciones empleadas para estimar los coeficientes de transferencia de calor, tienen un error asociado según la bibliografía [KERN, 1997], y pudiera estar influyendo también en los resultados. El resto de las variables muestra valores de desviación aceptables que no generan ningún tipo de problema ni particularidad.

El cuarto y último caso de estudio para este tipo de intercambiadores, corresponde también a una hoja de especificaciones de un intercambiador real, que también opera en la Refinería de Cardón y su “tag number” es el 33-E-102, y cuya diferencia principal radica en el hecho de que sus fluidos son gases, por lo que sus resultados serán solo aproximaciones debido a las razones ya explicadas anteriormente respecto al uso de gases.

Este intercambiador enfría una corriente de 26,45 Kg/s de HHPS Vapor desde 225 hasta 205 °C , con otra corriente de gas combinado de 9,18 Kg/s, la cual se calienta desde 86 hasta 131 °C. Los factores de obstrucción son: 0,00017 para la corriente de gas combinado, y 0,00025 para la corriente de HHPS Vapor. Los resultados obtenidos, se presentan en la Tabla 27 para el método de Kern, y en la Tabla 28, podrán ser apreciados los resultados derivados del método de Bell & Delaware.

Tabla 27. Resultados del intercambiador 33-E-102 (Cardón), utilizando el método Kern.

Variable	Unidades	Valor HEMAT	Valor Referencia	% Desviación
Temperatura de salida del fluido frío	K	399	404	1,3
Coeficiente global limpio	W/m ² .K	1855	1920	3,4
Diámetro de la carcasa	m	0,712	0,838	15,1
Número de tubos	adim	110	95	15,8
Caída de presión en la carcasa	Pa	2,50E+04	3,00E+04	15,1
Caída de presión en los tubos	Pa	3,90E+04	3,00E+04	17,4

En este último caso de estudio, se observan desviaciones considerables en los dos métodos utilizados, donde el rango de error se encuentra entre un 15 y un 20 %. En los resultados del método Kern, mostrados en la tabla 27, se observa que las desviaciones en casi todas las variables supera el 10 %, causa que puede ser originada por el hecho de estar trabajando con gases y no tener ningún modelo termodinámico para el estudio de las propiedades de los mismos, además de considerar los otros posibles errores explicados en los casos anteriores. Otro de los factores que puede estar causando alguna desviación, es que el corte del deflector empleado es del 20 %, y los cálculos para el método Kern son solo para cortes del 25 % en los deflectores.

Tabla 28. Resultados del intercambiador 33-E-102 (Cardón), por Bell & Delaware.

Variable	Unidades	Valor HEMAT	Valor Referencia	% Desviación
Coefficiente global limpio	W/m ² .K	2243	1920	16,9
Diámetro de la carcasa	m	0,785	0,838	6,3
Número de tubos	adim	112	95	17,9
Caída de presión en la carcasa	Pa	4,10E+04	3,00E+04	35,8
Caída de presión en los tubos	Pa	3,90E+04	3,00E+04	18,9

Por último, tenemos que en la Tabla 28 las desviaciones obtenidas también superan el 10 %, siendo nuevamente la caída de presión en el lado de la carcasa el único valor que se sale del margen de los errores establecidos (20%), llegando a un 35 % de desviación, la cual pudo ser originada por tratarse de gases, o que el corte de los deflectores no es el adecuado, además de las mismas razones ya explicadas en los casos anteriores, por lo que se debe buscar más información relativa a este método, que permita deducir cuál es la constante correcta que se debe utilizar en estas ecuaciones, a fin de dimensionar de manera correcta esta variable.

En conclusión, los dos métodos aplicados para el diseño y evaluación de intercambiadores de carcasa y tubo, en líneas generales mostraron resultados satisfactorios, los cuales han servido de soporte para realizar una buena validación de este programa.

V.5.3. INTERCAMBIADORES DE PLACAS

Los intercambiadores de placas son los intercambiadores más modernos de la actualidad, ya que los mismos proporcionan grandes áreas de intercambio de calor en espacios físicos relativamente pequeños. El diseño y evaluación de este equipo se basó principalmente en el modelo utilizado por Chester & Jensen, cuyo uso está limitado al hecho de que se deben conocer completamente las características del modelo de la placa a estudiar, para la obtención de los resultados^[BOUNAPANE, 1963].

No obstante, el análisis para este método se realizó en función de los datos bibliográficos desarrollados para este modelo, además de estudiar una hoja de especificaciones (data sheet) de un intercambiador real cuyo “tag number” es el 33-E-127 que opera también en la Refinería de Cardón.

Las variables a estudiar en estos intercambiadores, serán los coeficientes globales de transferencia de calor, la variable incógnita del balance de energía y el número de placas obtenido para uno de los casos que se estudien, tanto para arreglos de flujo en serie, como para arreglos de flujo tipo lazo. El modelo de placa a utilizar será el propuesto para la validación de este modelo, cuyas características y valores fueron citadas en la sección de revisión bibliográfica, específicamente en la tabla 3 ^[BUONOPANE, 1.963].

Para el modelo desarrollado por Chester & Jensen se estudiaron tres casos para arreglo de flujo en serie y tres casos para arreglo de flujo tipo lazo, los cuales se describirán a continuación.

Para arreglos de flujo tipo lazo, el primer caso de estudio describe un intercambiador de placas, en el cual se quieren enfriar 5924 lb/h de agua de proceso, desde 191 hasta 132,6 °F, mediante 5945 lb/h de agua de enfriamiento que se calienta desde 61,1 hasta 120 °F. Para este caso se dejó como variable incógnita la temperatura de salida del fluido frío_[BUONOPANE, 1.963].

Posteriormente, el siguiente caso es el mismo intercambiador, sólo que en esta ocasión el flujo para el fluido caliente es de 6771 lb/h y el del fluido frío es de 4941 lb/h, mientras que las temperaturas de entrada y salida para el fluido caliente son 182,9 y 128,4 °F respectivamente, y las temperaturas de entrada y salida para el fluido frío son 55 y 130,4 °F. En esta oportunidad la variable incógnita del balance de energía es el flujo másico del fluido caliente_[BUONOPANE, 1.963].

Para el último caso de estudio, el flujo del fluido caliente es de 6994 lb/h y 7036 lb/h para el fluido frío, mientras que las temperaturas de entrada y salida para el fluido caliente son 169,8 y 113,9 °F respectivamente y, 63,0 y 118,9 °F para el fluido frío, siendo la temperatura de salida del fluido caliente la variable incógnita a calcular_[BUONOPANE, 1.963].

Los resultados obtenidos para estos tres casos se muestran en la Tabla 29:

Tabla 29. Resultados para flujos con arreglos tipo lazo_[BUONOPANE, 1.963].

Arreglo de flujo: Tipo Lazo					
Caso	Variable	Unidades	Valor HEMAT	Valor Referencia	% Desviación
1	Temp. de salida del fluido frío	°F	120	120	< 1
	Número de placas	adim	4	5	20
2	Flujo másico del fluido caliente	Lb/h	6767	6771	< 1
	Número de placas	adim	6	7	16,6
3	Temp. de salida del fluido caliente	°F	114,0	113,9	< 1
	Número de placas	adim	9	10	10

Los resultados obtenidos para este tipo de arreglo son bastante aceptables, ya que los mismos se encuentran ubicados dentro de los márgenes de error permisible. Se puede observar también que las desviaciones para las variables del balance de energía son todas menores del 1 %, mientras que el número de placas obtenido para cada caso fue siempre una placa menos que la del resultado teórico, donde el error pudiera adjudicarse al uso de las cifras significativas en el modelo de cálculo, así como el cálculo aproximado de las propiedades físicas de los fluidos, a través de ecuaciones generales, que aunque sean buenas aproximaciones, no garantizan que los resultados sean los más exactos, además de que los ejemplos utilizados no emplean correlaciones para estimar estas propiedades, si no que utilizan valores constantes.

Para configuraciones de flujo en serie, se realizó un estudio análogo al anterior y para el mismo intercambiador, donde las condiciones de proceso son las siguientes:

Para el primer caso los flujos máscicos del fluido caliente y frío son 3438 y 3394 lb/h respectivamente, mientras que las temperaturas de entrada y salida para el fluido caliente son 167,4 y 84,4 °F respectivamente y, 56,6 y 139,4 °F para el fluido frío. La variable incógnita es la temperatura de salida del fluido frío.

El segundo caso, los flujos son 4606 y 2245 lb/h para el fluido caliente y frío respectivamente, las temperaturas de entrada y salida del fluido caliente son 178,5 y 120,1 °F, mientras que las temperaturas de entrada y salida del fluido frío son 55,5 y 174 °F respectivamente. La variable incógnita en esta oportunidad será el flujo máscico del fluido caliente.

Para el último caso, se tienen 2682 y 2617 lb/h como los flujos de los fluidos caliente y frío, 179,3 y 77,5 °F las temperaturas de entrada y salida del fluido caliente y 58 y 161,1 °F las temperaturas de entrada del fluido frío respectivamente. La variable incógnita para este caso será la temperatura de salida del fluido caliente. Los resultados obtenidos para esta configuración de flujo, se muestran en la Tabla 30.

Se puede observar claramente que los resultados que se derivan de la Tabla 30, en comparación con los resultados de la Tabla 29, también son bastante aceptables, y las desviaciones, a excepción del número de placas del caso 2, son todas menores al 10 %. Los errores producidos en el cálculo del número de placas, se deben principalmente a que la gráfica del factor de corrección para intercambiadores de placa, que se encuentra en el Apéndice 15, tuvo que ser ajustada en Excel, donde los puntos para la misma fueron obtenidos manualmente, lo que origina un error de apreciación que pudiera estar influyendo en el resultado de los cálculos, al igual que la estimación de las propiedades físicas de los ambos fluidos.

Tabla 30. Resultados para flujos con arreglos en serie.

Arreglo de flujo: Serie					
Caso	Variable	Unidades	Valor HEMAT	Valor Referencia	% Desviación
1	Temp. de salida del fluido frío	°F	141,5	139,4	1,5
	Número de placas	adim	9	10	10
2	Flujo másico del fluido caliente	Lb/h	4510	4606	2,1
	Número de placas	adim	12	14	14,3
3	Temp. de salida del fluido caliente	°F	79,7	77,5	2,8
	Número de placas	adim	16	17	5,9

El último caso de estudio es una hoja de especificación (data sheet), procedente de la Refinería de Cardón y cuyo “tag name” es 33-E-127, en donde sólo se estudian las variables del balance de energía y los coeficientes globales de transferencia de calor, debido a que en la misma no se especifican las características completas del modelo de la placa de este intercambiador, por lo que no se puede aplicar el método en su totalidad, lo que limitará mucho su uso en casos donde no se conozcan completamente tales características.

En el intercambiador se desean enfriar 19,16 Kg/s de un fluido refrigerante desde 47,1 °C hasta 41 °C, mediante 13,06 Kg/s de agua de mar que se calienta desde 31 °C hasta

40,3 °C. El factor de ensuciamiento total es de 0,0003 m².°C/W. Los resultados obtenidos, se presentan en la Tabla 31.

Tabla 31. Resultados del intercambiador 33-E-127 (Cardón).

Variable	Unidades	Valor HEMAT	Valor Referencia	% Desviación
Temperatura media logarítmica	K	8,3	8,3	< 1
Calor transferido	W	878323	882000	1,1
Coefficiente global limpio	W/m ² .K	7070	7149	1,1
Coefficiente global sucio	W/m ² .K	3679	3450	6,6

Una vez más, los resultados son satisfactorios, ya que los porcentajes de desviación en esta oportunidad son menores al 10 %, concluyendo de esta manera que este método es aplicable y válido siempre y cuando se conozcan las características de la placa que se esté empleando en el intercambiador a utilizar.

Cuando se conocen todas las características de un intercambiador ya construido, y se desean saber cuáles son las condiciones de salida, se selecciona dentro del programa la opción de evaluación. Esta sección se basa en encontrar las temperaturas de salida del intercambiador, a partir de las condiciones de entrada y la geometría del intercambiador, ya que este está construido. Todo esto con la finalidad de analizar si este equipo está operando de acuerdo al diseño y decidir cuales pudieran ser los cambios al variar alguna de sus condiciones de entrada.

La validación de esta sección se realizó a partir de los ejemplos utilizados en la sección de diseño, los cuales serán descritos a continuación.

El procedimiento de evaluación se inicia suponiendo que no se conocen las temperaturas de salida de los dos corrientes del intercambiador. Se debe suponer una de estas temperaturas y calcular la otra por el balance de energía. Una vez realizados estos cálculos, se utilizan los mismos procedimientos utilizados en la sección de diseño,

dependiendo del tipo de intercambiador seleccionado, variando solamente la secuencia de cálculos del ciclo iterativo. En este caso, se compara el valor del coeficiente global calculado a partir de la suposición de la temperatura de salida, con el coeficiente global obtenido una vez realizados los cálculos del intercambiador. Si la diferencia de estos dos valores es mayor a una tolerancia fijada, entonces hay que suponer otro valor de temperatura de salida y reiniciar todo el proceso de cálculo, hasta que la diferencia entre estos valores esté dentro del margen establecido.

Para los intercambiadores de doble tubo, se seleccionó el ejemplo 6.1 del Kern (empleado en la sección de diseño), cuyos resultados se presentan en la Tabla 32.

Tabla 32. Ejemplo 6.1 del Kern (Evaluación) [KERN, 1997].

Variable	Unidades	Valor Referencia		
Temperatura de entrada fluido caliente	°F	160		
Temperatura de entrada fluido frío	°F	80		
Flujo másico fluido caliente	lb/h	6330		
Flujo másico fluido frío	lb/h	9280		
Área total de transferencia de calor	pie ²	50,5		
Longitud requerida	pie	116		
Variable	Unidades	Valor HEMAT	Valor Referencia	% Desviación
Temperatura de salida supuesta ($T_2 = 90$, en este caso)	°F	99,2	100,0	< 1
Temperatura de salida a partir del balance de energía (t_2)	°F	120,6	120,0	< 1
Coeficiente individual interno	BTU/h.pie ² .°F	294	276	6,5
Coeficiente individual externo	BTU/h.pie ² .°F	324	323	< 1
Coeficiente global limpio	BTU/h.pie ² .°F	158	149	6,0
Coeficiente global sucio	BTU/h.pie ² .°F	120	115	4,4
Caída de presión en el ánulo	psi	9,7	9,2	5,4
Caída de presión en el tubo interior	psi	3,2	3,2	< 1

Los resultados obtenidos en la Tabla 32 reflejan que las desviaciones son todas inferiores al 7 %, siendo la más alta la del coeficiente individual interno, cuyo error se le atribuye principalmente a que este coeficiente es calculado a través de correlaciones empíricas que tienen errores asociados hasta del 20 %, mientras que el método Kern emplea gráficas para la determinación de esta variable.

Para los intercambiadores de carcasa y tubo, se seleccionó el ejemplo 7.4 del Kern (empleado en la sección de diseño), obteniendo los siguientes resultados presentados en las Tablas 33 y 34 para el método Kern y para el método Bell & Delaware respectivamente.

Tabla 33. Ejemplo 7.4 del Kern (Evaluación) para el método Kern [KERN, 1997].

Variable	Unidades	Valor Referencia		
Temperatura de entrada fluido caliente	°F	93		
Temperatura de entrada fluido frío	°F	75		
Flujo másico fluido caliente	lb/h	175000		
Flujo másico fluido frío	lb/h	280000		
Área total de transferencia de calor	pie ²	502		
Variable	Unidades	Valor HEMAT	Valor Referencia	% Desviación
Temperatura de salida supuesta (T ₂ = 90, en este caso)	°F	85,2	85,0	< 1
Temperatura de salida a partir del balance de energía (t ₂)	°F	79,9	80,0	< 1
Coeficiente individual interno	BTU/h.pie ² .°F	1296	1155	12,2
Coeficiente individual externo	BTU/h.pie ² .°F	1040	1010	3,0
Coeficiente global limpio	BTU/h.pie ² .°F	496	537	7,6
Coeficiente global sucio	BTU/h.pie ² .°F	249	259	3,9
Caída de presión en la carcasa	psi	8,0	7,7	3,9
Caída de presión en los tubos	psi	6,3	7,5	16,0

Tabla 34. Ejemplo 7.4 del Kern (Evaluación) para el método Bell & Delaware [KERN, 1997].

Variable	Unidades	Valor Referencia		
Temperatura de entrada fluido caliente	°F	93		
Temperatura de entrada fluido frío	°F	75		
Flujo másico fluido caliente	lb/h	175000		
Flujo másico fluido frío	lb/h	280000		
Área total de transferencia de calor	pie ²	502		
Variable	Unidades	Valor HEMAT	Valor Referencia	% Desviación
Temperatura de salida supuesta (T ₂ = 90, en este caso)	°F	85,2	85,0	< 1
Temperatura de salida a partir del balance de energía (t ₂)	°F	79,9	80,0	< 1
Coefficiente individual interno	BTU/h.pie ² .°F	1260	1155	9,1
Coefficiente individual externo	BTU/h.pie ² .°F	1064	1010	5,3
Coefficiente global limpio	BTU/h.pie ² .°F	495	537	7,8
Coefficiente global sucio	BTU/h.pie ² .°F	250	259	3,5
Caída de presión en la carcasa	psi	8,4	7,7	9,1
Caída de presión en los tubos	psi	6,3	7,5	16,0

Como puede observarse los resultados obtenidos por ambos métodos son satisfactorios, ya que las desviaciones en ambos son menores al error establecido (del 20%). Las desviaciones más altas, correspondieron en este caso para las caídas de presión en las tuberías y los coeficientes individuales internos, cuyos errores pueden estar siendo ocasionados por las mismas razones comentadas en la sección de diseño para estas variables.

Por último, para los intercambiadores de placas, se seleccionó el ejemplo del método Chester & Jensen, estudiando uno de los casos que éste presenta. Los resultados obtenidos se presentan en la Tabla 35.

Tabla 35. Ejemplo del método Chester & Jensen (Evaluación) [BUONOPANE, 1.963].

Flujo en Serie				
Variable	Unidades	Valor Referencia		
Temperatura de entrada fluido caliente	°F	179,3		
Temperatura de entrada fluido frío	°F	58		
Flujo másico fluido caliente	lb/h	2682		
Flujo másico fluido frío	lb/h	2617		
Área total de transferencia de calor	pie ²	20,66		
Variable	Unidades	Valor HEMAT	Valor Referencia	% Desviación
Temperatura de salida supuesta (T ₂ = 80, en este caso)	°F	74,9	77,5	3,4
Temperatura de salida a partir del balance de energía (t ₂)	°F	166,1	161,1	3,1

Los resultados obtenidos presentan desviaciones por debajo del 4 %, para las temperaturas de salida calculadas, por lo que el método de evaluación para este intercambiador es aplicable. Las variables restantes no se evaluaron, ya que los datos de la bibliografía suministrada no las consideran [BUONOPANE, 1.963].

En conclusión se tiene, que el modo de evaluación es aplicable a estos tres tipos de intercambiadores, al igual que el modo de diseño realizado para los mismos, por lo que el programa es perfectamente válido para el diseño y para la evaluación de intercambiadores de calor.

VI. CONCLUSIONES

Una vez realizado este Trabajo Especial de Grado se pueden establecer las siguientes conclusiones:

- El programa HEMAT 1.1 permite diseñar y evaluar intercambiadores de calor en un ambiente totalmente amigable y flexible con el usuario

- El uso de HEMAT 1.1 está orientado principalmente hacia el área de la docencia, en específico en el área de la asignatura Transferencia de Calor.

- El método Kern para el diseño de intercambiadores de doble tubo es satisfactorio, obteniéndose desviaciones menores del 10 % en la mayoría de los casos estudiados.

- El método Kern para el diseño y evaluación de intercambiadores de carcasa y tubo es satisfactorio, obteniéndose desviaciones entre un 5% y un 15%, que se encuentran dentro del margen de error permisible.

- El método Bell & Delaware para el diseño y evaluación de intercambiadores de carcasa y tubo es satisfactorio para el cálculo del coeficiente individual del lado de la carcasa, reportando desviaciones, que en comparación con el método Kern son menores del 10%.

- La caída de presión del método Bell & Delaware reportaron altas desviaciones, comparadas con el método Kern.

- El método Bell & Delaware y el método Kern para intercambiadores de carcasa y tubo, generan errores asociados por la obtención de los datos de cada una de las gráficas que estos métodos emplean.

- El método Chester & Jensen para el diseño y evaluación de intercambiadores de placas es satisfactorio pero limitado al conocimiento de todas las características de la placa.

- Los ajustes realizados para todas las gráficas en Excel obtuvieron buenas correlaciones, pero de igual manera existe un error asociado que proviene de seleccionar los puntos de cada una de estas gráficas manualmente.

- Los dos métodos utilizados para el diseño y evaluación de los intercambiadores de carcasa y tubo, permiten establecer comparaciones entre los mismos..

- El módulo de cálculo paso a paso desarrollado en el programa sirve de herramienta para el estudio detallado de los intercambiadores de calor.

- Las variables con desviaciones más notables son las caídas de presión.

- Los tres métodos utilizados para el diseño y la evaluación de intercambiadores de calor, son perfectamente aplicables y sus resultados son confiables.

VII. RECOMENDACIONES

A continuación se plantean una serie de recomendaciones con la finalidad de mejorar en futuros proyectos los resultados obtenidos en el presente trabajo:

- Implementar un módulo que permita el estudio termodinámico de los fluidos, con la finalidad de obtener resultados satisfactorios al momento de trabajar con fluidos gaseosos.

- Adicionar dentro del menú de opciones del programa, una opción que le permita al usuario trabajar con intercambiadores de calor en serie y en paralelo, con el fin de estudiar este comportamiento.

- En cuanto al uso del programa, se recomienda verificar bien los datos antes de introducirlos, de manera de evitar errores en los resultados y por ende tener que reiniciar el programa.

- Anexar al programa otros métodos para el cálculo de estos intercambiadores, a fin de establecer comparaciones entre los mismos y así poder saber de donde se derivan las variaciones.

- Implementar las ecuaciones y procedimientos necesarios para el diseño y evaluación de los intercambiadores estudiados, pero con cambio de fase.

- Investigar y verificar las constantes utilizadas para el cálculo de la caída de presión en el método de Bell & Delaware, con la finalidad de poder establecer la constante correcta para realizar este cálculo.

- Para los intercambiadores de placas, se recomienda investigar acerca de las características de las placas, con el fin de obtener mayor información de las mismas y de esta manera aumentar la base de datos que ya se tiene.

- Realizar proyectos que fomenten el uso de la programación en la Escuela de Ingeniería Química, como una herramienta más que ayude a resolver los problemas que se puedan presentar en la enseñanza de las diversas asignaturas.

VIII. BIBLIOGRAFÍA CITADA

ALARCÓN, G., “Diseño Computarizado de Intercambiadores de Calor bajo ambiente Windows”, Trabajo Especial de Grado,UCV, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Química, Caracas, 2000.

ALARCÓN G. y R. Sciamanna, “Diseño Computarizado de Intercambiadores de Calor bajo ambiente Windows”, Ciencia e Ingeniería, (SIN 1316-7081), Facultad de Ingeniería-ULA, Mérida, Venezuela, Vol. 22, N° 2, 2001, pp. 21-25.

APV Crepado inc., “Heat Transfer Handbook”, fourth edition.

BRIGGS, D., *et al.*, “How to design finned-tube heat exchangers”, Chemical Engineering Progress, Vol.59/No.11 pp 49-59, Noviembre 1963.

BUONAPANE R., *et al.*, “Heat transfer design method for plate heat exchangers”, Chemical Engineering Progress, Vol.59/No.7 pp 57-61, Julio 1963.

DE ABREU, C., “Evaluación del Sistema de Evaporación de la Planta de Ácido Fosfórico del Complejo Petroquímico Morón”, Trabajo Especial de Grado, Universidad Central de Venezuela, Escuela de Ingeniería Química, Caracas, 1998.

HERRERA, J., “Diseño de Cambiador de Calor de Tubos y Envolverte”; Curso de Diseño de Equipos, Instituto Politécnico Nacional, México, 1975, 207 pp.

INCROPERA, F.; DE WITT D., “Fundamentos de Transferencia de Calor”, Editorial Prentice Hall, cuarta edición, México, 1996, 886 pp.

KARLEKAR, B.; DESMOND, R., “Transferencia de Calor”, Editorial Interamericana, segunda edición, México, 1985, 788 pp.

KERN, Donald Q., "Procesos de Transferencia de Calor", Editorial Continental s.a., vigésima octava edición, México, 1997, 980 pp.

KREITH, F; BOHN, M., "Principios de Transferencia de Calor", Herrero Hermanos, Sucesores s.a., primera edición en español, México, 2001, 672 pp.

MILLS, Anthony F., "Transferencia de Calor", McGraw Hill Editores, España, 1997, 932 pp.

MOTT, Robert, "Mecánica de fluidos aplicada", Editorial Pretice Hall, cuarta edición, México, 1996, 580 pp.

PDVSA, "Manual de Diseño de Proceso", Transferencia de Calor, Intercambiadores de Calor, 1995.

PERRY, Robert H., "Manual del Ingeniero Químico", McGraw Hill Editores, sexta edición (tercera edición en español), México, 1995, Tomo III.

WALAS, Stanley M., "Chemical Process Equipment, Selection and Design", Butterworth-Heinimann, United States of America, 1990, 755 pp.

WELTY, James R., "Transferencia de Calor Aplicada a la Ingeniería", Editorial Limusa, México, 1996, 545 pp

IX. BIBLIOGRAFÍA CONSULTADA

ALFA LAVAL COMPANY, site: www.alfalaval.com, 2001.

APV IMPROVING PROCESS PROFITABILITY, site: www.apv.com, 2002.

BOWMAN, Jeff, “Quick design and evaluation: Heat Exchangers”, Chemical Engineering, Julio 1990, pp 92-99.

BRANAN, Carl R., “Soluciones Prácticas para el Ingeniero Químico”, McGraw Hill Editores, segunda edición, 2000, 418 pp.

CALDERAS DE VAPOR CERNEY S.A., site: www.cerney.es, 2001.

CHEM SEAL C.A., site: www.chemseal.com.ve, 2001.

CHEMOFFICE C.A., site: www.chemoffice.com, 2002.

CONAIRE C.A., site: www.conaire.com, 2001.

CRANE, “Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías”, Mc Graw-Hill Editores, México, 1995, 210 pp A-4.

CRIOTEC REFRIGERACIONES C.A., site: www.criotec.net, 2001.

FERNÁNDEZ D., José F., “Evaluación económica de la cadena de producción de clorovinilos del complejo petroquímico el tablazo”, UCV, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Química, Caracas, 1999.

FOUST, Wenzel, Mauss y Andersen, “Principios de Operaciones Unitarias”, Editorial CECSA, México, 1969, 690 pp.

GARCÍA, F., “Desarrollo de un Procedimiento de Cálculo para el Diseño y Evaluación Térmica de Intercambiadores de Calor del tipo Carcasa y Haz de Tubos”, Trabajo Especial de Grado, Universidad Central de Venezuela, Escuela de Ingeniería Mecánica, Caracas, 1992.

HOLMAN, J.P., “Transferencia de Calor”, McGraw Hill Editores, octavo edición (1era en español), España, 1998, 484 pp.

IDD PROCESS & PACKAGING, INC., site: www.iddeas.com, 2001.

INDUSTRIAL SOLUTIONS COMPANY, site: www.rightsolutionindustrial.com, 2001.

INFORMATION MANAGEMENT CONSULTANTS, INC., site: www.imc.com, 2001.

KERNER, Jeff, “Sizing plate heat exchangers”, Chemical Engineering, Noviembre 1993, pp 177-179.

LAWRY, F., “Plate-type Heat Exchangers”, Chemical Engineering, Junio 29, 1959, pp 89-94.

LEVENSPIEL, O., “Flujo de Fluidos e Intercambio de Calor”, Editorial Reverté, Barcelona, España, 1998, 373 pp.

Manual de Instrucciones de Intercambiador de Placas Paraflow, APV Crepaco Inc.

MARRIOT, J., “Where and how to use plate heat exchangers”, Chemical Engineering, Abril 5, 1971, pp 127-134.

Paraflow Plate Heat Exchangers for chemical & industrial applications, APV Crepaco Inc.

REID, R., Prausnitz, J. y Poling, B., "The properties of gases and liquids", cuarta edición, Mc Graw-Hill Editores, New York, 1987, 732 pp.

RUIZ, M., "Selección y Diseño Industrial de Intercambiadores de Calor", Instituto de Petrolquímica Aplicada, Universidad Politécnica de Barcelona, 1980, 305 pp.

USHER, J., "Evaluating Plate Heat Exchangers", Chemical Engineering, Febrero 23, 1970, pp 90-94.

VALENTINO, S. y Lezama, L., "Modelaje, simulación y control de un intercambiador de placas", UCV, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Química, 1998.

X.1. APÉNDICE 1.

Factores de corrección de temperatura media logarítmica [KERN, 1997].

Intercambiadores 1-2

X.1. APÉNDICE 1.

Factores de corrección de temperatura media logarítmica [KERN, 1997].

Intercambiadores 2-4

X.2. APÉNDICE 2.

Valores recomendados para la resistencia por ensuciamiento_[MILLS, 1997].

X.3. APÉNDICE 3.

Calores específicos de líquidos [KERN, 1997].

X.4. APÉNDICE 4.

Calor específico para gases a 1 atm [KERN, 1997].

X.5. APÉNDICE 5.

Factor F_c de temperatura calórica [KERN, 1997].

X.6. APÉNDICE 6.

Viscosidades de líquidos [KERN, 1997].

X.7. APÉNDICE 7.

Viscosidades de gases [KERN, 1997].

X.8. APÉNDICE 8:

Dimensiones de tuberías de acero IPS [KERN, 1997].

X.9. APÉNDICE 9.

Rugosidad, valores de diseño [MOTT, 1996].

X.10 APÉNDICE 10:

Diámetros de Carcasas y arreglos de tubos [WALAS, 1990].

X.11. APÉNDICE 11.

Datos de tubos para intercambiadores de calor [KERN, 1997].

X.12. APÉNDICE 12.

Arreglos y disposición de tubos en cuadro [KERN, 1997].

X.12 APÉNDICE 12.

Arreglos y disposiciones de tubos triangulares [KERN, 1997].

X.13. APÉNDICE 13.

Valores típicos de U_D para algunos fluidos_[BRANAN, 2000].

X.14 APÉNDICE 14.

Factor de Darcy para el lado de la carcasa_[KERN, 1997].

X.15. APÉNDICE 15.

Espaciamiento para configuraciones comunes de tubo [PERRY, 1995].

X.16. APÉNDICE 16.

Factor de corrección j_k para bancos de tubos ideales [PERRY, 1995].

X.17. APÉNDICE 17.

Factor de corrección j_c de la configuración de deflectores [PERRY, 1995].

X.18 APÉNDICE 18.

Factor de corrección j_t para los efectos de fuga en los deflectores [PERRY, 1995].

X.19. APÉNDICE 19.

Factor de corrección j_b para los efectos de desviación [PERRY, 1995].

X.20. APÉNDICE 20.

**Factor de corrección j_r para la acumulación de gradientes adversos de temperaturas
con números de Reynolds bajos [PERRY, 1995].**

X.21. APÉNDICE 21.

Factor de fricción f_k para arreglos triangulares [PERRY, 1995].

X.22. APÉNDICE 22.

Factor de fricción f_k para arreglos cuadrangulares [PERRY, 1995].

X.23. APÉNDICE 23.

Factor de corrección R_1 por efecto de la fuga de los deflectores [PERRY, 1995].

X.24. APÉNDICE 24.

Factor de corrección R_b para la desviación del haz de tubos [PERRY, 1995].

X.25. APÉNDICE 25.

**Factor de corrección para el diseño de intercambiadores con arreglos de
flujo en serie_[PERRY, 1995].**

X.26. APÉNDICE 26.

Modelos de hojas de especificación (Data Sheets).

X.27. APÉNDICE 27.

Modelos de hojas de especificación de HEMAT 1.1

