

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DESARROLLO DE UN PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA DISEÑO TÉRMICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CARCASA Y HAZ DE TUBOS CON CAMBIO DE FASE

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por las Bachilleres
Guimar A. Caraballo y
Jeniffer A. Sojo D.
para optar al Título de
Ingeniero Mecánico
EIM-UCV

Caracas, 2006

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DESARROLLO DE UN PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA DISEÑO TÉRMICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CARCASA Y HAZ DE TUBOS CON CAMBIO DE FASE

Tutor : **Francisco García**

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por las Bachilleres
Guimar A. Caraballo y
Jeniffer A. Sojo D.
para optar al Título de
Ingeniero Mecánico
EIM-UCV

Caracas, 2006

DEDICATORIA

A mi mejor amigo, el que ama mi alma ...

... A ti Jesucristo

Guimar Caraballo

A ese gran amigo: DIOS, por darme siempre todo el amor y cariño a través de mis seres queridos; por ser mi pedestal en cada segundo de mi vida, y por regalarme este tan hermoso regalo: LA VIDA.

Jeniffer Sojo

AGRADECIMIENTOS

A nuestros padres, por su constancia y dedicación, por su entrega sin reservas.

Al profesor Francisco García, por su apoyo y confianza. Al profesor Rafael Martí por sus sugerencias y recomendaciones.

A todos aquellos que de una u otra manera contribuyeron en la consecución de los objetivos de este trabajo especial de grado. A todos, gracias.

Caracas, 08 de noviembre de 2.006

ACTA

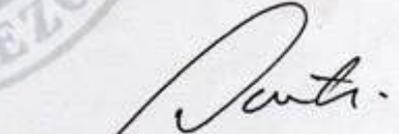
Los abajo firmantes, miembros del jurado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por las bachilleres: **GUIMAR CARABALLO y JENIFFER SOJO.**

"DESARROLLO DE UN PROCEDIMIENTO DE CALCULO PARA EL DISEÑO TERMICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CARCASA Y HAZ DE TUBOS CON CAMBIO DE FASE"

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudio conducente al Título de Ingeniero Mecánico.


Prof. **Rodolfo Berrios**
Jurado




Prof. **Alberto Fuentes**
Jurado


Prof. **Francisco García**
Tutor



Los suscritos, Miembros del Jurado Examinador designado por el Consejo de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Central de Venezuela, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por las bachilleres GUIMAR CARABALLO y JENIFFER SOJO, titulares de las Cédula de Identidad N° 13.697.332 y N° 16.465.838, respectivamente, el cual lleva por título:

“DESARROLLO DE UN PROCEDIMIENTO DE CALCULO PARA EL DISEÑO TERMICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CARCASA Y HAZ DE TUBOS CON CAMBIO DE FASE”

Decidimos conferirle una:

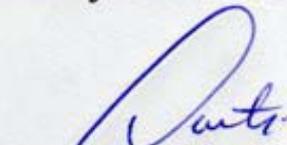
“MENCION HONORÍFICA”

En reconocimiento al esfuerzo realizado como estímulo a la actividad creativa demostrada en el transcurso de la elaboración de este Trabajo Especial de Grado, el cual constituye un aporte importante.

En fe de lo anteriormente expuesto se levanta la presente Acta en la ciudad de Caracas, a los diecisiete días del mes de noviembre del año dos mil seis, dejando constancia que, de acuerdo a la normativa vigente, actuó como Coordinador del Jurado Examinador el Prof. Francisco García.


Prof. Rodolfo Berrios
Jurado




Prof. Alberto Fuentes
Jurado


Prof. Francisco García
Coordinador

RESUMEN

Caraballo B. Guimar A., y Sojo D. Jeniffer A.

DESARROLLO DE UN PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA DISEÑO TÉRMICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CARCASA Y HAZ DE TUBOS CON CAMBIO DE FASE

Tutor Académico: Prof. Francisco García

**Tesis. Caracas, UCV. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica.
2006,152 págs**

Diseño térmico, Cambio de fase, Intercambiador de calor, Transferencia de calor

Se ha desarrollado un procedimiento de cálculo para el diseño térmico de intercambiadores de calor de carcasa y haz de tubos con cambio de fase, siguiendo los lineamientos de la norma TEMA (1999) y ASME PTC 12.1-2000, y tomando como patrones los procedimientos de Mendoza (2006).y de las prácticas de diseño de Exxon.

El procedimiento contempla el diseño térmico de condensadores y rehervidores de carcasa y tubos horizontales, en los cuales el cambio de fase ocurre sólo del lado de la carcasa. Para el caso de condensadores el fluido que se encuentra en la carcasa se limita a sustancias simples que entran y salen del intercambiador en estado de saturación, y para el caso de rehervidores se limita a sustancias simples o sustancias con estrecho rango de ebullición, que salen del intercambiador en estado de saturación, pudiendo entrar al mismo en estado de líquido saturado o en estado de líquido subenfriado.

Para facilitar los cálculos el procedimiento ha sido automatizado, a través de un lenguaje de fácil manejo, con un ambiente visual muy didáctico, y de código abierto, que recibe el nombre de Openoffice.org. Con el uso de este lenguaje no sólo se ha contribuido a la transición de software de código cerrado a software de código abierto, sino, que ha facilitado el proceso de integración del procedimiento de cálculo automatizado elaborado por Mendoza (2006) con el procedimiento automatizado correspondiente a este trabajo especial de grado. En este sentido se presenta un programa final en el cual el usuario tiene la opción para el diseño térmico de intercambiadores de calor de carcasa y haz de tubos con o sin cambio de fase.

ÍNDICE

DEDICATORIA	III
AGRADECIMIENTOS	IV
ACTA.....	V
MENCIÓN.....	VI
RESUMEN.....	VII
ÍNDICE	VIII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	X
ÍNDICE DE TABLAS	XII
ABREVIATURAS Y SÍMBOLOS.....	XIII
INTRODUCCIÓN	1
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	5
1.1 . OBJETIVOS	7
1.1.1 OBJETIVO GENERAL:.....	7
1.1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	7
2. MARCO TEÓRICO.....	10
2.1 PROCESO DE CONDENSACIÓN.....	12
2.2 PROCESO DE EBULLICIÓN	16
2.2.1. EBULLICIÓN EN MASA DE LÍQUIDO (POOL BOILING)	18
2.2.2 EBULLICIÓN POR CONVECCIÓN FORZADA INTERNA (FLOW BOILING).....	23
2.2.3 EBULLICIÓN POR CONVECCIÓN FORZADA EXTERNA O EBULLICIÓN DE PELÍCULA (FILM BOILING)	29
3. METODOLOGÍA	34
3.1. DEFINICIÓN DE VARIABLES DE ENTRADA Y SALIDA	37
3.2. ALGORITMO DE CÁLCULO.....	41
3.2.1 ALGORITMO DE CÁLCULO PARA EL DISEÑO TÉRMICO DE CONDENSADORES.....	41
3.2.2 ALGORITMO DE CÁLCULO PARA EL DISEÑO TÉRMICO DE REHERVIDORES	44
3.3. ELECCIÓN DEL LENGUAJE DE PROGRAMACIÓN	47
3.4. ESQUEMA DE LA PRESENTACIÓN FINAL	47
4. PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO	50
4.1. PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA EL DISEÑO TÉRMICO DE CONDENSADORES.....	50
4.2. PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA EL DISEÑO TÉRMICO DE REHERVIDORES	75
5. DESCRIPCIÓN Y ALCANCES DEL PROGRAMA	103
5.1. DESCRIPCIÓN DEL PROGRAMA	103
5.2. DETERMINACIÓN DE LOS INTERVALOS DE APLICACIÓN DE LAS DIFERENTES VARIABLES DE OPERACIÓN	116

5.3. LIMITACIONES	128
6. SÍNTESIS Y CONCLUSIONES	131
7. RECOMENDACIONES	134
BIBLIOGRAFÍA	135
ANEXOS	138

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.	Perfil de condensación vertical estudiado por Nusselt [Wolverine, 2001].	13
Figura 2.	Curva de ebullición del agua a 1 atmósfera. [Perry et al., 1992]	19
Figura 3.	Regiones de transferencia de calor y modelos de flujo en ebullición por convección forzada interna en tubo vertical [Mills, 1995].	26
Figura 4.	Patrones de flujo en ebullición por convección forzada interna en tubos horizontales. [Wolverine, 2001].	29
Figura 5.	Perfil de ebullición de película en una pared vertical [Mills, 1995].	30
Figura 6.	Ebullición de película en modo de gota y de columna de gota respectivamente [Wolverine, 2001].	31
Figura 7.	Ebullición de película en modo de Columna en línea y de columna alternada respectivamente [Wolverine, 2001].	31
Figura 8.	Ebullición de película en modo de hoja de columna y en modo de hoja respectivamente [Wolverine, 2001].	32
Figura 9.	Zonas del proceso de transferencia de calor con cambio de fase (Perfil Térmico) [ASME, 2000].	36
Figura 10.	Algoritmo de Cálculo para el Diseño térmico de Condensadores.	43
Figura 11.	Algoritmo de Cálculo para el Diseño Térmico de Rehervidores.	46
Figura 12.	Esquema de la Presentación Final	48
Figura 13.	Pantalla de entrada al procedimiento de cálculo automatizado	105
Figura 14.	Pantalla Principal del programa IC2.	106
Figura 15.	Pantalla principal del programa ICF	107
Figura 16.	Selección de ayudas.	108
Figura 17.	Presentación de ayuda seleccionada	109
Figura 18.	Mensaje de aviso indicando que el fluido no se encuentra en la base de datos	110
Figura 19.	Mensaje de aviso indicando que no se introdujo el valor de la temperatura	111
Figura 20.	Mensaje de aviso indicando que el valor de máxima caída de presión no se introdujo.	112
Figura 21.	Mensaje de aviso indicando que la caída de presión del lado de la carcasa se sale de los límites establecidos	113
Figura 22.	Mensaje de aviso indicando que la caída de presión del lado de los tubos se sale de los límites establecidos.	114
Figura 23.	Pantalla de presentación de resultados preliminares	115
Figura 24.	Pantalla de presentación de resultados y datos al detalle	116
Figura 25.	Variación de parámetros en función del factor de ensuciamiento del lado de la carcasa	118

Figura 26. Variación de parámetros en función del factor de ensuciamiento del lado de los tubos.....	119
Figura 27. Variación de parámetros en función de la longitud	120
Figura 28. Variación de parámetros en función de la rugosidad.....	121
Figura 29. Variación de parámetros en función del diámetro interno de la tubería..	122
Figura 30. Variación de parámetros en función de la distancia entre deflectores....	123
Figura 31. Variación de parámetros en función del factor de ensuciamiento del lado de los tubos.....	124
Figura 32. Variación de parámetros en función del factor de ensuciamiento del lado de la carcasa	125
Figura 33. Variación de parámetros en función de la rugosidad.....	126
Figura 34. Variación de parámetros en función del diámetro interno de la tubería..	127
Figura 35. Variación de parámetros en función de la longitud	128

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.	Definición de Variables de Entrada	37
Tabla 2	Definición de Variables de Salida.....	40

ABREVIATURAS Y SÍMBOLOS

A	Área de transferencia de calor
A_{min}	Área mínima permitida
A_s	Área de transferencia de calor para cada carcasa
B	Factor del diámetro del haz de tubos
B_2	Factor de caída de presión del lado de la carcasa
C	Factor del diámetro del haz de tubos
C_p	Calor específico a TMT
$C_{p_{pel}}$	Calor específico a T_{peli}
$C_{p_{sat}}$	Calor específico a TS_{sat}
DI	Diámetro interno del tubo
DO	Diámetro externo del tubo
DS	Diámetro interno de la carcasa
Dt	Diámetro del haz de tubos
$DTNI$	Diámetro interno de la boquilla de entrada
$DTNO$	Diámetro interno de la boquilla de salida
e	Rugosidad del tubo
f	Factor de fricción no isotérmico
FBT	Factor de corrección correspondiente al tipo de deflector
FF	Factor de corrección-carcasa tipo F
FJ	Factor de corrección-carcasa tipo J
Ft	Factor de corrección de la caída de presión - lado tubos
G	Velocidad másica

h_{fg}	Entalpía de vaporización
h_{fg}'	Entalpía de vaporización corregido
h_{io}	Coefficiente de película interno basado en el área de la superficie externa de los tubos
h_o	Coefficiente de película externo
h_l	Coefficiente de película para ebullición
h_{liq}	Entalpía del líquido a TS_{en}
h_{lsat}	Entalpía del líquido a TS_{sa}
h_{lisat}	Entalpía del líquido a TS_{sat}
h_s	Coefficiente de película para calor sensible
h_{vsat}	Entalpía del vapor a TS_{sat} o TS_{sa}
K	Conductividad térmica a TS_{sat}
K_1	Constante del límite del haz de tubos
K_2	Constante del límite del haz de tubos
K_3	Constante del límite del haz de tubos
K_n	Constante del límite del haz de tubos
K_e	Coefficiente de caída de presión - lado tubos
K_w	Conductividad térmica del material del tubo
K_{pel}	Conductividad térmica a T_{peli}
l	Espesor del tubo
L	Longitud del tubo
$LMTD$	Diferencias de temperatura media logarítmica
N	Número de tubos por paso
NB	Número de deflectores en una carcasa
Ns	Número de carcasas en serie
NTC	Número de tubos transversales a la línea central del haz

NTP	Número de pasos por tubo
NTT	Número de tubos en el haz
Nu	Número de Nusselt
Nu_{liso}	Número de Nusselt - tuberías lisas
Nu_{rug}	Número de Nusselt - tuberías rugosas
Pb	Distancia entre deflectores
PDS	Presión de diseño – lado carcasa
PDT	Presión de diseño – lado tubos
Pr	Número de Prandtl
Pt	Distancia entre centros de tubos
ΔP_e	Caída de presión por entrada a los tubos, por la expansión y por el cambio de dirección del flujo
ΔP_{fris}	Caída de presión debida a la fricción - lado carcasa
ΔP_n	Caída de presión en las boquillas - lado tubos
ΔP_{rs}	Caída de presión sin tomar en cuenta la fricción - lado carcasa
ΔP_s	Caída de presión total - lado carcasa
ΔP_t	Caída de presión debida a la fricción - lado tubos
$\Delta P_{t_{nm}}$	Caída de presión total - lado tubos
Q	Tasa de transferencia de calor
Q_s	Calor sensible transferido
Q_l	Calor latente transferido
Re	Número de Reynolds
Re_{car}	Número de Reynolds – lado carcasa
Re_ε	Número de Reynolds para tuberías rugosas
ri	Factor de incrustación – lado tubos
rio	Factor de incrustación interno referido al área de superficie externa

R_{io}	Resistencia de película interna a la transferencia de calor hacia el área externa
r_o	Factor de incrustación – lado carcasa
R_o	Resistencia de película externa a la transferencia de calor
r_w	Resistencia de la pared del tubo
S	Área de flujo entre los deflectores
t_1	Temperatura de entrada del fluido a ser calentado
T_1	Temperatura de entrada del fluido a ser enfriado
t_2	Temperatura de salida del fluido a ser calentado
T_2	Temperatura de salida del fluido a ser enfriado
TDT	Temperatura de diseño – lado tubos
TDS	Temperatura de diseño – lado carcasa
TMS	Temperatura media del fluido – lado carcasa
TMT	Temperatura media del fluido – lado tubos
T_{peli}	Temperatura de película del fluido que condensa
$TTsa$	Temperatura de salida del fluido – lado tubos
T_{sat}	Temperatura del fluido a ser condensado – lado carcasa
$TSen$	Temperatura de entrada del fluido – lado carcasa
$TSsa$	Temperatura de salida del fluido – lado carcasa
$TSsat$	Temperatura de saturación del fluido – lado carcasa
$Tten$	Temperatura de entrada del fluido – lado tubos
TW	Temperatura promedio de la pared del tubo
ΔT	Diferencia de temperatura
U_o	Coficiente global de transferencia de calor
$U_{o\ final}$	Coficiente global de transferencia de calor final
$U_{o\ max}$	Coficiente global máximo de transferencia de calor

U_{ox}	Coefficiente global de transferencia de calor – sin considerar el lado carcasa
$V1$	Factor que depende del tipo de arreglo
V_{car}	Velocidad del fluido – lado carcasa
V_{lisa}	Volumen del líquido saliendo – lado carcasa
V_n	Velocidad promedio del fluido en las boquillas – lado tubos
V_t	Velocidad del fluido – lado tubos
V_{ven}	Volumen del vapor entrando – lado carcasa
W_{deflec}	Ancho entre deflectores ¿o distancia?
w_e	Tasa de flujo másico de entrada – lado carcasa
w_s	Tasa de flujo másico – lado carcasa
w_t	Tasa de flujo másico – lado tubos
YSP	Factor de correlación para la caída de presión del lado de la carcasa
ρ	Densidad a TMT
ρ_{et}	Densidad a $Tten$
ρ_{lipel}	Densidad de líquido a $Tpeli$ – lado carcasa
ρ_{lisat}	Densidad de la película de líquido a $TSsat$
ρ_{pro}	Densidad promedio – lado carcasa
ρ_{st}	Densidad a $TTsa$
ρ_{vpel}	Densidad del vapor a $Tpeli$
ρ_{vsat}	Densidad del vapor a $TSsat$
μ	Viscosidad a TMT
μ_{et}	Viscosidad a $Tten$
μ_{pel}	Viscosidad a $Tpeli$
μ_{st}	Viscosidad a $TTsa$
μ_{TW}	Viscosidad a TW

φ Factor de corrección del gradiente de viscosidad

INTRODUCCIÓN

En los últimos años, la demanda de recursos energéticos ha crecido exponencialmente, de la mano con el desarrollo global, no así la cantidad de estos recursos. Esto ha traído como consecuencia un esfuerzo general de las industrias en la optimización de sus procesos y el aprovechamiento al máximo de la energía consumida. A menudo, la productividad de las plantas de operación y tratamiento está relacionada con la efectividad con la cual se utiliza y/o recupera el calor en determinados puntos del proceso. Es en este ámbito, que los intercambiadores de calor juegan un rol esencial.

Un intercambiador de calor es un dispositivo destinado a transferir energía térmica entre dos o más fluidos, a través de una superficie sólida o mediante el contacto directo de los fluidos, sin la utilización de calor o trabajo externo. Los fluidos pueden ser sustancias simples o mezclas. Las aplicaciones más comunes involucran el enfriamiento, calentamiento, evaporación o condensación de una corriente de fluido, y recuperación o re-inyección de calor en un sistema, destilar, fraccionar o controlar fluidos de proceso, entre otras.

En algunos intercambiadores de calor, los fluidos involucrados están en contacto directo, en otros, la transferencia de calor toma lugar a través de una pared que separa a los fluidos, denominada superficie de transferencia de calor. A los primeros se les denomina intercambiadores de calor de contacto directo, y a los siguientes, intercambiadores de de contacto indirecto. Entre estos, los intercambiadores de carcasa y haz de tubos son, los más comúnmente usados en las industrias de proceso. Este es el tipo de intercambiador que se utiliza frecuentemente en las refinerías. Es uno de los intercambiadores menos costosos, puede ser limpiado fácilmente y

aquellos componentes expuestos a averías (empacaduras y tubos) pueden ser reemplazados fácilmente.

Generalmente los intercambiadores de calor se diseñan para un servicio en específico, dependiendo de variables como las condiciones del proceso, costos, espacio, etc. Es por ello, que la labor de diseño es una actividad que se realiza con frecuencia. Para unas condiciones dadas, puede existir más de un diseño que cumpla con los requerimientos. Cuando esto ocurre, generalmente la base de la selección es el costo.

El procedimiento de diseño de la mayoría de los intercambiadores se basa en el ensayo y el error. Un arreglo preliminar es asumido y luego verificado, esto hace que la labor de diseño sea larga y lenta. Con el avance de las capacidades computacionales, el cálculo iterativo ha sido simplificado, y debe seguirse mejorando paulatinamente.

El objetivo principal de este trabajo consiste en el desarrollo de un algoritmo de cálculo para realizar el diseño térmico de intercambiadores de calor del tipo carcasa y haz de tubos que involucren cambio de fase, automatizado a través de un programa de computación. Esto con el objeto de mejorar los avances que se han hecho hasta la fecha, y actualizar los métodos de cálculo, con las nuevas correlaciones desarrolladas en lo que a transferencia de calor se refiere, además de ampliar la capacidad haciendo uso de las nuevas ventajas computacionales.

Como modelo para el diseño del algoritmo, se tomó el programa de Mendoza (2006), el cual al igual que este procedimiento fue automatizado con el programa de código libre Openoffice.org.Calc., escogido por ser de fácil manejo y tener un ambiente visual muy didáctico.

Debido a la extensa gama de posibilidades que existen en diseño de intercambiadores de calor de carcasa y haz de tubos, se debieron tomar ciertas decisiones que de una u otra forma constituyen limitaciones. En primer lugar el procedimiento contempla sólo condensadores y rehervidores horizontales, en donde ocurre el cambio de fase del lado de la carcasa. En segundo lugar, el fluido que sufre cambio de fase está restringido a sustancias simples y/o sustancias con un estrecho rango de ebullición. Por otro lado, sólo podrán ser diseñados condensadores con carcasa tipo E, F y J. y rehervidores tipo K (para ebullición en masa de líquido o en piscina)

Se espera que la presente herramienta sirva de eslabón entre los trabajos anteriores y futuras contribuciones, con la meta de la consolidación de un paquete completo que incluya los intercambiadores de calor de mayor relevancia en la industria.

Capítulo I

Planteamiento del Problema

Reseña:

En este capítulo se presenta una descripción detallada del problema en estudio, junto con los objetivos propuestos para resolverlo.

1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Los intercambiadores de calor son dispositivos ampliamente utilizados en diferentes tipos de industrias, particularmente en la industria petrolera y petroquímica. En los últimos años Petróleos de Venezuela S.A. (PDVSA) adelanta un agresivo plan de expansión de todas sus instalaciones con el fin de elevar la producción de manera significativa a mediano plazo, para satisfacer la creciente demanda a nivel mundial.

Sin embargo, el negocio petrolero es de alta competencia, las inversiones necesarias para construir o ampliar cualquier instalación son altas y la rentabilidad de estos proyectos es muy sensible a dicha inversión.

En este sentido es importante hacer un adecuado diseño y/o evaluación de todos los equipos que conforman una planta en la industria petrolera. En esta industria es de uso muy frecuente los intercambiadores de calor en los distintos procesos de producción.

Un intercambiador de calor es un dispositivo en el que se efectúa la transferencia de calor de un fluido a otro. El diseño apropiado de los intercambiadores de calor es muy importante ya que a menudo, la productividad de las plantas de operación y tratamiento está relacionada con la efectividad con la cual se utiliza y/o recupera el calor en determinados puntos del proceso

En el diseño de estos equipos están involucrados una gran cantidad de cálculos, que de realizarse en forma manual, se corre el riesgo de introducir errores humanos en esta tarea. Con la ayuda del computador se pueden minimizar estos errores y el tiempo invertido en realizar el diseño de estos equipos.

Generalmente los intercambiadores de calor se diseñan y construyen para un servicio específico, esto hace que el diseñador suministre una hoja de datos con todos los requisitos que este debe cumplir. Lo primero que debe definirse es el tipo de intercambiador que se va a utilizar. Cuando dos o más tipos pueden emplearse generalmente la base de la selección es el costo.

El uso de programas de computación especializados ayuda en gran medida a mejorar los procesos de diseño en todas sus etapas, por lo que en la Unidad Docente y de Investigación de Transferencia de Calor surge la iniciativa de continuar con el desarrollo de programas con amplia utilidad y de suficientes características como para hacerlos funcionales.

Actualmente se encuentran en el mercado paquetes de computación que permiten realizar el diseño y análisis térmico de intercambiadores de calor de carcasa y haz de tubos. El inconveniente de estos radica en sus altos costos y en la poca interacción que existe entre el usuario y el programa.

La revisión bibliográfica, refleja que no existe un programa automatizado para el diseño térmico de intercambiadores de calor de carcasa y haz de tubos, para fluidos con cambio de fase, que halla sido programado en código abierto para desarrollar una plataforma que permita ser expandida con facilidad e incorporar otros métodos de cálculo para el diseño térmico de otros tipos de intercambiadores. El problema planteado en este trabajo especial de grado es desarrollar un procedimiento de cálculo para el diseño térmico de intercambiadores de calor del tipo carcasa y haz tubos para fluidos con cambio de fase. Este procedimiento ha sido implantado por medio de un lenguaje de computación u hoja de cálculo diseñadas en programas de código abierto Openoffice.org Calc, que le permite al usuario tener una poderosa herramienta a nivel de computador personal que le facilita el acceso de datos y la

obtención de resultados de una manera amigable, rápida y con un alto nivel de veracidad.

Este trabajo representa para la Escuela de Ingeniería Mecánica un reconocimiento como institución formadora de profesionales, capacitados para responder a los retos que impone el mercado de trabajo, además de desarrollar una herramienta de cálculo para el diseño y evaluación térmica de intercambiadores de calor de carcasa y haz de tubos que puede ser modificada fácilmente para permitir el diseño de otros tipos de intercambiadores de calor.

1.1 . OBJETIVOS

1.1.1 OBJETIVO GENERAL:

Desarrollar un procedimiento de cálculo para el diseño térmico de intercambiadores de calor del tipo carcasa y haz tubos para fluidos con cambio de fase.

1.1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.

1. Identificar las normas relacionadas con el diseño térmico de intercambiadores de calor de carcasa y haz de tubos.
2. Seleccionar de la literatura técnica especializada las correlaciones comúnmente utilizadas para evaluar el coeficiente de transferencia de calor en flujo interno en tuberías y flujo sobre y/o a través de bancos de tubos.

3. Definir las variables de entrada y salida así como los requerimientos y restricciones de las diferentes correlaciones que conformarán el procedimiento de cálculo a desarrollar.
4. Desarrollar el procedimiento de cálculo para el diseño térmico.
5. Automatizar el procedimiento de cálculo desarrollado en los puntos precedentes por medio de una herramienta de cálculo simbólico, numérico y gráfico o un programa de computación.
6. Evaluar el procedimiento de cálculo automatizado implantado en el punto anterior.
7. Determinar los intervalos de aplicación de las principales variables de operación en los procedimientos de cálculo desarrollados.

Capítulo II

Marco Teórico

Reseña:

En este capítulo se presentan los fundamentos teóricos acerca de los procesos de condensación y ebullición, incluyendo algunas correlaciones comúnmente usadas para el cálculo de los coeficientes de película.

2. MARCO TEÓRICO

Los procesos de transferencia de calor para fluidos con cambio de fase que son tratados en este trabajo especial de grado, son los de evaporación y condensación, ambos de suma importancia en aplicaciones industriales tales como generación de potencia térmica y nuclear en plantas de vapor, refrigeración, refinación, transferencia de calor, y otras.

Un fluido puede existir como gas o líquido. El cambio de líquido a gas es ebullición, y el cambio de gas a líquido es condensación. Cuando se evapora o se condensa una masa determinada de un fluido, el cambio de energía en los dos procesos es idéntico. La velocidad a la que cualquiera de estos procesos puede realizarse es, sin embargo, inherentemente muy diferente. Generalmente, la ebullición es un fenómeno mucho más rápido que la condensación [Kern, 1999].

Los métodos de diseño térmico de un intercambiador de calor fueron fijados por las publicaciones de correlaciones y métodos de diversos investigadores en el área. Las ventajas, limitaciones, y aspectos teóricos, nos permiten clasificar los métodos de la siguiente manera [Pinto, 1990]:

- Los primeros desarrollos se basaron en el flujo sobre bancos de tubos ideales y fase única
- La aproximación integral, la cual reconoce el flujo cruzado entre los diafragmas, pero trata el problema básico sin tomar en consideración los efectos modificantes de las desviaciones y pérdidas.

- La aproximación analítica, basada en el método multicorriente de Tinker y su simplificación.
- El método de análisis de corrientes, el cual utiliza una rigurosa y reiterativa aproximación basada en el método de Tinker.
- El método de Delaware, el cual usa los principios expuestos por Tinker interpretando los aspectos básicos pero sin reiteraciones.
- El método de predicción numérica, aquí los cálculos son realizados basándose en la predicción del flujo en la carcasa resolviendo ecuaciones de flujo numéricamente, mediante una malla que se adapta a la carcasa. Si bien este método promete, es difícil de aplicar para casos complejos y para propósito de diseño no logra sustituir los métodos antes mencionados.

Al evaluar o diseñar cualquier tipo de intercambiador de calor, deben considerarse los balances de energía de los fluidos que intervienen en el proceso, posteriormente plantear la ecuación general para el diseño de intercambiadores de calor como se muestra en la Ecuación 1, la cual se obtiene a partir de un balance de calor desde un fluido al otro a través de las paredes que los contienen:

$$Q = U.A.F.\Delta T_{ln} \qquad \text{Ecuación 1}$$

Donde U es el coeficiente global de transferencia de calor, A es el área efectiva de intercambio térmico, ΔT_{ln} es la diferencia media logarítmica de temperatura y F es el factor de corrección debido al tipo de carcasa y número de ellas.

Una parte esencial en el análisis de cualquier intercambiador es la determinación del coeficiente global de transferencia de calor. Este coeficiente está definido en

términos de la resistencia térmica total a la transferencia de calor entre los fluidos y depende, entre otros términos, del coeficiente convectivo de transferencia de calor por convección.

Para el cálculo del coeficiente convectivo de transferencia de calor, existe un gran número de correlaciones las cuales se aplican y clasifican dependiendo del tipo de proceso (ebullición o condensación), y de la forma cómo éste se lleva a cabo.

2.1 PROCESO DE CONDENSACIÓN

En lo que respecta al proceso de condensación, el coeficiente de película está influido por la textura y la disposición (vertical u horizontal) de la superficie en la cual tiene lugar la condensación. A pesar de estas complicaciones aparentes, la condensación, es susceptible de un estudio matemático directo [Kern, 1999].

Nusselt desarrolló una teoría para el cálculo del coeficiente de transmisión de calor en los casos de condensación pura. Esto lo logró mediante un estudio matemático de los perfiles de condensación. En la Figura 1 se muestra el perfil de condensación vertical estudiado por Nusselt en 1916.

Posteriormente Colburn encontró valores más altos para estos coeficientes, corrigiendo adecuadamente la ecuación de Nusselt. Así en el año 1933 Colburn propuso la correlación que se muestra en la Ecuación 2.

$$Nu = 0,33 Re^{0,6} Pr^{0,3} \quad \text{Ecuación 2}$$

Donde:

Nu: Número de Nusselt

Re: Número de Reynolds

Pr: Número de Prandtl

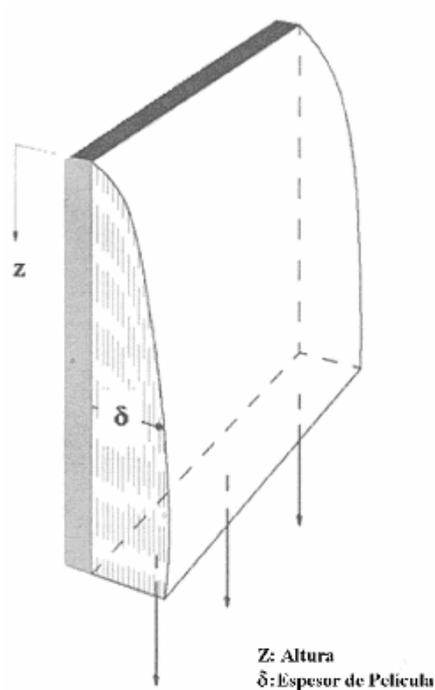


Figura 1. Perfil de condensación vertical estudiado por Nusselt [Wolverine, 2001].

Para tubos verticales, Nusselt propuso la siguiente correlación para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor [Perry et al., 1992]:

$$h = 0,943 \left[\frac{\rho_f (\rho_f - \rho_v) 10^6 g \lambda' . k^3}{\mu_f L (T_{sat} - T_w)} \right]^{1/4} \quad \text{Ecuación 3}$$

$$\lambda' = \lambda + \frac{3}{8} (T_{sat} - T_w) C p_f \quad \text{Ecuación 4}$$

Donde:

h : coeficiente convectivo de transferencia de calor

k : Conductividad térmica a la temperatura de película

ρ_f, ρ_v : Densidad del líquido y del vapor a la temperatura película

L : Longitud característica

μ_f : Viscosidad a la temperatura de película

λ' : Calor latente corregido

λ : Calor latente

T_{sat}, T_w : Temperatura de saturación del fluido y temperatura de pared respectivamente

Para tubos horizontales Nusselt desarrolló la siguiente correlación:

$$h = 0,725 \left[\frac{\rho_f (\rho_f - \rho_v) 10^6 g \lambda' . k^3}{\mu_f D (T_{sat} - T_w)} \right]^{1/4} \quad \text{Ecuación 5}$$

Donde.

D : Diámetro

Las suposiciones hechas para aplicar la correlación de Nusselt-Colburn, son las siguientes [Kern, 1999]:

- El calor desprendido por el vapor es únicamente calor latente.
- El drenado de la película de condensado es solamente por flujo laminar, y el calor se transfiere a través de la película por conducción.
- El grueso de la película en cualquier punto es función de la velocidad media de flujo y de la cantidad de condensado que pasa por ese punto.
- La velocidad de las capas individuales de la película es una función de la relación entre las fuerzas de corte de fricción y el peso de la película
- La cantidad de condensado es proporcional a la cantidad de calor transferido que a su vez está relacionado al espesor de la película y a la diferencia de temperatura entre el vapor y la superficie
- La película de condensado es tan delgada que permite un gradiente lineal en la temperatura.

- Las propiedades físicas del condensado se toman a la temperatura media de la película.
- Se supone que la superficie está relativamente lisa y limpia.
- La temperatura en la superficie del sólido es constante.
- Se desprecia la curvatura de la película.

La teoría Nusselt-Colburn es válida para procesos de condensación en lado de la carcasa o en lado de los tubos, con algunas modificaciones originadas por la distinta disposición del perfil de condensado, no obstante, las diferencias son pequeñas.

Los métodos de cálculo utilizados por Kern [1999], y por Wolverine [2001], están basados en la teoría Nusselt-Colburn.

2.2 PROCESO DE EBULLICIÓN

La ebullición comienza cuando la temperatura de la pared en contacto con el líquido, se hace mayor a la temperatura de saturación del líquido a la presión de operación. A partir de ese momento, se originan y comienzan a crecer rápidamente las burbujas de vapor en las grietas o hendiduras, que reciben el nombre de “núcleos” de la pared sobrecalentada. Al aumentar más la temperatura, las burbujas que crecen se hacen lo suficientemente grandes, se liberan de la superficie sólida a causa del empuje y suben a través de la masa de líquido. El proceso de transferencia de calor en ebullición consiste entonces, en el transporte de energía de cambio de fase por las burbujas de vapor.

Las principales formas en las que este fenómeno puede llevarse a cabo son:

- Ebullición en masa de líquido (Pool boiling)
- Ebullición por convección forzada interna (Flow boiling)
- Ebullición por convección forzada externa o Ebullición de película (film boiling)

En la ebullición en masa de líquido (Pool boiling), el fluido está contenido en un recipiente provisto de una superficie de calentamiento formada por tubos o placas, horizontales o verticales, que suministran el calor necesario para la ebullición del líquido, el movimiento del fluido cerca de la superficie se debe a la convección natural y al movimiento de las burbujas.

En la ebullición por convección forzada interna (Flow boiling), el fluido fluye a través de ductos recibiendo calor por convección a través de las paredes de estos cuando el medio calefactor se encuentra en el recipiente, el movimiento del fluido es generado no solo por agentes externos, sino también, por convección natural y por el movimiento de burbujas.

En la ebullición por convección forzada externa o ebullición de película (film boiling), el líquido cae en forma de cascadas hacia una superficie caliente, el fluido también fluye por la acción de agentes externos.

A continuación se presentan algunas de las principales correlaciones existentes, clasificadas según las formas de ebullición.

2.2.1. EBULLICIÓN EN MASA DE LÍQUIDO (POOL BOILING)

Se puede representar gráficamente a través de la llamada curva de ebullición, en la cual se expresa el flujo de calor en función de la diferencia entre la temperatura superficial de la pared y la temperatura de saturación del fluido. En esta curva, como lo muestra la Figura 2, se observan las distintas zonas que pueden presentarse para este tipo de ebullición, las cuales son:

- Zona de ebullición por convección natural (Segmento AB)
- Zona de ebullición nucleada (Segmento BC)
- Zona de ebullición de transición (Segmento CD)
- Zona de ebullición de película (Segmento DE)

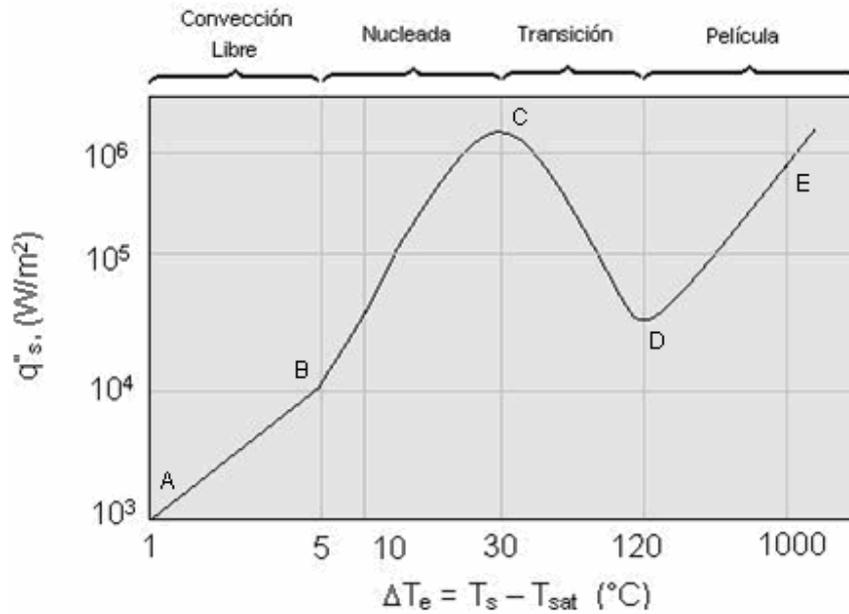


Figura 2. Curva de ebullición del agua a 1 atmósfera. [Perry et al., 1992]

En la zona de ebullición por convección libre o natural, se produce una pequeña cantidad de vapor que se desprende de la superficie del líquido debido a que este ha alcanzado su temperatura de ebullición. En esta primera parte la diferencia entre la temperatura de la pared y el líquido es pequeña, y el mecanismo asociado es el correspondiente a la transferencia de calor a un líquido por convección natural.

Para esta zona Churchill y Chu en 1975 propusieron la siguiente correlación para cilindros horizontales basada en el diámetro del cilindro:

$$\frac{h * D}{k} = \left[0.6 + \frac{0.387 + Ra_D^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right]^2 \quad \text{Ecuación 6}$$

Donde:

D: diámetro del tubo

k: conductividad térmica

Ra_D : Número de Rayleigh

Pr: Número de Prandtl

$$10^{-5} < Ra_D < 1012$$

En la zona de ebullición nucleada, debido al aumento de la diferencia de temperatura se activan centros localizados, llamados núcleos, y comienza la ebullición nucleada. En el punto C de la Figura 2, se encuentra el flujo de calor máximo. En este punto el coeficiente de transferencia de calor también es máximo.

Debido a los elevados flujos de calor obtenidos a moderadas diferencias de temperatura, esta zona es de suma importancia y por esta razón se han desarrollado muchas correlaciones. Una de ellas es la Ecuación 7 propuesta por Motinski [Perry et al., 1992].

$$h = bP_c^{0.69} \left(\frac{q}{A} \right)^{0.7} \left[1.8 \left(\frac{P}{P_c} \right)^{0.17} + 4 \left(\frac{P}{P_c} \right)^{1.2} + 10 \left(\frac{P}{P_c} \right)^{10} \right] \quad \text{Ecuación 7}$$

Donde

b : constante

P_c : Presión crítica

P : Presión del sistema

$\frac{q}{A}$: Flujo de calor

Por su parte, McNelly propuso la correlación mostrada en la Ecuación 8.

$$h = 0,225 \left(\frac{qc_l}{A\lambda} \right)^{0,69} \left(\frac{Pk_l}{\sigma} \right)^{0,31} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right)^{0,33} \quad \text{Ecuación 8}$$

Donde:

c_l : Capacidad calorífica

λ : Calor latente

P : Presión del sistema

ρ_l, ρ_v : Densidad del líquido y del vapor respectivamente

$\frac{q}{A}$: Flujo de calor

k_l : Conductividad térmica del líquido

σ : Tensión superficial

En la zona de ebullición de transición, hay gran cantidad de burbujas que coalescen sobre la superficie de calefacción para formar una capa de vapor aislante que separa el líquido de la superficie de calentamiento. Esta capa tiene una superficie altamente inestable, y desde ella se forman pequeñas explosiones. A medida que aumenta la diferencia de temperatura, aumenta el espesor de la capa de vapor y se reducen las explosiones, disminuyendo así el flujo de calor y el coeficiente de transferencia de calor.

Para el cálculo del coeficiente convectivo de transferencia de calor para tubos horizontales en esta zona Zuber en 1958 presentó la siguiente correlación:

$$h = \frac{0.09 * \lambda * \rho_v}{\Delta T} \left[\frac{(g * \sigma * (\rho_l - \rho_v))}{(\rho_l + \rho_v)^2} \right]^{1/4} \quad \text{Ecuación 9}$$

Donde

ΔT : Diferencia de temperatura

g : Constante de gravedad

En la zona de ebullición de película, las explosiones de la ebullición de transición son sustituidas por una lenta y ordenada formación de burbujas en la interfase situada entre el líquido y la película estática de vapor a través de la cual se realiza la transferencia de calor de la superficie al líquido por conducción a través del vapor y por radiación. Al aumentar la diferencia de temperatura se va haciendo más importante la transferencia

de calor por radiación, aumenta el flujo de calor, y disminuye el coeficiente convectivo de transferencia de calor

Para esta zona se puede utilizar la correlación de Bromley (Ecuación 10).

$$h = b \left[\frac{g \rho_v k_v^3 (\rho_l - \rho_v)}{\mu_v D \Delta T} \right]^{1/4} \quad \text{Ecuación 10}$$

Donde

b : Constante

k_v : Conductividad térmica del vapor

μ_v : Viscosidad del vapor

D : Diámetro

2.2.2 EBULLICIÓN POR CONVECCIÓN FORZADA INTERNA (FLOW BOILING)

Se clasifica de acuerdo a su disposición en:

- Convección forzada dentro de tubos verticales.
- Convección forzada dentro de tubos horizontales.

Las regiones que se obtienen de la evaporación por convección forzada interna en tubos verticales son:

- Región de transferencia de calor convectiva en una sola fase líquida.
- Región de ebullición nucleada subenfriada.
- Zona de ebullición nucleada saturada.
- Zona de convección forzada de dos fases.
- Zona de desaparición de líquido o flujo de gotas.
- Zona de una sola fase de vapor.

En la Figura 3, se muestran las diferentes regiones de transferencia de calor y los modelos de flujo en ebullición por convección forzada interna en tubo vertical

En la Región de transferencia de calor convectiva de una sola fase líquida, el fluido subenfriado se calienta hasta su temperatura de saturación, el intercambio de calor se realiza por convección forzada y el coeficiente de transferencia de calor es prácticamente constante.

Sieder y Tate en el año 1936 desarrollaron la siguiente correlación para flujo laminar

$$\frac{h * D}{k_1} = 1.86 * \left(\frac{Re * Pr}{z / D} \right)^{1/3} * \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

Ecuación 11

Hausen en 1934 propuso la presente correlación:

$$\frac{h * D}{k_1} = 0.116 * (\text{Re}^{2/3} - 125) * \text{Pr}^{1/3} * \left[1 + \left(\frac{D}{z} \right)^{2/3} \right] * \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

Ecuación 12

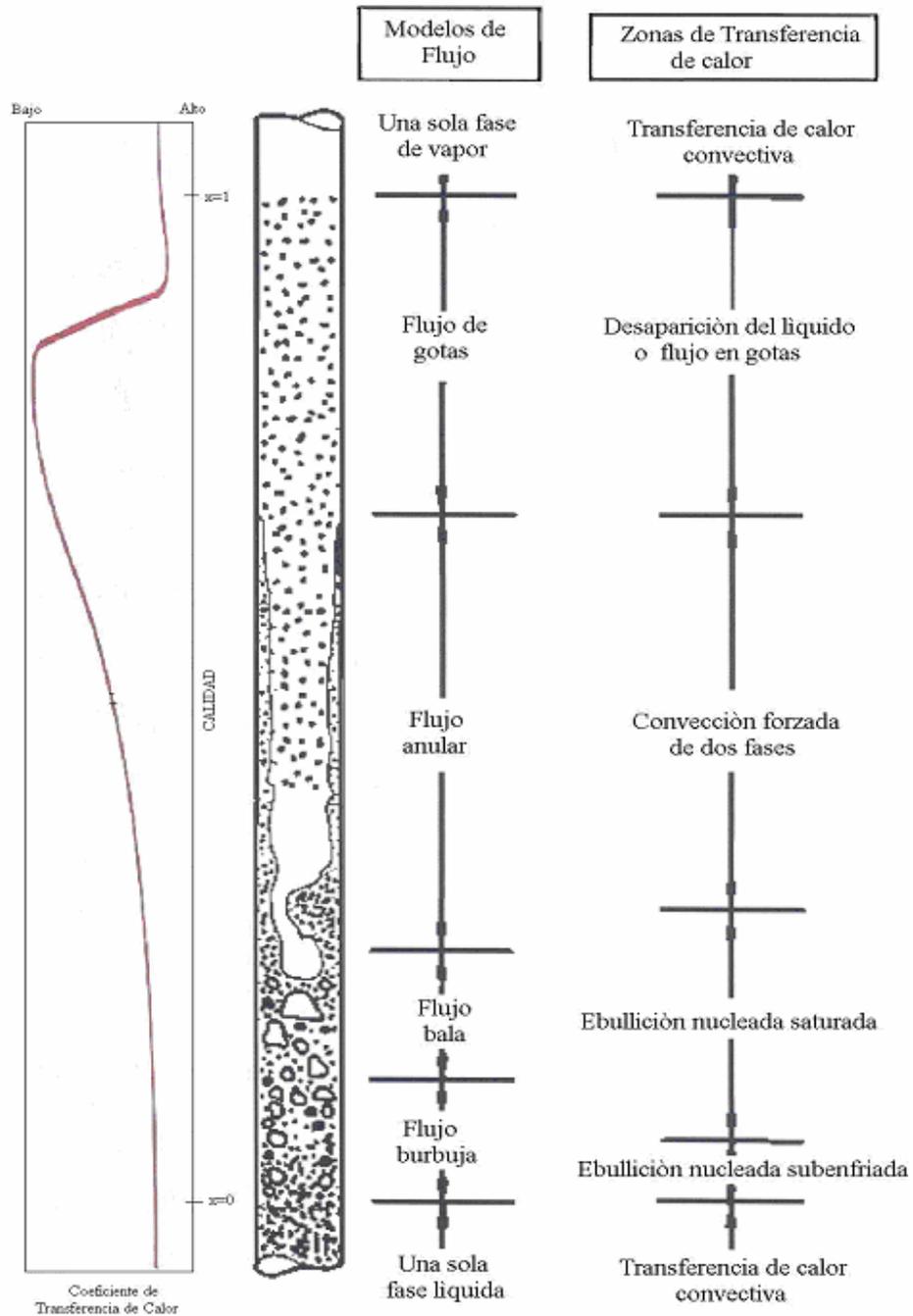


Figura 3. Regiones de transferencia de calor y modelos de flujo en ebullición por convección forzada interna en tubo vertical [Mills, 1995].

En La región de ebullición nucleada subenfriada, al aumentar el sobrecalentamiento del líquido e iniciarse la formación de burbujas, el coeficiente de transferencia de calor aumenta levemente con la longitud del tubo.

Para calcular el coeficiente convectivo de transferencia de calor, pueden utilizarse las correlaciones de la zona de una sola fase debido a que son semejantes los mecanismos de transferencia de calor. Holman recomienda la siguiente correlación:

$$h = 2.54 * (\Delta T)^3 * e^{(p/1.551)} \quad \text{Ecuación 13}$$

Donde:

p: presión

Esta última correlación es válida únicamente para soluciones acuosas.

En la zona de convección forzada de dos fases debido a que se forma una capa de líquido alrededor de la superficie del tubo y que el vapor se ubica en el centro del tubo, la evaporación ocurre en la interfase líquido vapor. La transferencia de calor en esta zona se da a través del mecanismo de ebullición nucleada y el de convección forzada. Por lo tanto, se puede calcular el coeficiente de transferencia de calor como función de las propiedades del fluido, o como la suma de dos contribuciones (la de convección forzada y la de ebullición nucleada).

La zona de desaparición de líquido comprende el final de la sección de flujo anular, la sección de flujo de gotas y el inicio de la zona de una sola fase de vapor. Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor de esta zona se recomiendan las correlaciones correspondientes a la zona de vapor.

La zona de vapor es aquella en la cual el fluido se sobrecalienta. Para esta zona Bishop en 1965 desarrolló la siguiente correlación:

$$\frac{h * D}{k_g} = 0.0073 * \left(\frac{G * D}{\mu} \right)^{0.886} * \left(\frac{Cp * \mu}{k} \right)^{0.61} * \left(1 + \frac{2.76}{z/D} \right)$$

Ecuación 14

En la convección forzada dentro de tubos horizontales (ver Figura 4), la clasificación es parecida a la presentada en tubos verticales, no obstante, existe una diferencia importante, debida a la estratificación del fluido en la parte inferior del tubo. Al formarse una cantidad considerable de vapor en el proceso convectivo de dos fases, el líquido se ubica por gravedad en la parte inferior del tubo y el vapor se va hacia el tope, esto es perjudicial porque conduce al sobrecalentamiento prematuro de la película de gas antes de pasar a la zona de una sola fase. Debido al fenómeno de estratificación, el empleo de evaporadores de tubos horizontales de ebullición dentro de tubos, no es aconsejable en los procesos industriales.

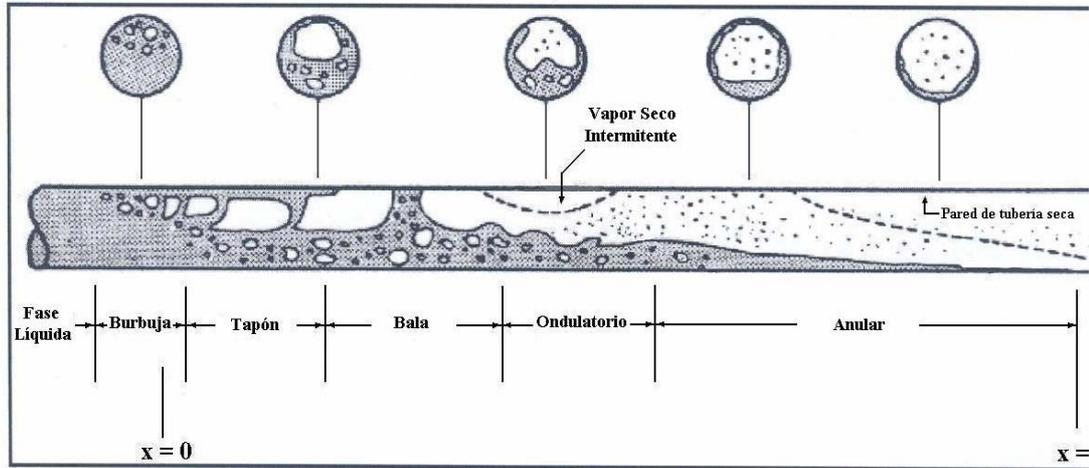


Figura 4. Patrones de flujo en ebullición por convección forzada interna en tubos horizontales. [Wolverine, 2001].

2.2.3 EBULLICIÓN POR CONVECCIÓN FORZADA EXTERNA O EBULLICIÓN DE PELÍCULA (FILM BOILING)

La ebullición en película o en gotas sobre una superficie ocurre cuando dicha superficie se calienta a una temperatura superior a la temperatura de saturación correspondiente a la presión de vapor.

La ebullición en película se puede llevar a cabo en tubos verticales o en tubos horizontales. En la Figura 5 se muestra el perfil de ebullición de película en una pared vertical, y desde la Figura 6 hasta la Figura 8 se muestran los modos de ebullición de película en tubos horizontales.

La ebullición de película puede ocurrir de dos formas, una es la formación de burbujas y la otra el crecimiento de burbujas. En el primer caso, la temperatura de pared es mayor a la temperatura de saturación, lo cual conduce a la nucleación en la superficie y por ende a la formación de

pequeñas burbujas de vapor. En el segundo caso, las burbujas contenidas en el líquido de alimentación pueden crecer aceleradamente y luego se rompen. En cualquiera de los dos casos, se altera el orden de la película y por lo tanto se complican el proceso de transferencia de calor.

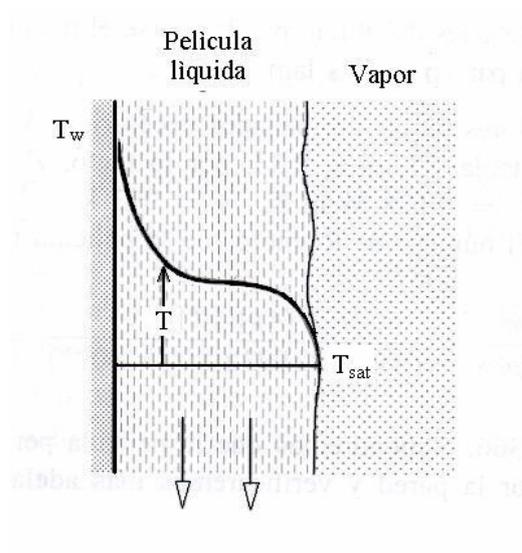


Figura 5. Perfil de ebullición de película en una pared vertical [Mills, 1995].

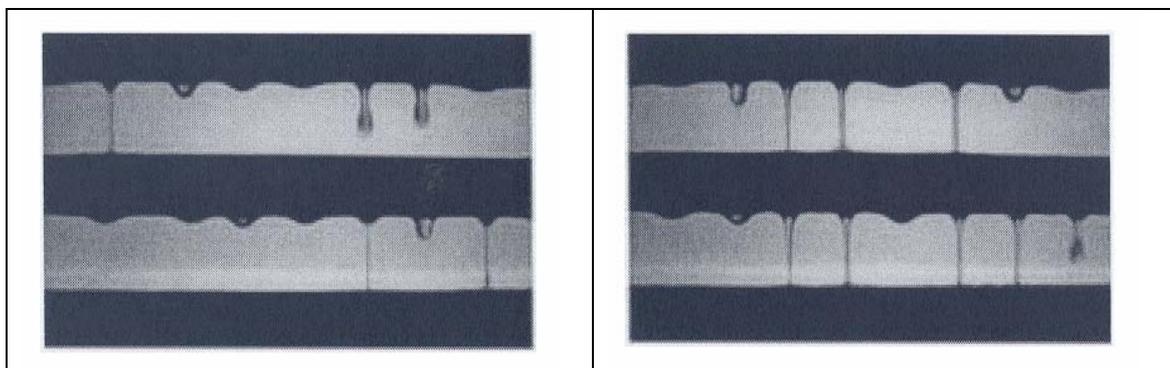


Figura 6. Ebullición de película en modo de gota y de columna de gota respectivamente [Wolverine, 2001].

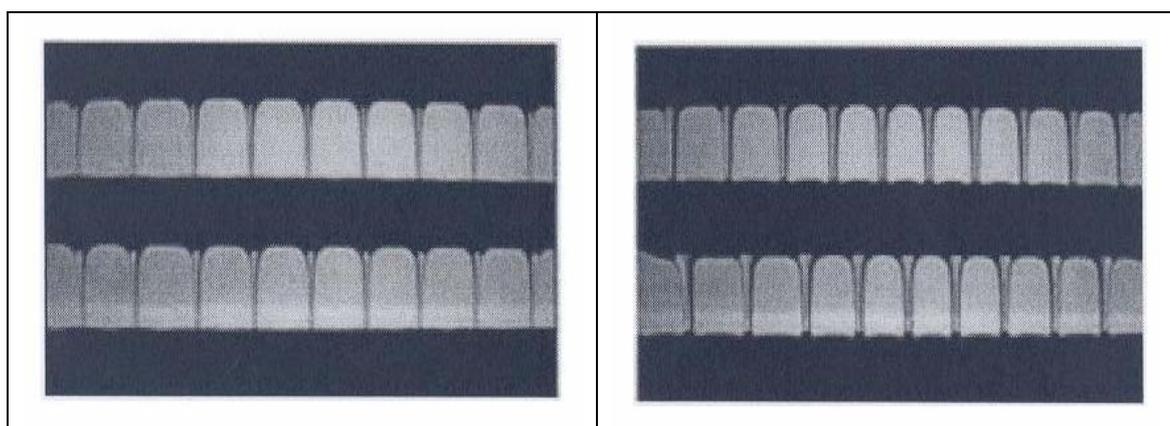


Figura 7 Ebullición de película en modo de Columna en línea y de columna alternada respectivamente [Wolverine, 2001].

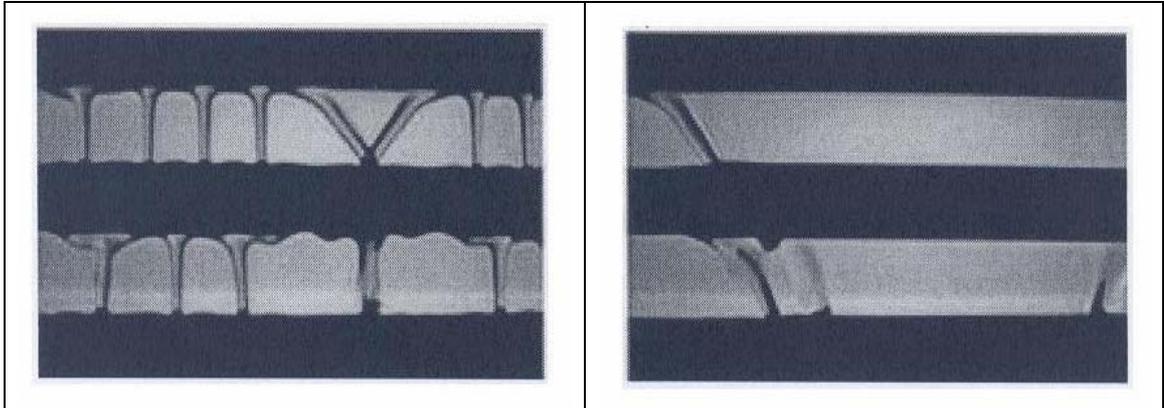


Figura 8. Ebullición de película en modo de hoja de columna y en modo de hoja respectivamente [Wolverine, 2001].

Para tubos horizontales, Bromley en 1950 planteó las siguientes correlaciones para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor:

Para longitudes moderadas y superficies rugosas

$$h = 0.62 * \left(\frac{k_v^3 * \rho_v * (\rho_l - \rho_v) * g * (\lambda + 0.4 * Cp_v * \Delta T)}{D * \mu_v * \Delta T} \right)^{1/4} \quad \text{Ecuación 15}$$

Donde:

μ_v : Viscosidad del vapor

Cp_v : Calor específico del vapor

Capítulo III

Metodología

Reseña:

En este capítulo se describe la metodología de trabajo utilizada. En primer lugar se mencionan las principales fuentes de información empleadas para el desarrollo del procedimiento de cálculo, se definen las variables con las que el usuario se ha de enfrentar (las de entrada y las de salida), posteriormente se muestra el algoritmo de cálculo a seguir y el lenguaje de programación escogido. Por último se presenta un esquema de la presentación final del programa para darle una visión general al lector.

3. METODOLOGÍA

Para el desarrollo del procedimiento de cálculo se ha contado con las siguientes fuentes de información:

- Trabajo especial de grado (TEG) del Ing. Heriberto Mendoza
- Norma TEMA 1999.
- Norma ASME PTC 12.1-2000, “Closed Feedwater Heaters”
- Prácticas de Diseño de Exxon
- Donald Kern, 1999.

La Norma TEMA 1999, se obtuvo físicamente y se tomaron de ella los aspectos referentes a la nomenclatura para intercambiadores de calor (ver Anexo A - 15).

El TEG del Ing. Heriberto Mendoza se ha utilizado para seguir su procedimiento de cálculo del lado de los tubos (lado en el cual no ocurre cambio de fase). Mendoza se basó en las prácticas de Exxon pero con algunas modificaciones, tales como la correlación para el cálculo del coeficiente de película interno (hio), y el procedimiento de cálculo para la caída de presión. Con respecto a la correlación para la determinación del coeficiente de película interno, Mendoza (2005) se apoya en la teoría de Nusselt (ver Ecuación 16), y en lo referente a la caída de presión emplea un procedimiento simplificado, que facilita los cálculos y arroja los mismos resultados que las prácticas de Exxon.

$$h = \frac{Nu.k}{D} \quad \text{Ecuación 16}$$

La norma ASME PTC 12.1-2000, se obtuvo físicamente y se tomó de ella información muy importante en lo que respecta al seccionamiento del intercambiador basándose en las zonas del proceso de cambio de fase, dichas zonas son transferencia de calor sensible (zona 1), transferencia de calor latente (zona 2) y nuevamente transferencia de calor sensible (zona 3); estas zonas pueden verse claramente en el perfil térmico de la Figura 9. No obstante, se debe acotar que el presente trabajo especial de grado contempla para el proceso de condensación, solamente la zona de transferencia de calor latente (zona 2), es decir, el fluido entra y sale saturado. Para el proceso de ebullición no se contemplan ninguna de las tres zonas, puesto que se trata de ebullición en piscina o en masa de líquido.

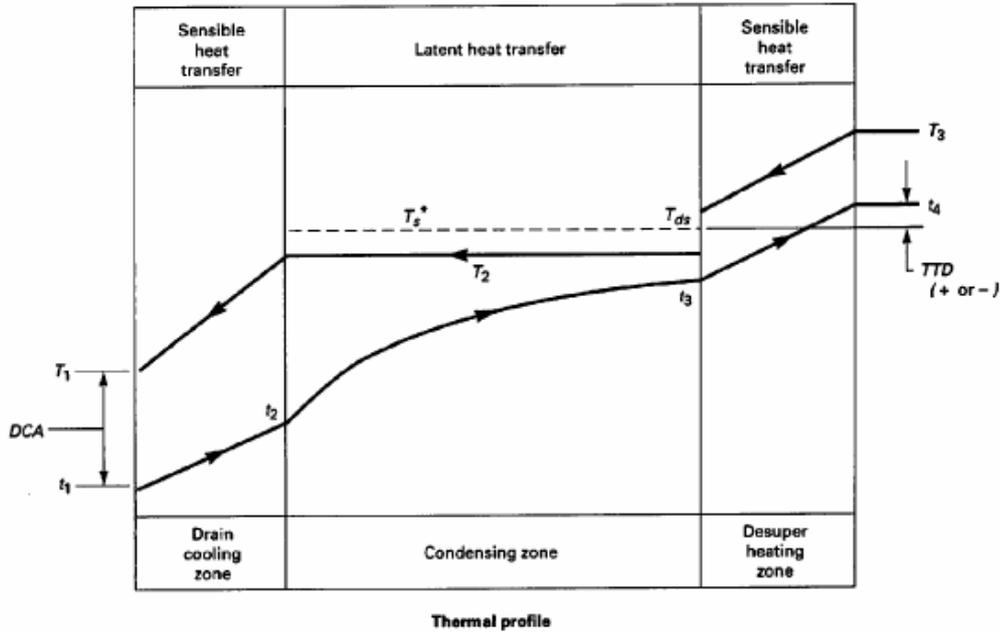


Figura 9. Zonas del proceso de transferencia de calor con cambio de fase (Perfil Térmico) [ASME, 2000].

Como pudo observarse en el capítulo anterior en la sección 2.2.1. Ebullición en masa de líquido (pool boiling) página 18, el proceso de ebullición en piscina presenta varias etapas pero no se diferencian en zonas a lo largo del intercambiador, sino que se van dando en el mismo espacio y durante el tiempo que dure el proceso.

Para el proceso de ebullición, el fluido que sufre el cambio de fase, puede ingresar al intercambiador no sólo como líquido saturado, sino también como líquido subenfriado, y egresa del intercambiador como vapor saturado.

El procedimiento de cálculo para el lado de la carcasa (lado en el cual ocurre cambio de fase), se tomó de las prácticas de diseño de Exxon para el proceso de condensación (modificado), y del procedimiento de Donald Kern (1999) para rehervidores. El procedimiento de Kern arroja los mismos resultados que las Prácticas de diseño de

Exxon, sin embargo, es más sencillo y se hace extensivo para el agua, mientras que Exxon sólo se enfoca a hidrocarburos.

Es importante resaltar que para el cálculo del mínimo diámetro interno de la carcasa en el caso de rehervidores Exxon recomienda sumar al diámetro del haz de tubos 25,4 mm en la parte inferior y 254,4 mm en la parte superior, sin embargo en el caso de esta última, el usuario puede sumar una distancia mayor. Estos son los parámetros que se consideran en el procedimiento de rehervidores.

La modificación hecha en el procedimiento de cálculo del lado de la carcasa de Exxon para el proceso de condensación, se hizo en la correlación para la determinación del coeficiente de película externo (h_o) basándose en la teoría de Nusselt, y se ha empleado la Ecuación 4 y la Ecuación 5.

3.1. DEFINICIÓN DE VARIABLES DE ENTRADA Y SALIDA

Las variables de entrada y de salida del procedimiento de cálculo se presentan en la Tabla 1 y en la Tabla 2.

Tabla 1. Definición de Variables de Entrada

Variables	Unidades Internacional	Sistema	Unidades Sistema Inglés
Arreglo y espaciado de tubos	-----		-----
Calor específico del fluido a TMS (lado carcasa) ²	$kJ/kg.K$		$BTU/lb.^{\circ}F$
Calor específico del fluido a TMT (lado tubos) ¹	$kJ/kg.K$		$BTU/lb.^{\circ}F$
Coefficiente global de transferencia de calor ¹	$W/m^2.K$		$BTU/h.pie^2.^{\circ}F$
Conductividad térmica del fluido a TMT (lado tubos) ¹	$W/m.K$		$BTU/h.pie.^{\circ}F$

Desarrollo de un Procedimiento de Cálculo para Diseño Térmico de Intercambiadores de Calor de Carcasa y Haz de Tubos con Cambio de Fase

Conductividad térmica del material de los tubos ¹	$W/m.K$	$BTU/h.pie.^{\circ}F$
Densidad del fluido a la temperatura de entrada (lado tubo) ¹	kg/m^3	lb/pie^3
Densidad del fluido a la temperatura de salida (lado tubo) ¹	kg/m^3	lb/pie^3
Densidad del fluido a TMT (lado tubo) ¹	kg/m^3	lb/pie^3
Densidad de líquido saturado a TMS ²	kg/m^3	lb/pie^3
Densidad de vapor saturado a TMS ²	kg/m^3	lb/pie^3
Diámetro de la boquilla de entrada de la carcasa ²	mm	pulgada
Diámetro de la boquilla de salida de la carcasa ²	mm	pulgada
Diámetro externo de los tubos ¹	mm	pulgada
Diámetro interno de la boquilla de entrada de los tubos ¹	mm	pulgada
Diámetro interno de la boquilla de salida de los tubos ¹	mm	pulgada
Diámetro interno de los tubos ¹	mm	pulgada
Distancia entre centros de deflectores ²	mm	pulgada
Entalpía del líquido saturado	kJ/kg	BTU/lb
Entalpía del vapor saturado	kJ/kg	BTU/lb
Entalpía del líquido en la entrada (lado carcasa) ³	kJ/kg	BTU/lb
Entalpía del líquido saturado (lado carcasa) ³	kJ/kg	BTU/lb
Entalpía del vapor saturado (lado carcasa) ³	kJ/kg	BTU/lb
Espaciado de tubos (Pt) ¹	mm	pulgada
Espesor de los tubos ¹	mm	pulgada
Factor de incrustación en la carcasa ¹	m^2K/W	$h.pie^2.^{\circ}F/BTU$
Factor de incrustación en los tubos ¹	m^2K/W	$h.pie^2.^{\circ}F/BTU$
LMTD ¹	$^{\circ}C$	$^{\circ}F$
Longitud de los tubos ¹	m	pie
Máxima caída de presión en la carcasa ²	KPa	Psi
Máxima caída de presión en los tubos ¹	KPa	Psi

Desarrollo de un Procedimiento de Cálculo para Diseño Térmico de Intercambiadores de Calor de
Carcasa y Haz de Tubos con Cambio de Fase

Mínima caída de presión en la carcasa ²	KPa	<i>Psi</i>
Mínima caída de presión en los tubos ¹	KPa	<i>Psi</i>
Presión de diseño del lado de la carcasa ¹	KPa	<i>Psi</i>
Presión de diseño del lado tubo ¹	KPa	<i>Psi</i>
Rugosidad de los tubos ¹	-----	-----
Tasa de flujo másico de vapor (lado carcasa) ³	$\frac{kg}{s}$	$\frac{lb}{s}$
Tasa de flujo másico del fluido (lado carcasa) ¹	$\frac{kg}{s}$	$\frac{lb}{s}$
Tasa de flujo másico del fluido (lado tubos) ¹	$\frac{kg}{s}$	$\frac{lb}{s}$
Temperatura de diseño del lado de la carcasa ¹	°C	°F
Temperatura de diseño del lado tubo ¹	°C	°F
Temperatura del fluido en la entrada de la carcasa ¹	°C	°F
Temperatura del fluido en la entrada de los tubos ¹	°C	°F
Temperatura del fluido en la salida de la carcasa ¹	°C	°F
Temperatura del fluido en la salida de los tubos ¹	°C	°F
Temperatura media del fluido de la carcasa ¹	°C	°F
Temperatura media del fluido de los tubos ¹	°C	°F
Tipo de cabezal delantero ¹	-----	-----
Tipo de cabezal trasero ¹	-----	-----
Tipo de carcasa ¹	-----	-----
Tipo de construcción ¹	-----	-----
Tipo de material ¹	-----	-----
Tipo De tubos ¹	-----	-----
Viscosidad del fluido a la temperatura de entrada (lado tubo) ¹	Pa.s	<i>Cp</i>
Viscosidad del fluido a la temperatura de salida (lado tubo) ¹	Pa.s	<i>Cp</i>
Viscosidad del fluido del lado tubo a TMT ¹	Pa.s	<i>Cp</i>

Desarrollo de un Procedimiento de Cálculo para Diseño Térmico de Intercambiadores de Calor de Carcasa y Haz de Tubos con Cambio de Fase

- 1: Variable utilizada tanto en el proceso de condensación como en el proceso de ebullición
 2: Variable utilizada en el proceso de condensación
 3: Variable utilizada en el proceso de ebullición

Tabla 2 Definición de Variables de Salida

Variables	Unidades Internacional	Sistema	Unidades Sistema Inglés
Ancho de los deflectores ²	mm		<i>pulgada</i>
Área de flujo entre los deflectores de la carcasa ²	m ²		pulg ²
Área requerida ¹	m ²		pulg ²
Caída de presión en el lado de la carcasa ²	KPa		<i>Psi</i>
Caída de presión en el lado de los tubos ¹	KPa		<i>Psi</i>
Calor transferido ¹	<i>W</i>		<i>BTU/h</i>
Coefficiente de transferencia de calor ¹	<i>W/m².K</i>		<i>BTU/h.pie².°F</i>
Coefficiente de transferencia de calor máximo ³	<i>W/m².K</i>		<i>BTU/h.pie².°F</i>
Diámetro interno de la carcasa ¹	mm		<i>pulgada</i>
Nº de Reynolds en el lado de la carcasa ²	-----		-----
Nº de Reynolds en el lado de los tubos	-----		-----
Número de pasos de tubo ¹	-----		-----
Número de tubos ¹	-----		-----
Número de tubos por paso ¹	-----		-----
Velocidad en el lado de la carcasa ²	<i>m/s</i>		<i>pie/s</i>
Velocidad en el lado de los tubos ¹	<i>m/s</i>		<i>pie/s</i>
Variables	Unidades Internacional	Sistema	Unidades Sistema Inglés
Ancho de los deflectores ²	mm		<i>pulgada</i>
Área de flujo entre los deflectores de la carcasa ²	m ²		pulg ²
Área requerida ¹	m ²		pulg ²

Desarrollo de un Procedimiento de Cálculo para Diseño Térmico de Intercambiadores de Calor de Carcasa y Haz de Tubos con Cambio de Fase

Caída de presión en el lado de la carcasa ²	KPa	Psi
Caída de presión en el lado de los tubos ¹	KPa	Psi
Calor transferido ¹	W	BTU/h
Coefficiente de transferencia de calor ¹	$W/m^2.K$	$BTU/h.pie^2.°F$
Coefficiente de transferencia de calor máximo ³	$W/m^2.K$	$BTU/h.pie^2.°F$
Diámetro interno de la carcasa ¹	mm	pulgada
Nº de Reynolds en el lado de la carcasa ²	-----	-----
Nº de Reynolds en el lado de los tubos	-----	-----
Número de pasos de tubo ¹	-----	-----
Número de tubos ¹	-----	-----
Número de tubos por paso ¹	-----	-----
Velocidad en el lado de la carcasa ²	m/s	pie/s
Velocidad en el lado de los tubos ¹	m/s	pie/s

- 1: Variable utilizada tanto en el proceso de condensación como en el proceso de ebullición
 2: Variable utilizada en el proceso de condensación
 3: Variable utilizada en el proceso de ebullición

3.2. ALGORITMO DE CÁLCULO

Los algoritmos de cálculo para el diseño térmico de condensadores y rehervidores, se muestran a continuación:

3.2.1 ALGORITMO DE CÁLCULO PARA EL DISEÑO TÉRMICO DE CONDENSADORES

1. Calcular la tasa de flujo de calor (Q).

2. Calcular la diferencia media logarítmica de temperaturas (LMTD)
3. Suponer el coeficiente global promedio de transferencia de calor: (U_o), y con él calcular el valor del área (A) supuesta.
4. A partir del valor del área supuesta, dimensionar geoméricamente el intercambiador de calor, conforme al arreglo supuesto.
5. Calcular las caídas de presión (Δp) de las corrientes de los fluidos a través del intercambiador de calor y modificar el diseño de ser necesario, para obtener un balance razonable entre estas y las dimensiones geométricas.
6. Determinar $U_{o_{final}}$ a partir de las propiedades termofísicas de los fluidos, de los factores de ensuciamiento y del arreglo del intercambiador de calor supuesto.
7. Comparar $U_{o_{final}}$ con el U_o inicial. Tomar como U_o inicial al $U_{o_{final}}$ calculado y continuar así hasta obtener un porcentaje determinado de error.
8. Determinar A calculada en base a los valores de $U_{o_{final}}$, LMTD y Q.

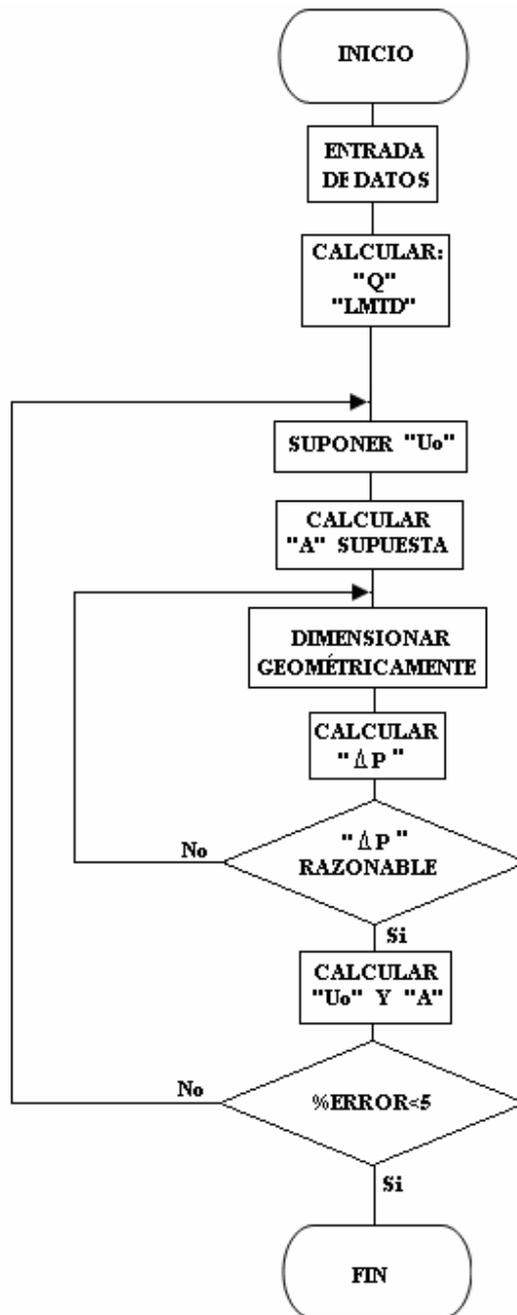


Figura 10. Algoritmo de Cálculo para el Diseño térmico de Condensadores

3.2.2 ALGORITMO DE CÁLCULO PARA EL DISEÑO TÉRMICO DE REHERVIDORES

1. Calcular la tasa de flujo de calor (Q).
2. Calcular la diferencia media logarítmica de temperaturas (LMTD)
3. Calcular el coeficiente global máximo de transferencia de calor ($U_{o\max}$)
4. Suponer el coeficiente global promedio de transferencia de calor (U_o), y con él calcular el valor del área (A) supuesta.
5. A partir del valor de A supuesta, dimensionar geoméricamente el intercambiador de calor, conforme al arreglo supuesto.
6. Calcular las caídas de presión Δp de las corrientes de los fluidos a través del intercambiador de calor y modificar el diseño de ser necesario, para obtener un balance razonable entre estas y las dimensiones geométricas.
7. Determinar $U_{o\text{final}}$ a partir de las propiedades termofísicas de los fluidos, de los factores de ensuciamiento y del arreglo del intercambiador de calor supuesto.
8. Comparar $U_{o\text{final}}$ calculado con el $U_{o\max}$. Si $U_{o\text{final}}$ es menor a $U_{o\max}$, se toma como $U_{o\text{inicial}}$ al $U_{o\text{final}}$ y se vuelve a iterar hasta obtener un porcentaje determinado de error. Si $U_{o\text{final}}$ es mayor a $U_{o\max}$, se envía

un mensaje al usuario y se recomienda comenzar de nuevo los cálculos.

9. Determinar A calculada en base a los valores de U_{ofinal} , $LMTD$ y Q .

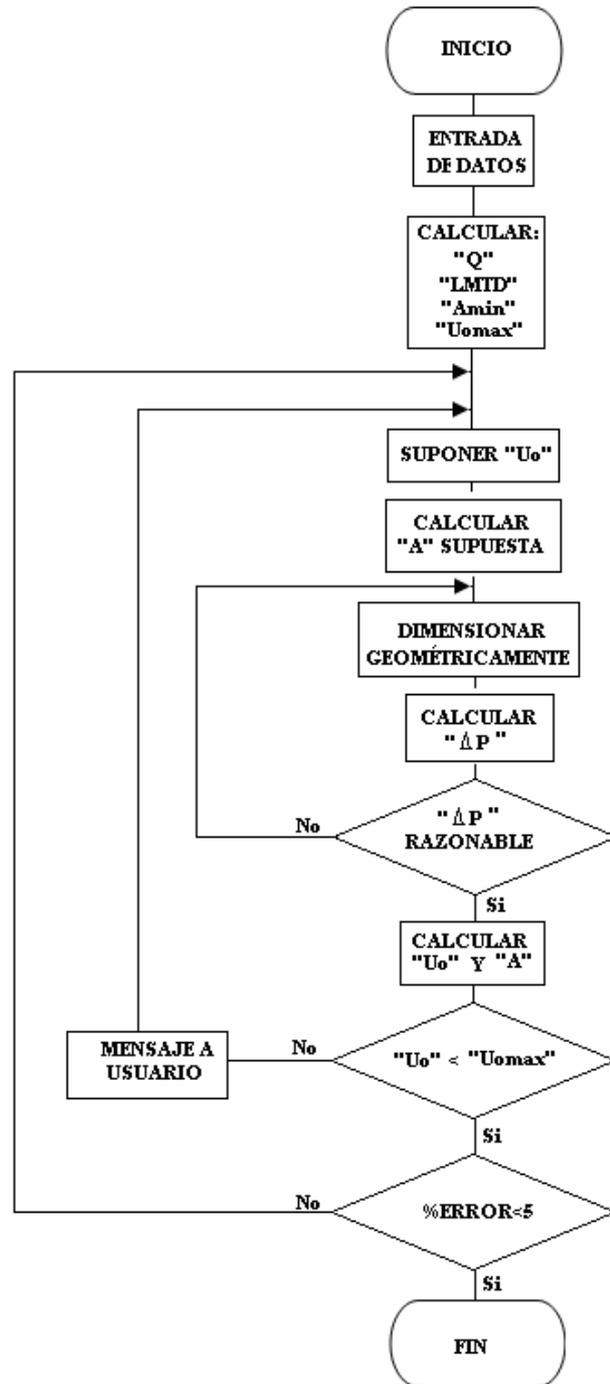


Figura 11. Algoritmo de Cálculo para el Diseño Térmico de Rehervidores

3.3. ELECCIÓN DEL LENGUAJE DE PROGRAMACIÓN

El lenguaje de programación escogido para automatizar el procedimiento de cálculo ha sido Openoffice.org.Calc. La elección de este lenguaje de programación se debe a que es un lenguaje de fácil manejo, con un ambiente visual muy didáctico, y que es un software libre. Esto último es lo que más ha impulsado el uso del lenguaje, ya que actualmente en Venezuela se lleva a cabo un proceso de transición de software de código cerrado a software de código abierto (software libre). Además, al emplear este lenguaje, seguimos con la misma metodología de trabajo de Mendoza (2005), lo cual ha facilitado el proceso de integración del programa de Mendoza con el programa desarrollado en este TEG, para presentar un programa final que incluya no sólo el procedimiento de cálculo con cambio de fase, sino también el procedimiento de cálculo sin cambio de fase

3.4. ESQUEMA DE LA PRESENTACIÓN FINAL

El esquema de la presentación final del procedimiento de cálculo para el diseño térmico de intercambiadores de calor sigue el siguiente esquema:



Figura 12. Esquema de la Presentación Final

En primer lugar, se encuentra la entrada al entorno del usuario con una presentación de pantalla que permite escoger entre procedimientos que contemplan cambio de fase y procedimientos que no contemplan cambio de fase.

Si el usuario selecciona el procedimiento “sin cambio de fase”, se presenta la pantalla del programa IC2 desarrollado por Mendoza (2005), mientras que si selecciona el procedimiento “con cambio de fase”, se presenta la pantalla del programa ICF en la cual el usuario escoge entre condensadores y rehervidores.

Una vez escogido el procedimiento y el tipo de proceso de cambio de fase, se presenta una hoja de entrada de datos físicos y posteriormente una hoja de entrada de datos mecánicos.

Luego de introducir los datos, se procede al cálculo y seguidamente se presentan las respuestas.

Capítulo IV

Procedimiento de Cálculo

Reseña:

En este capítulo se presenta el procedimiento de cálculo desarrollado para el diseño térmico de intercambiadores de calor de carcasa y haz de tubos. Simultáneamente se utiliza el procedimientos antes mencionado para resolver ejemplos tomados de Kern (1999), tanto para condensadores como para rehervidores.

4. PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO

A continuación se presentan los procedimientos de cálculo para el diseño térmico de rehervidores y condensadores.

4.1. PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA EL DISEÑO TÉRMICO DE CONDENSADORES

1. CALCULAR LMTD

1. Determinar de la hoja de datos:

- a. Temperatura del fluido a ser condensado.

$$T_1 = 54,44 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- b. Temperatura de entrada del fluido a ser calentado.

$$t_1 = 18,33 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- c. Temperatura de salida del fluido a ser calentado.

$$t_2 = 37,78 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2. Determinar LMTD

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) + (T_1 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_1 - t_1}\right)}$$

$$LMTD = 25,143 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2. TEMPERATURA MEDIA

1. Asignar las temperaturas correspondientes a:

- a. Temperatura de entrada - lado tubos. $TTen = 18,33 \text{ } ^\circ\text{C}$
- b. Temperatura de salida - lado tubos. $TTsa = 37,78 \text{ } ^\circ\text{C}$
- c. Temperatura de saturación - lado carcasa. $TSsat = 54,44 \text{ } ^\circ\text{C}$

2. Calcular la temperatura media

- a. Temperatura media - lado tubos:

$$TMT = \frac{TTen + TTsa}{2}$$

$$TMT = 28,05$$

- b. Temperatura media - lado carcasa:

$$TMS = TSsat$$

$$TMS = 54,44 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3. TASA DE FLUJO Y NOMBRE DE LOS FLUIDOS

a. Fluido de Los Tubos: Agua

b. Fluido de la Carcasa: Butano

c. Tasa de Flujo de vapor, Carcasa. $w_s = 3,52 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

d. Tasa de Flujo, Tubos. $w_t = 13,507 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

4. PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS

1. Fluido - lado tubos

a. Densidad a $TTen$. $\rho_{et} = 998,4891 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$

b. Densidad a $TTsa$. $\rho_{st} = 992,9998 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$

c. Densidad a TMT . $\rho = 996,1827 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$

d. Viscosidad a TMT . $\mu = 0,000832 \text{ Pa}\cdot\text{s}$

e. Calor específico a TMT . $C_p = 4,1805 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$

f. Conductividad Térmica a TMT . $K = 0,6123 \text{ W/m} \cdot \text{°K}$

2. Fluido - lado carcasa

a. Densidad del líquido saturado a TMS .

$$\rho_{\text{lisat}} = 536,3552 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

b. Densidad del vapor saturado a TMS . $\rho_{\text{vsat}} = 13,712 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$

c. Calor específico de la película de vapor a TMS

$$C_{p_{\text{sat}}} = 2,0456 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{°K}}$$

d. Entalpía del líquido saturado a TMS . $h_{\text{lisat}} = 661,74 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

e. Entalpía del vapor saturado a TMS . $h_{\text{vsat}} = 337,73 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

5. FACTOR DE INCRUSTACIÓN

Ver ;Error! No se encuentra el origen de la referencia. y

Anexo A - 5

a. $r_i = 0,00035 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{°K}}{\text{W}}$

b. $r_o = 0,00008 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{°K}}{\text{W}}$

6. PARÁMETROS DE DISEÑO MECÁNICO

1. Temperatura y presión de diseño

- a. Temperatura de diseño, Tubos. $TDT = 120 \text{ °C}$
- b. Temperatura de diseño, Carcasa. $TDS = 140 \text{ °C}$
- c. Presión de diseño, Tubos. $PDT = 120 \text{ KPa}$
- d. Presión de diseño, Carcasa. $PDS = 100 \text{ KPa}$

2. Dimensiones de las boquillas de los tubos

- a. Diámetro Interno de la boquilla de entrada. $DTNI = 150 \text{ mm}$
- b. Diámetro Interno de la boquilla de salida. $DTNO = 150 \text{ mm}$

3. Características de los tubos.

- a. Diámetro externo. $DO = 19,05 \text{ mm}$
- b. Diámetro interno. $DI = 15,75 \text{ mm}$

c. Espesor. $l=1,65$ mm

d. Longitud. $L=4,88$ m

e. Conductividad Térmica. (Ver Anexo A - 7) $K_w=111 \frac{W}{m \cdot K}$

f. Distancia entre centros de tubos (Pt). $Pt=25,4$

g. Arreglo y distancia entre centros de tubos adyacentes (Ver Anexo A - 8)

h. Rugosidad de los tubos $e=0$ mm

i. Arreglo de los tubos

30° _____ 45° _____ 60° 90° _____

4. Características de la carcasa

a. Tipo de material:

FERROSO NO FERROSO _____

b. Tipo de cabezal delantero (Ver Anexo A - 15):

A _____ B _____ C _____ N _____ D

c. Tipo de cabezal posterior (Ver Anexo A - 15):

P _____ S _____ U T _____ W _____

d. Tipo de carcasa (Ver Anexo A - 15):

F _____ E J _____

e. Tipo de construcción:

R _____ B C _____

f. Tipo de deflector:

SS _____ DS C _____

g. Distancia entre deflectores. $Pb = 350 \text{ mm}$

7. CALOR INTERCAMBIADO

$$hfg = hvsat - hlisat$$

$$hfg = 312,005$$

$$Q = 10^3 \cdot ws \cdot hfg$$

$$Q = 1.098.260 \text{ W}$$

8. ITERACIÓN DEL LADO DE LOS TUBOS

1. Asumir un valor U_o (Ver Anexo A - 1, Anexo A - 2 y Anexo A - 3)

$$U_o = 800 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

2. Área de Transferencia de Calor, A

$$A = \frac{Q}{U_o \cdot LMTD}$$

$$A = 54,6007 \text{ m}^2$$

3. Número de carcasas, N_s

$$N_s = 1$$

4. Área por Carcasa, A_s

$$A_s = \frac{A}{N_s}$$

$$A_s = 54,6007 \text{ m}^2$$

5. Resistencia debida al ensuciamiento

(Ver **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** y

Anexo A - 5)

$$r_{io} = \left(\frac{D_o}{D_i} \right) \cdot r_i$$

$$r_{io} = 4,2333 \cdot 10^{-4} \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$$

6. Resistencia de la pared del tubo

$$r_w = \frac{l}{1.000 \cdot K_w}$$

$$r_w = 1,4594 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$$

7. Número total de Tubos

$$NTT = \frac{318 \cdot A_s}{(L - 0,52) \cdot D_o}$$

$$NTT = 193$$

8. Número de pasos de tubo

$$NTP = 6$$

9. Número de tubos por paso

$$N = \frac{NTT}{NTP}$$

$$N = 48$$

10. Hallar la Velocidad en el interior de los Tubos

$$V_t = \frac{(1,23 \cdot 10^6) wt}{\rho \cdot N \cdot DI^2}$$

$$V_t = 1,4421 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

11. Hallar el número de Reynolds

$$\text{Re} = \frac{10^{-3} \cdot \rho \cdot V_t \cdot DI}{\mu}$$

$$\text{Re} = 27.058,1591$$

12. Hallar Pr

$$\text{Pr} = \frac{1.000 C_p \cdot \mu}{K}$$

$$\text{Pr} = 5,6805$$

13. Hallar el número de Nusselt

Si $\text{Re} < 2300$

$$Nu_{iso} = 3,576$$

$$f = \frac{16}{\text{Re}}$$

Si $\text{Re} > 2300$

$$A = \left[2,2088 + 2,457 \operatorname{Ln} \left(\frac{e}{DI} + \frac{42,683}{\operatorname{Re}^{0,9}} \right) \right]^{16}$$

$$B = \frac{37,530}{\operatorname{Re}}$$

$$f = 2 \left[\left(\frac{8}{\operatorname{Re}} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{3/2}} \right]^{1/12}$$

$$f = 0,006019$$

$$Nu_{liso} = \frac{\frac{f}{8} (\operatorname{Re} - 1000) \operatorname{Pr}}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8} \right)^{1/2} (\operatorname{Pr}^{2/3} - 1)}$$

$$Nu_{liso} = 183,4532$$

3. Hallar Reynolds rugoso, $\operatorname{Re}_\varepsilon$

$$\operatorname{Re}_\varepsilon = \operatorname{Re} \frac{e}{DI} \sqrt{\frac{f}{8}}$$

Si $\operatorname{Re}_\varepsilon < 5$ (hidrodinámicamente liso)

$$f = \left[1,7372 \left(\frac{\operatorname{Re}}{1,964 \operatorname{Ln}(\operatorname{Re}) - 3,8215} \right) \right]^{-2}$$

$$Nu_{rug} = \frac{\frac{f}{8}(\text{Re}-1000)\text{Pr}}{1 + 12,7\left(\frac{f}{8}\right)^{1/2}(\text{Pr}^{2/3}-1)}$$

Si $\text{Re}_\varepsilon > 70$ (hidrodinámicamente rugoso)

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 3,84 - 1,7372 \ln\left(\frac{e}{DI}\right)$$

Si $\text{Pr} < 10$

$$Nu_{rug} = \frac{\frac{f}{8} \text{Re} \cdot \text{Pr}}{1 + \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} (4,5 \text{Re}_\varepsilon^{0,2} \cdot \text{Pr}^{0,5} - 8,48)}$$

Si $\text{Pr} > 390$ o $\text{Re} > 500000$

$$Nu_{rug} = \frac{(\text{Re}-1000)\text{Pr} \frac{f}{2}}{1 + \sqrt{\frac{f}{2}} (17,72 - 13,77 \text{Pr}^{0,8}) \text{Re}_\varepsilon^{0,5} - 8,48}$$

Ninguna de anteriores:

$$Nu_{rug} = 0,0471 \text{Re} \sqrt{\text{Pr} \cdot f} (1,11 + 0,44 \text{Pr}^{-1/3} - 0,7 \text{Pr}^{-1/6})$$

Si $5 < Re_{\epsilon} < 70$

$$A = \frac{\left(\frac{e}{DI}\right)^{1,1098}}{6,0983} + \left(\frac{7,149}{Re}\right)^{0,8981}$$

$$f = \left[3,48 - 1,7372 \ln\left(\frac{e}{DI} - \frac{16,2624}{Re} \ln(A)\right) \right]^{-1/2}$$

$$Nu = Nu_{liso} + (Re_{\epsilon} - 5) \left(\frac{Nu_{rug} - Nu_{liso}}{70 - 5} \right)$$

14. Coeficiente de transferencia de calor

a. Para Agua

$$1. h_{io} = \frac{1,27 \cdot 10^4}{DO} (Vt \cdot DI)^{0,7} \left(\frac{1,8 \cdot TMT + 32}{100} \right)^{0,26}$$

$$h_{io} = 5.622,37 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$2. R_{io} = \frac{1}{h_{io}}$$

$$R_{io} = 1,77861 \cdot 10^{-4} \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

$$3. TW = TMT + U_o.(Rio + rio)(TMC - TMT)$$

$$TW = 40,7424 \text{ } ^\circ\text{C}$$

b. Para otro fluido.

$$1. h_{io} = \frac{Nu.K}{DI}$$

$$2. Rio = \frac{1}{h_{io}}$$

$$3. TW = TMT + U_o.(Rio + rio)(TMC - TMT)$$

4. hallar la viscosidad a la temperatura de pared (TW) y posteriormente calcular el factor de corrección del gradiente de viscosidad, φ :

$$\varphi = \frac{\mu}{\mu_{TW}}$$

5. Hacer la corrección de h_{io}

$$h_{io} = h_{io} * \varphi$$

$$6. Rio = \frac{1}{h_{io}}$$

15. Caída de presión - lado tubos

1. Caída de presión en las boquillas, ΔP_n :

$$V_n = \frac{(1,273 \cdot 10^6) wt}{(DTNI) \cdot (DTNO) \cdot \rho} \quad V_n = 0,806476$$

$$\Delta P_n = \frac{\rho \cdot V_n^2}{1.112} \quad \Delta P_n = 0,582663$$

2. Caída de presión por la entrada de los tubos, la expansión y por el cambio de dirección del fluido, ΔP_e :

Si NTP=1

$$Ke=0,9$$

Para tubos rectos y NTP>1

$$Ke=1,6 \cdot NTP \quad Ke=6,4$$

Para tubos en U y NTP>1

Si NTP=2

$$Ke=0.9$$

Si NTP=1 o NTP>2

$$Ke=0.8 \cdot NTP$$

$$\Delta P_e = \frac{Ke \cdot \rho \cdot Vt}{2.000} \quad \Delta P_e = 6,55805$$

3. Caída de presión debido a la fricción en los tubos

$$\Delta P_t = 2 \cdot f \left(\frac{\rho \cdot Vt^2 \cdot NTP \cdot L}{DI} \right) \quad \Delta P_t = 30,5789$$

4. Determinar Ft

a. Tubos de acero

$$Ft = \left(\frac{DO - (2 \cdot l)}{DO - 2 \cdot 2 \cdot l - 0,2291 \cdot DO^{0,3}} \right)^5 \quad Ft = 0,9840$$

b. Tubos de aleaciones no ferrosas.

$$Ft = \left(\frac{DO - 2 \cdot l}{(1,05 \cdot (DO - 2 \cdot l)^2)^{0,5} - (1,7267 \cdot 10^5) \cdot DO^{-0,92}} \right)$$

$$5. \Delta Pt_{nn} = Ns(\Delta P_n + \Delta P_e + Ft \cdot \Delta P_t): \quad \Delta Pt_{nn} = 37,2313$$

Si ΔP es razonable (Referirse al Anexo A - 6) diríjase al paso siguiente. Si ésta es muy alta o muy baja, cambiar el número de pasos de tubos por carcasa (NTP) y recalculer del paso 8 en adelante

16. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor sin tomar en cuenta la carcasa

$$U_{ox} = \frac{1}{R_{io} + r_{io} + r_w + r_o}$$

$$U_{ox} = 1.436,6596 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

9. ITERACIÓN DEL LADO DE LA CARCASA

1. Cálculo de la temperatura de película:

$$T_{peli} = TMS - \frac{1}{2} \cdot (TMS - TMT) \cdot \left(1 - \frac{U_o}{U_{ox}}\right)$$

$$T_{peli} = 48,5826 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2. Cálculo de la temperatura de pared

$$TW = TMT + U_{ox} \cdot (R_{io} + r_{io}) \cdot (TMS - TMT)$$

$$TW = 40,7281 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3. Propiedades del condensado a la temperatura de película

a. Densidad del líquido saturado a T_{peli} . $\rho_{lipel} = 543.9956 \frac{Kg}{m^3}$

b. Viscosidad a T_{peli} . $\mu_{pel} = 1.2688 \cdot 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s}$

c. Calor específico a T_{pel} . $C_{p_{pel}} = 2.5846 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$

d. Conductividad Térmica a T_{pel} . $K_{pel} = 9.5402 * 10^{-2} \frac{\text{W}}{\text{m.K}}$

e. Densidad del vapor saturado a T_{pel} . $\rho_{v_{pel}} = 11.8230 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$

5. Número de tubos transversales a la línea central del haz

Si el arreglo es triangular

$$V1 = 1.10$$

Si el arreglo es cuadrado

$$V1 = 1.19$$

$$NTC = V1 \cdot \sqrt{NTT}$$

$$NTC = 15,2817$$

6. Cálculo del diámetro del haz de tubos

$$Dt = (NTC - 1) \cdot Pt + DO$$

$$Dt = 391,8052 \text{ mm}$$

7. Cálculo del diámetro interno de la carcasa

$$DS = \frac{Dt}{0,9}$$
$$DS = 435,25 \text{ mm}$$

$$\text{Si } (25.4 + Dt) < DS < (Dt + 76.2)$$

$$DS = Dt + 76.3$$

8. Cálculo del ancho entre los deflectores

Si la carcasa es tipo E ó tipo J

$$FF=1$$

Si la carcasa es tipo F

$$FF=2$$

$$W_{deflec} = \frac{D \sin t - DO.NTC}{FF}$$

$$W_{deflec} = 169,57 \text{ mm}$$

9. Número de deflectores

Para deflectores segmentados (SS)

$$FBT= 1$$

Para deflectores segmentados dobles (DS)

$$FBT= 2$$

$$NB = 833.FBT.\frac{L}{Pb}$$

$$NB=23$$

10. Área de flujo entre los deflectores

$$S = Wdeflec.(Pb - 9,53)$$

$$S = 56.888,7237 \text{ mm}^2$$

11. Volumen de vapor entrando

$$V_{ven} = \frac{wS}{\rho_{vsat}}$$

$$V_{ven} = 0.2567 \frac{m^3}{s}$$

12. Volumen de líquido saliendo

$$V_{lisa} = \frac{wS}{\rho_{lisat}}$$

$$V_{lisa} = 6,5628 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{s}$$

13. Densidad promedio

$$\rho_{pro} = \frac{2ws}{V_{ven} + V_{lisa}}$$

$$\rho_{pro} = 26,741 \frac{Kg}{m^3}$$

14. Velocidad másica

Para carcasa tipo E y tipo F:

$$FJ=1$$

Para carcasa tipo J:

$$FJ=0.5$$

$$G = \frac{ws \cdot 10^6}{s} \left(\frac{FJ}{FBT} \right)$$

$$G = 30,9375 \frac{Kg}{s \cdot m^2}$$

15. Velocidad del fluido del lado de la carcasa

$$V_{car} = \frac{G}{\rho_{pro}}$$

$$V_{car} = 1,14 \frac{m}{s}$$

16. Caída de presión del lado de la carcasa

1. Número de Reynolds del lado carcasa

$$Re_{car} = DO \cdot 10^{-3} \frac{G}{\mu_{pel}}$$

$$Re_{car} = 4.577,3035$$

2. $\frac{DO}{Pt - DO} = 3$

4. Del Anexo A - 11 calcular el factor de correlación para la caída de presión en el lado de la carcasa YSP $YSP = 0,5581$

5. Del Anexo Anexo A - 13 tomar el Factor de caída de presión B_2 .

$$B_2 = 0,5$$

6. Caída de presión debida a la fricción

$$\Delta P_{fris} = YSP \cdot NTC \cdot NB \frac{\rho_{pro} \cdot V_{car}^2}{2.000} B_2 \left(\frac{FJ}{FBT} \right)$$

$$\Delta P_{fris} = 0,874036 \text{ KPa}$$

7. Caída de presión:

$$\Delta P_{rs} = (NB + 1) \left(\frac{7 \cdot Pb}{DO} \right) \frac{\rho_{pro} \cdot V_{car}}{2.000} FJ$$

$$\Delta P_{rs} = 2,1826 \text{ KPa}$$

8. Caída de presión total:

$$\Delta P_s = 1,15 NS (\Delta P_{fris} + \Delta P_{rs})$$

$$\Delta P_s = 3,5151 \text{ KPa}$$

Si ΔP_s es razonable (Referirse al Anexo A - 6) diríjase al paso siguiente Si esta es muy alta o muy baja, cambiar el tipo de carcasa, el tipo de deflector o la distancia entre deflectores y repita desde el punto 8 de la iteración del lado de la carcasa.

17. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado carcasa

$$1. hfg' = hfg + \frac{3}{8} C_{p_{sat}} (TMS - T_{peli})$$

$$hfg' = 333,68 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$2. h_o = 0,725 \left(\frac{\rho_{lipel} (\rho_{lipel} - \rho_{vpel}) \cdot hfg' \cdot K_{pel}^3 \cdot 9,81 \cdot 10^6}{\mu_{pel} DO (TMS - T_{peli})} \right)^{1/4}$$

$$h_o = 2000,8217 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

3. Cálculo del número de Reynolds a partir del coeficiente de

transferencia de calor del lado carcasa: $Re_{car} = \frac{4h_o.L.10^3(TMS - TW)}{hfg \cdot \mu_{pel}}$

$$Re_{car} = 1811,3438$$

Si $Re_{car} > 1800$ entonces

$$h_o = 0,0077 Re_{car}^{0,4} \left(\frac{K_{pel} \cdot \rho_{lipel} (\rho_{lipel} - \rho_{vpel}) \cdot 9,81}{\mu_{pel}^2} \right)^{1/3}$$

$$h_o = 12855,066 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

18. Cálculo del coeficiente final de transferencia de calor

$$Uo_{final} = \frac{h_o Uox}{h_o + Uox}$$

$$Uo_{final} = 801,1951 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Se comparan el Uo_{final} con el Uo , si la diferencia entre ellos es muy elevada, Uo toma el valor de Uo_{final} y se repiten los cálculos hasta conseguir una convergencia.

19. Cálculo del área requerida

$$A = \frac{Q}{LMTD.U_o}$$

$$A = 57,3150 \text{ m}^2$$

El área que resulta del ejemplo de Kern (1999) para el condensador A_K es:

$$A_K = 48,60 \text{ m}^2 (523 \text{ pie}^2)$$

$$Error = \frac{|A - A_K|}{A_K} * 100 \quad Error = 18\%$$

Al comparar el área calculada en este procedimiento con la del ejemplo de condensación de Kern (1999), se puede notar que el error es de 18 %, lo cual es aceptable tomando en cuenta que el valor A_K está referido a un coeficiente limpio, que además fue calculado para un intercambiador con zona de sobrecalentamiento y zona de condensación.

Es importante destacar que el área A_K , es la correspondiente a la zona de condensación solamente.

4.2. PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA EL DISEÑO TÉRMICO DE REHERVIDORES

1. CALCULAR LMTD

1. Determinar de la hoja de datos:

- a. Temperatura de entrada del fluido a ser enfriado.

$$T1=301,667 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

- b. Temperatura de salida del fluido a ser enfriado.

$$T2=246,111 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

- c. Temperatura de entrada del fluido a ser calentado.

$$t1=204,44 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

- d. Temperatura de salida del fluido a ser calentado.

$$t2=204,444 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

2. Determinar LMTD

$$\Delta T1 = T1 - t2$$

$$\Delta T2 = T2 - \left(t1 + \left(\frac{t2 - t1}{3} \right) \right)$$

$$LMTD = \frac{\Delta T1 - \Delta T2}{\ln\left(\frac{\Delta T1}{\Delta T2}\right)}$$

$$LMTD = 65,57 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2. TEMPERATURA MEDIA

1. Asignar las temperaturas correspondientes a:

- a. Temperatura de entrada - lado tubos. $TTen = 301,667 \text{ } ^\circ\text{C}$
- b. Temperatura de salida - lado tubos. $TTsa = 246,111 \text{ } ^\circ\text{C}$
- c. Temperatura de entrada - lado carcasa. $TSen = 204,444 \text{ } ^\circ\text{C}$
- c. Temperatura de salida - lado carcasa. $TSsa = 204,444$

2. Calcular la temperatura media

- a. Temperatura media - lado tubos:

$$TMT = \frac{TTen + TTsa}{2}$$

$$TMT = 273,890$$

- b. Temperatura media - lado carcasa:

$$TMS = \frac{TSen + TSsa}{2}$$

$$TMS = 204,444 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3. TASA DE FLUJO Y NOMBRE DE LOS FLUIDOS

a. Fluido de Los Tubos: Gasoil 28° API

b. Fluido de la Carcasa: Gasolina 56° API

c. Tasa de Flujo, Tubos. $w_t = 4,372 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

d. Tasa de flujo de entrada, Carcasa $w_e = 5,733$

d. Tasa de Flujo de vapor, Carcasa. $w_s = 3,340 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

4. PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS

1. Fluido - lado tubos

a. Densidad a $TTen$. $\rho_{et} = 800 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$

b. Densidad a $TTsa$. $\rho_{st} = 800 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$

c. Densidad a TMT . $\rho = 800 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$

d. Viscosidad a TMT . $\mu = 0,0003 \text{ Pa}\cdot\text{s}$

e. Calor específico a TMT . $C_p = 3,22 \frac{kJ}{kg \cdot K}$

f. Conductividad Térmica a TMT . $K = 0,14 W/m \cdot ^\circ K$

2. Fluido - lado carcasa

a. Entalpía del líquido a $TSen$. $h_{liq} = 674,54 \frac{kJ}{kg}$

b. Entalpía del líquido a $TSsa$. $h_{lsat} = 674,54 \frac{kJ}{kg}$

c. Entalpía del vapor a $TSsa$. $h_{vsat} = 895,51 \frac{kJ}{kg}$

5. FACTOR DE INCRUSTACIÓN

Ver ;**Error! No se encuentra el origen de la referencia.** y

Anexo A - 5

a. $r_i = 0,00035 \frac{m^2 K}{W}$

b. $r_o = 0,0002 \frac{m^2 K}{W}$

6. PARÁMETROS DE DISEÑO MECÁNICO

1. Temperatura y presión de diseño

- a. Temperatura de diseño, Tubos. $TDT = 400 \text{ }^\circ\text{C}$
- b. Temperatura de diseño, Carcasa. $TDS = 414 \text{ }^\circ\text{C}$
- c. Presión de diseño, Tubos. $PDT = 134.7 \text{ KPa}$
- d. Presión de diseño, Carcasa. $PDS = 215 \text{ KPa}$

2. Dimensiones de las boquillas de los tubos

- a. Diámetro Interno de la boquilla de entrada. $DTNI = 147 \text{ mm}$
- b. Diámetro Interno de la boquilla de salida. $DTNO = 150 \text{ mm}$

3. Características de los tubos.

- a. Diámetro externo. $DO = 24,5 \text{ mm}$
- b. Diámetro interno. $DI = 21,18 \text{ mm}$
- c. Espesor. $l = 2,11 \text{ mm}$
- d. Longitud. $L = 3,65 \text{ m}$
- e. Conductividad Térmica. (Ver Anexo A - 7) $K_w = 36 \frac{W}{mK}$

f. Distancia entre centros de tubos (Pt). $Pt = 31,75$

g. Arreglo y distancia entre centros de tubos adyacentes (Ver Anexo A - 8)

h. Rugosidad de los tubos. $e = 0$ mm

i. Arreglo de los tubos

30° _____ 45° 60° _____ 90° _____

4. Características de la carcasa

a. Tipo de material:

FERROSO NO FERROSO _____

b. Tipo de cabezal delantero (Ver Anexo A - 15) :

A B _____ C _____ N _____ D _____

c. Tipo de cabezal posterior (Ver Anexo A - 15):

P _____ S _____ U _____ T W _____

d. Tipo de carcasa: (Ver Anexo A - 15)

K

e. Tipo de construcción:

R _____ B C _____

7. PRIMER TANTEO DE TAMAÑO

1. Calor Intercambiado

$$Q = Q_s + Q_l$$

$$Q_s = we.(h_{lsat} - h_{liq})$$

$$Q_s = ws.(h_{vsat} - h_{lsat})$$

Calor latente $Q_s = 738039.8 \text{ w}$

Calor sensible $Q_l = 0 \text{ w}$

Calor total intercambiado = 738039.8 w

2. Cálculo del Área mínima

$$A_{min} = \frac{Q}{47300 \frac{W}{m^2}}$$

$$A_{min} = 15.6 \text{ m}^2$$

3. Número de carcacas.

$$N_s = 1$$

4. Área por carcasa

$$A_s = \frac{A_{\min}}{N_s}$$

$$A_s = 15.6 \text{ m}^2$$

5. Cálculo del coeficiente global máximo de transferencia de calor

$$U_o \max = \frac{Q}{A_{\min} . LMTD}$$

$$U_o \max = 721,366 \text{ w/ m}^2 . \text{K}$$

8. ITERACIÓN DEL LADO DE LOS TUBOS

1. Asumir un valor U_o . (Ver Anexo A - 1, Anexo A - 2 y Anexo A - 3)

$$U_o = 650 \frac{W}{m^2 . K}$$

2. Área de Transferencia de Calor, A

$$A = \frac{Q}{U_o . LMTD}$$

$$A = 17,316 \text{ m}^2$$

3. Número de carcasas, N_s

$$N_s = 1$$

4. Área por Carcasa, A_s

$$A_s = \frac{A}{N_s}$$

$$A_s = 17,316 \text{ m}^2$$

5. Resistencia debida al ensuciamiento

$$r_{io} = \left(\frac{D_o}{D_i} \right) \cdot r_i$$

$$r_{io} = 0.000419735 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$$

6. Resistencia de la pared del tubo

$$r_w = \frac{l}{1.000 K_w}$$

$$r_w = 0,0000586 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$$

7. Número total de Tubos

$$NTT = \frac{318 \cdot A_s}{(L - 0,52) \cdot D_o}$$

$$NTT = 62$$

8. Número de pasos de tubo

$$NTP = 6$$

9. Número de tubos por paso

$$N = \frac{NTT}{NTP}$$

$$N = 10$$

10. Hallar la Velocidad en el interior de los Tubos

$$Vt = \frac{(1,23 \cdot 10^6) wt}{\rho \cdot N \cdot DI^2}$$

$$Vt = 1,55 \text{ m/s } \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

11. Hallar el número de Reynolds

$$Re = \frac{10^{-3} \cdot \rho \cdot Vt \cdot DI}{\mu}$$

$$Re = 87.595,375$$

12. Hallar Pr

$$Pr = \frac{1.000 Cp \cdot \mu}{K}$$

$$Pr = 6,9$$

13. Hallar el número de Nusselt

Si $Re < 2300$

$$Nu_{iso} = 3,576$$

$$f = \frac{16}{Re}$$

Si $Re > 2300$

$$A = \left[2,2088 + 2,457 \operatorname{Ln} \left(\frac{e}{DI} + \frac{42,683}{Re^{0,9}} \right) \right]^{16}$$

$$B = \frac{37,530}{Re}$$

$$f = 2 \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{3/2}} \right]^{1/12}$$

$f = 0,004628$ verificar

$$Nu_{iso} = \frac{\frac{f}{8} (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8} \right)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)}$$

$$Nu_{iso} = 537,269180$$

3. Hallar Reynolds rugoso, Re_e

$$Re_{\varepsilon} = Re \frac{e}{DI} \sqrt{\frac{f}{8}}$$

Si $Re_{\varepsilon} < 5$ (hidrodinámicamente liso)

$$f = \left[1,7372 \left(\frac{Re}{1,964 \ln(Re) - 3,8215} \right) \right]^{-2}$$

$$Nu_{rug} = \frac{\frac{f}{8} (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8} \right)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)}$$

Si $Re_{\varepsilon} > 70$ (hidrodinámicamente rugoso)

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 3,84 - 1,7372 \ln \left(\frac{e}{DI} \right)$$

Si $Pr < 10$

$$Nu_{rug} = \frac{\frac{f}{8} Re \cdot Pr}{1 + \left(\frac{f}{8} \right)^{1/2} (4,5 Re_{\varepsilon}^{0,2} \cdot Pr^{0,5} - 8,48)}$$

Si $Pr > 390$ o $Re > 500000$

$$Nu_{rug} = \frac{(Re-1000) Pr \frac{f}{2}}{1 + \sqrt{\frac{f}{2}} (17,72 - 13,77 Pr^{0,8}) Re_{\varepsilon}^{0,5} - 8,48}$$

Ninguna de anteriores:

$$Nu_{rug} = 0,0471 Re \sqrt{Pr \cdot f} (1,11 + 0,44 Pr^{-1/3} - 0,7 Pr^{-1/6})$$

Si $5 < Re_{\varepsilon} < 70$

$$A = \frac{\left(\frac{e}{DI}\right)^{1,1098}}{6,0983} + \left(\frac{7,149}{Re}\right)^{0,8981}$$

$$f = \left[3,48 - 1,7372 \ln\left(\frac{e}{DI} - \frac{16,2624}{Re} \ln(A)\right) \right]^{-1/2}$$

$$Nu = Nu_{liso} + (Re_{\varepsilon} - 5) \left(\frac{Nu_{rug} - Nu_{liso}}{70 - 5} \right)$$

14. Coeficiente de transferencia de calor

a. Para Vapor de Agua

$$1. h_{io} = 6.800 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$2. R_{io} = \frac{1}{h_{io}}$$

$$3. TW = TMT + U_o.(Rio + rio)(TMC - TMT)$$

b. Para otro fluido.

$$1. h_{io} = \frac{Nu.K}{DI}$$

$$h_{io} = 3.551,3543$$

$$2. Rio = \frac{1}{h_{io}}$$

$$Rio = 0,000281583$$

$$3. TW = TMT + U_o.(Rio + rio)(TMC - TMT)$$

$$TW = 242,232 \text{ } ^\circ\text{C}$$

4. hallar la viscosidad a la temperatura de pared (TW) y posteriormente calcular el factor de corrección del gradiente de viscosidad, φ :

$$\varphi = \frac{\mu}{\mu_{TW}} = 1$$

5. Hacer la corrección de h_{io}

$$h_{io} = h_{io} * \varphi = 3.551,3543$$

$$6. R_{io} = \frac{1}{h_{io}} = 0,0002815$$

15. Caída de presión - lado tubos

1. Caída de presión en las boquillas, ΔP_n :

$$V_n = \frac{(1,273 \cdot 10^6) \cdot wt}{(DTNI)(DTNO) \cdot \rho}$$

$$V_n = 0,3155 \frac{m}{s}$$

$$\Delta P_n = \frac{\rho \cdot V_n^2}{1,112}$$

$$\Delta P_n = 0,071615$$

2. Caída de presión por la entrada de los tubos, la expansión y por el cambio de dirección del fluido, ΔP_e :

Si $NTP=1$

$Ke=0,9$

Para tubos rectos y $NTP > 1$

$Ke=1,6 \cdot NTP$

$Ke=9,6$

Para tubos en U y NTP>1

Si NTP=2

Ke=0,9

Si NTP=1 o NTP>2

Ke=0,8*NTP

$$\Delta P_e = \frac{Ke \cdot \rho \cdot Vt}{2.000}$$

$$\Delta P_e = 9,2355 \text{ kPa}$$

3. Caída de presión debido a la fricción en los tubos

$$\Delta P_t = 2 \cdot f \left(\frac{\rho \cdot Vt^2 \cdot NTP \cdot L}{DI} \right)$$

$$\Delta P_t = 18,417 \text{ kPa}$$

4. Determinar Ft

a. Tubos de acero

$$Ft = \left(\frac{DO - (2I)}{DO - 2,2I - 0,2291 \cdot DO^{0,3}} \right)^5$$

$$Ft = 1,282$$

b. Tubos de aleaciones no ferrosas.

$$Ft = \left(\frac{DO - 2.l}{(1,05.(DO - 2.l)^2)^{0,5} - (1,7267.10^5)DO^{-0,92}} \right)$$

$$5. \Delta Pt_{mn} = Ns(\Delta P_n + \Delta P_e + Ft.\Delta P_t):$$

$$\Delta Pt_{mn} = 32,918 \text{ kPa}$$

Si ΔPt_{mn} es razonable (ver Anexo A - 6) dirijase al paso siguiente. Si ésta es muy alta o muy baja, cambiar el número de pasos de tubos por carcasa (NTP) y recalculer del paso 8 en adelante.

9. ITERACIÓN DEL LADO DE LA CARCASA

1. Cálculo del coeficiente de película

$$ho = \frac{Q}{\left(\frac{Qs}{hs}\right) + \left(\frac{Ql}{hl}\right)}$$

hs y hl se toman del Anexo A - 16

Si el fluido es agua:

$$\text{Si } hs > 13 \text{ entonces } hl = 340,7 \frac{W}{m^2.K} \quad \left(1000 \frac{BTU}{h.pie^2.F}\right)$$

Si el fluido es hidrocarburo:

$$\text{Si } h_s > 37 \text{ entonces } h_l = 1.703,47 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad \left(300 \frac{BTU}{h \cdot pie^2 \cdot F} \right)$$

$$h_o = 1.703,47$$

$$Ro = 0,000587$$

2. Cálculo del diámetro interno de la carcasa

SI NTP=1

$$Dt = 1.11 * (NTT)^{0.5} * Pt + DO$$

Si NTP=2

Si Arreglo=30° o Arreglo= 60°

Para tubos rectos

$$kn = 0.866$$

$$k1 = 0.997$$

$$k2 = 0.429$$

$$k3 = 15.875$$

Para tubos en U

$$k_n=0.866$$

$$k_1=0.997$$

$$k_2=0.429$$

$$k_3=25.4$$

Si Arreglo=45° o Arreglo=90°

Para tubos rectos

$$k_n=1$$

$$k_1=0.9968$$

$$k_2=0.16$$

$$k_3=15.875$$

Para tubos en U

$$k_n=1$$

$$k_1=0.998$$

$$k_2=0.367$$

$$k_3=25.4$$

$$B = \frac{k_2 \cdot (DO + k_3)}{(1.57 \cdot k_1)}$$

$$C = \frac{NTT \cdot k_n \cdot P_t \cdot P_t}{(0.785 \cdot k_1)}$$

$$Dt = B + (B \cdot B + C)^{0.5} + DO$$

Si NTP=4

Si Arreglo=30° o Arreglo= 60°

Para tubos rectos

$$k_n = 0.866$$

$$k_1 = 0.992$$

$$k_2 = 0.800$$

$$k_3 = 15.875$$

Para tubos en U

$$k_n = 0.866$$

$$k_1 = 0.999$$

$$k_2 = 1.001$$

$$k_3=25.4$$

Si Arreglo=45° o Arreglo=90°

Para tubos rectos

$$k_n=1$$

$$k_1=0.995$$

$$k_2=0.700$$

$$k_3=15.875$$

Para tubos en U

$$k_n=1$$

$$k_1=1.004$$

$$k_2=1.001$$

$$k_3=25.4$$

$$B = \frac{k_2 \cdot (DO + k_3)}{(1.57 \cdot k_1)}$$

$$C = \frac{NTT \cdot k_n \cdot Pt \cdot Pt}{(0.785 \cdot k_1)}$$

$$Dt=B+(B*B+C)^{0.5}+DO$$

Si $NTP \geq 6$

Si Arreglo=30° o Arreglo= 60°

Para tubos rectos

$$kn=0.866$$

$$k1=0.993 - 0.0005*NTP$$

$$k2=0.2 + 0.15*NTP$$

$$k3=15.875$$

Para tubos en U

$$kn=0.866$$

$$k1=0.993 - 0.0005*NTP$$

$$k2=0.2 + 0.15*NTP$$

$$k3=15.875$$

Si Arreglo=45° o Arreglo=90°

Para tubos rectos

$$k_n=1$$

$$k_1=0.9979-0.00055*NTP= 0,9946$$

$$k_2=0.871+0.011*NTP=0,937$$

$$k_3=15.875$$

Para tubos en U

$$k_n=1$$

$$k_1=0.9979-0.00055*NTP$$

$$k_2=0.871+0.011*NTP$$

$$k_3=15.875$$

$$B=\frac{k_2*(DO+k_3)}{(1.57*k_1)}=24,767$$

$$C=\frac{NTT*k_n*Pt*Pt}{(0.785*k_1)}=80.049,94$$

$$Dt=B+(B*B+C)^{0.5}+DO = 334,17 \text{ mm}$$

Si NTP=3

Si Arreglo=30° o Arreglo= 60°

Para tubos rectos

$$k_n=0.866$$

$$k_1=0.997$$

$$k_2=0.429$$

$$k_3=15.875$$

Para tubos en U

$$k_n=0.866$$

$$k_1=0.997$$

$$k_2=0.429$$

$$k_3=25.4$$

Si Arreglo=45° o Arreglo=90°

Para tubos rectos

$$k_n=1$$

$$k_1=0.9968$$

$$k_2=0.16$$

$$k_3=15.875$$

Para tubos en U

$$k_n=1$$

$$k_1=0.998$$

$$k_2=0.367$$

$$k_3=25.4$$

$$B = \frac{k_2 * (DO + k_3)}{(1.57 * k_1)}$$

$$C = \frac{NTT * k_n * P_t * P_t}{(0.785 * k_1)}$$

Si Arreglo=45° o Arreglo=90°

$$Dt = 1.11 * ((NTT)^{0.5}) * P_t + DO + B + (B * B + C)^{0.5} + DO$$

Si Arreglo=30° o Arreglo= 60°

$$Dt = 1.035 * ((NTT)^{0.5}) * P_t + DO + B + (B * B + C)^{0.5} + DO$$

$$DS = Dt + 279,8 = 613,9 \text{ mm}$$

2. Cálculo del coeficiente de servicio

$$U_{ofinal} = \frac{1}{Rt}$$

$$Rt = R_{io} + R_o + r_{io} + r_o + r_w$$

$$Rt = 0,0015469 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{w}$$

$$U_{ofinal} = 646,428 \text{ w} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

Si U_{ofinal} calculado es menor que $U_o \text{ max}$ determinado en el punto 7 (sección de primer tanteo de tamaño), asuma U_o igual a U_{ofinal} , ajuste el área superficial y repita los cálculos hasta que llegue a un acuerdo. Si el U_{ofinal} calculado es más mayor que $U_o \text{ max}$, entonces se le envía al usuario un mensaje para que vuelva a iniciar los cálculos.

3. Cálculo del área requerida.

$$A = \frac{Q}{LMTD \cdot U_o}$$

$$A = 17,41 \text{ m}^2$$

El área que resulta del ejemplo de Kern (1999) A_K es:

$$A_K = 19,88 \text{ m}^2 (214 \text{ pie}^2)$$

$$Error = \frac{|A - A_K|}{A_K} * 100 \quad Error = 12\%$$

Al comparar el área calculada en este procedimiento con la del ejemplo de Kern (1999), se puede notar que el error es de 12 %, lo cual indica que el procedimiento presentado en este TEG es válido para el caso en estudio.

Capítulo V

Descripción y Alcances del Programa

Reseña:

En este capítulo se hace una descripción detallada del entorno visual del programa, se presenta el intervalo de operación de las principales variables y se mencionan las limitaciones del mismo.

5. DESCRIPCIÓN Y ALCANCES DEL PROGRAMA

5.1. DESCRIPCIÓN DEL PROGRAMA

El procedimiento de cálculo automatizado en este TEG, consta de las siguientes partes:

1. Pantalla de entrada
2. Pantallas de programas de cambio y sin cambio de fase
 - 2.1. Pantalla principal del programa IC2 (Sin cambio de fase).
 - 2.2. Pantalla principal del programa ICF.(Con cambio de fase)
 - 2.2.1. Pantalla de selección de procesos de cambio de fase
3. Hoja de entradas de datos físicos
 - 3.1. Ayudas
 - 3.2. Cálculo previo de propiedades físicas de los fluidos
 - 3.2.1. Filtro para el cálculo de propiedades físicas
 - 3.2.1.1. Verificar base de datos de fluidos
 - 3.2.1.2. Verificar rango de temperaturas

4. Hoja de entrada de datos mecánicos
 - 4.1. Ayudas
 - 4.2. Cálculo del diseño térmico
 - 4.2.1. Filtros de campos nulos o en blanco
 - 4.2.2. Filtros para caída de presión
 - 4.2.3. Filtros varios
5. Hojas de respuestas
 - 5.1. Hoja de repuestas preliminares
 - 5.2. Hoja de respuestas al detalle

En la

Figura 13 se muestra la pantalla de entrada que el usuario encuentra al abrir el programa ICF. En esta pantalla el usuario tiene la opción de escoger entre el procedimiento sin cambio de fase desarrollado por Mendoza (2006) y el procedimiento que contempla cambio de fase desarrollado en este TEG.



Figura 13. Pantalla de entrada al procedimiento de cálculo automatizado

Cuando el usuario escoge el procedimiento sin cambio de fase, se presenta la pantalla principal del programa IC2 (ver

Figura 14), y cuando escoge el procedimiento con cambio de fase, se presenta la pantalla principal del programa ICF (ver Figura 15). En esta última, el usuario tiene la opción de escoger el diseño térmico de rehervidores o de condensadores.

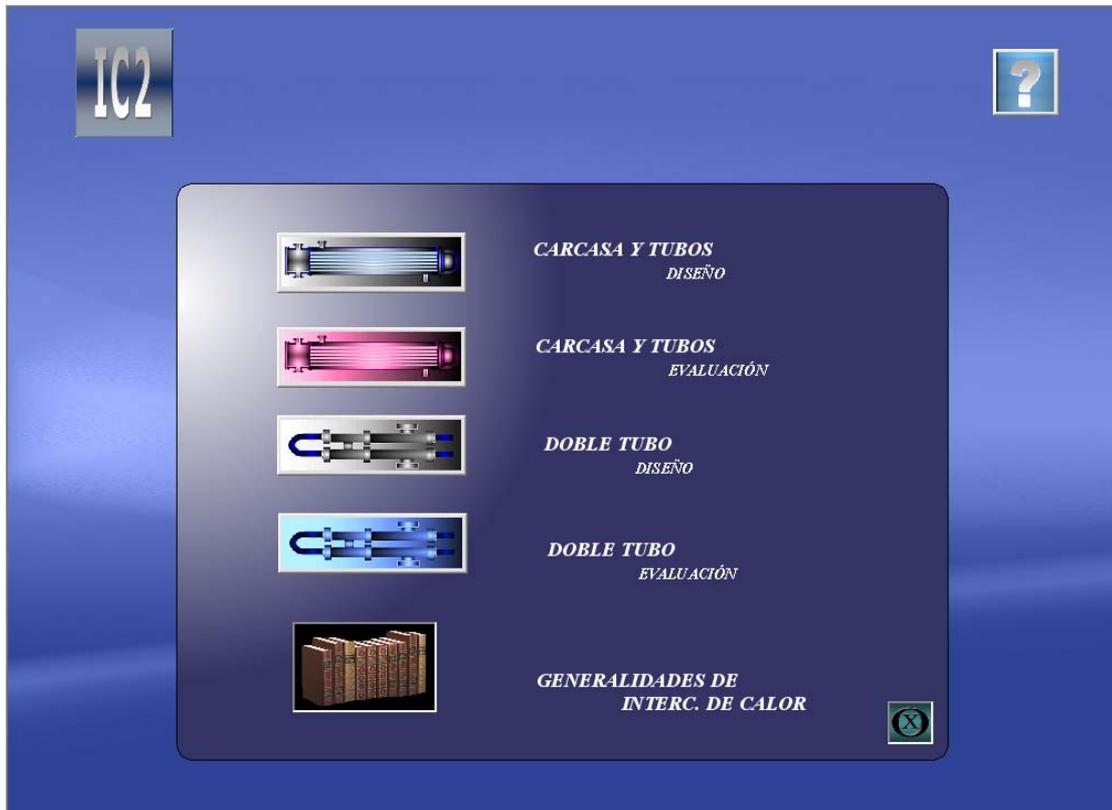


Figura 14. Pantalla Principal del programa IC2.



Figura 15. Pantalla principal del programa ICF

Una vez seleccionado el procedimiento requerido, el usuario debe introducir los datos necesarios para el cálculo en las pantallas de entrada de datos. En la hoja de entrada de propiedades físicas (pestaña Fiscondensacion o FisEbullicion), el usuario dispone de ayudas para cada uno de los parámetros solicitados. Para tener acceso a las ayudas, el usuario sólo tiene que oprimir el botón del parámetro de su interés y seguidamente el programa desplegará un archivo con la información correspondiente (ver Figura 16 y Figura 17).

Desarrollo de un Procedimiento de Cálculo para Diseño Térmico de Intercambiadores de Calor de Carcasa y Haz de Tubos con Cambio de Fase

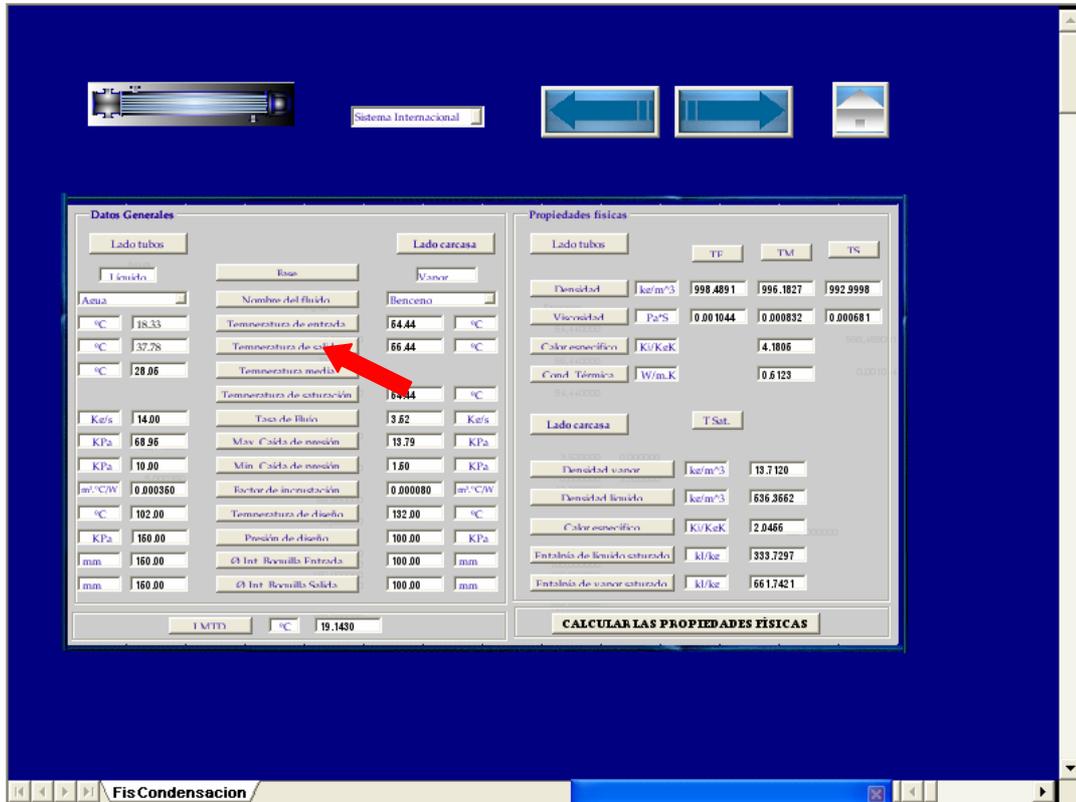


Figura 16. Selección de ayudas.

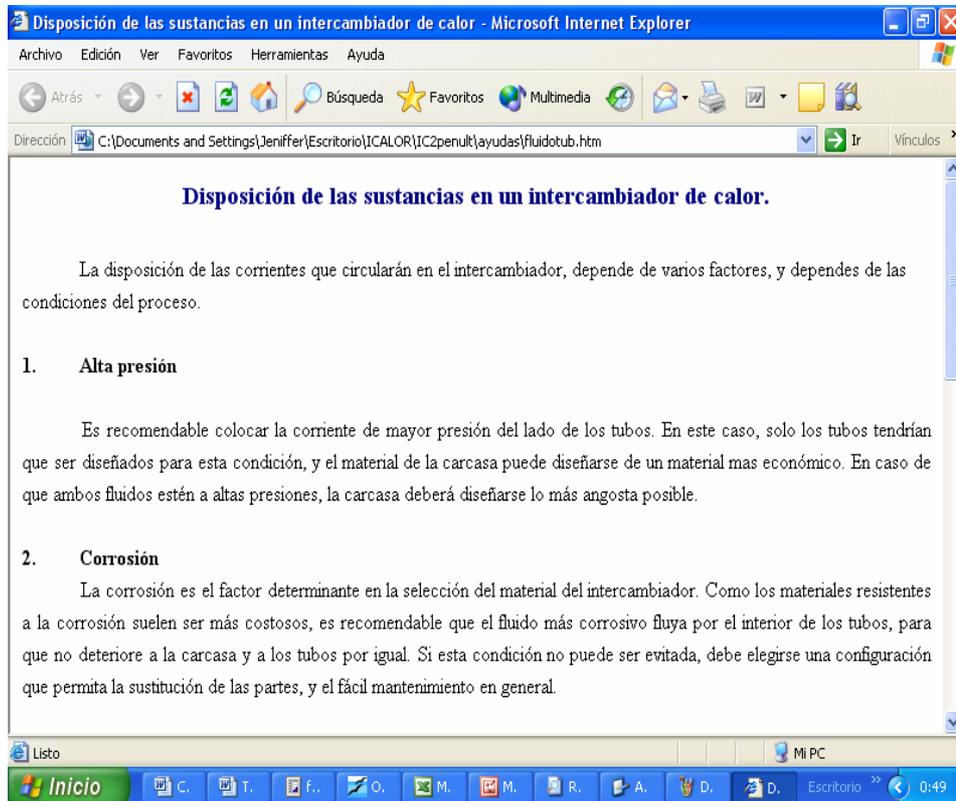


Figura 17. Presentación de ayuda seleccionada

Por otra parte, el usuario tiene la opción de ingresar las propiedades físicas de los fluidos u obtenerlas de la base de datos del programa pulsando el botón “Calcular las propiedades físicas”

El cálculo previo de propiedades físicas de los fluidos tiene un filtro para determinar si el fluido se encuentra en la base de datos (ver Figura 18) y un filtro para determinar si determinada temperatura se encuentra dentro del rango de temperaturas de la base de datos.



Figura 18. Mensaje de aviso indicando que el fluido no se encuentra en la base de datos

La hoja de entrada de datos mecánicos (pestaña MecCondensacion o MecEbullicion) también contiene ayudas para cada parámetro solicitado. Además, en esta hoja se inicia el cálculo para el diseño térmico del intercambiador al pulsar el botón “Calcular”.

Una vez comenzado el proceso de cálculo, el programa activa sus filtros para evitar que se dejen campos en blanco y/o el ingreso de valores nulos (ver Figura 19 y Figura 20). También se activan los filtros para evitar que en alguna de las iteraciones la caída de presión se salga de los límites establecidos por el usuario (ver Figura 21 y Figura 22).



Figura 19. Mensaje de aviso indicando que no se introdujo el valor de la temperatura

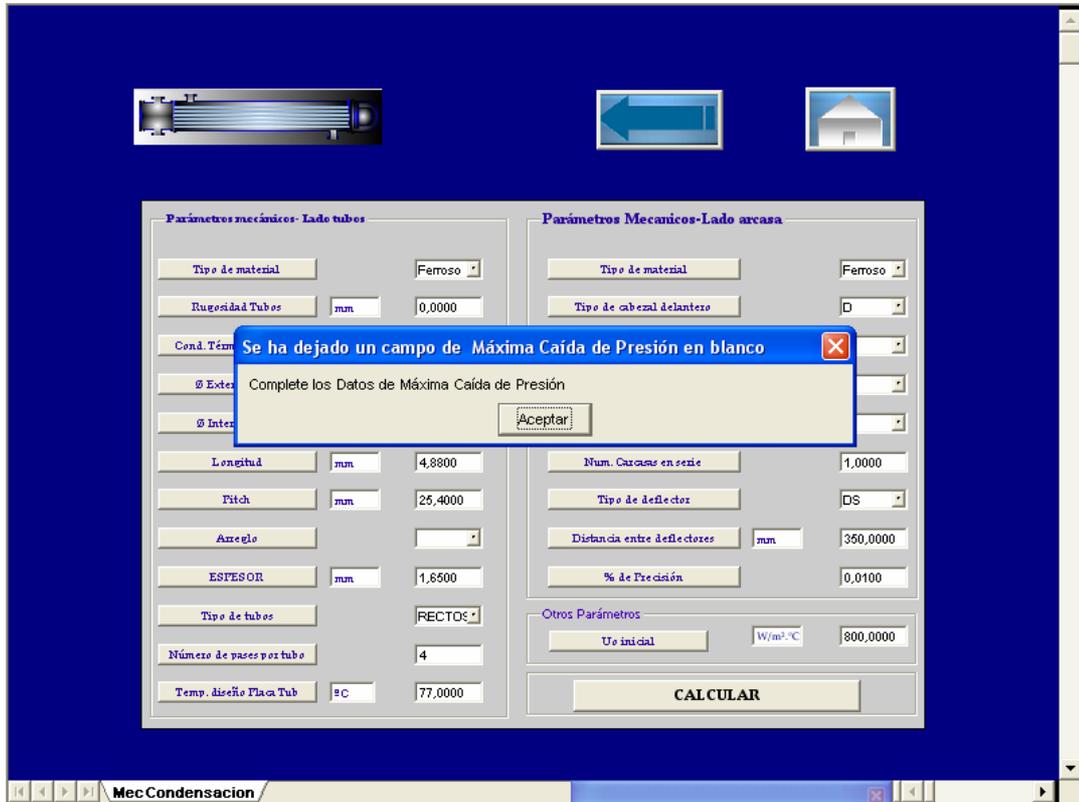


Figura 20. Mensaje de aviso indicando que el valor de máxima caída de presión no se introdujo.

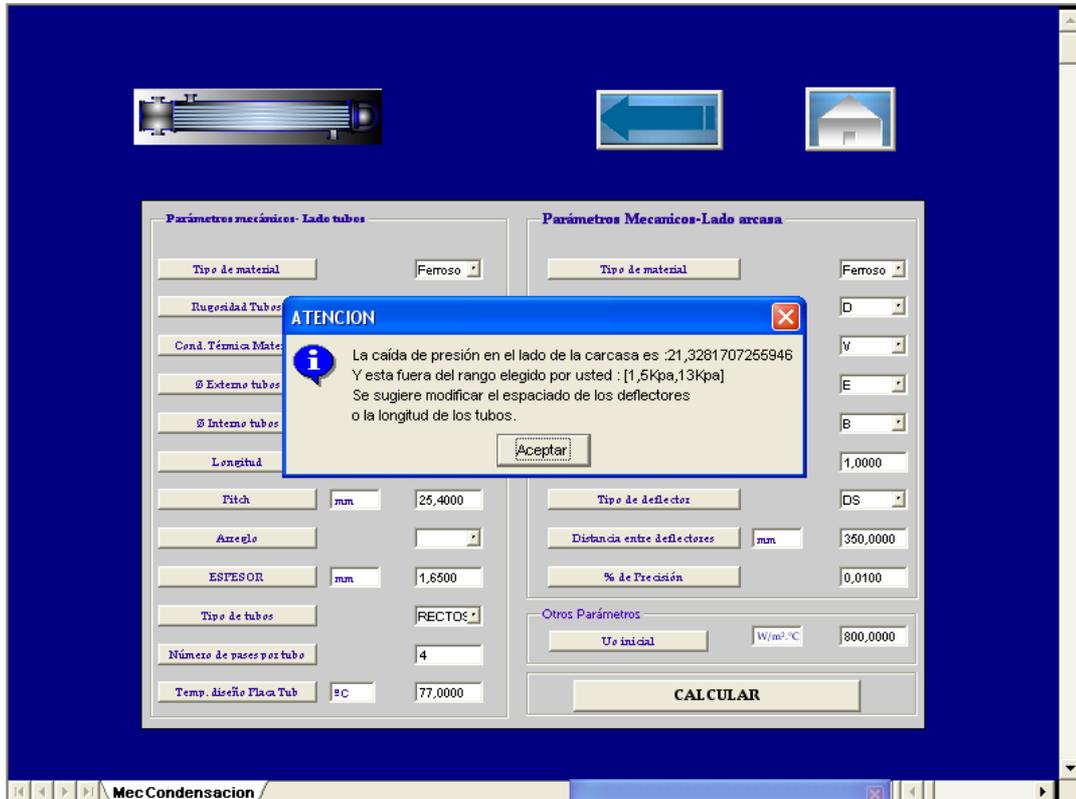


Figura 21. Mensaje de aviso indicando que la caída de presión del lado de la carcasa se sale de los límites establecidos

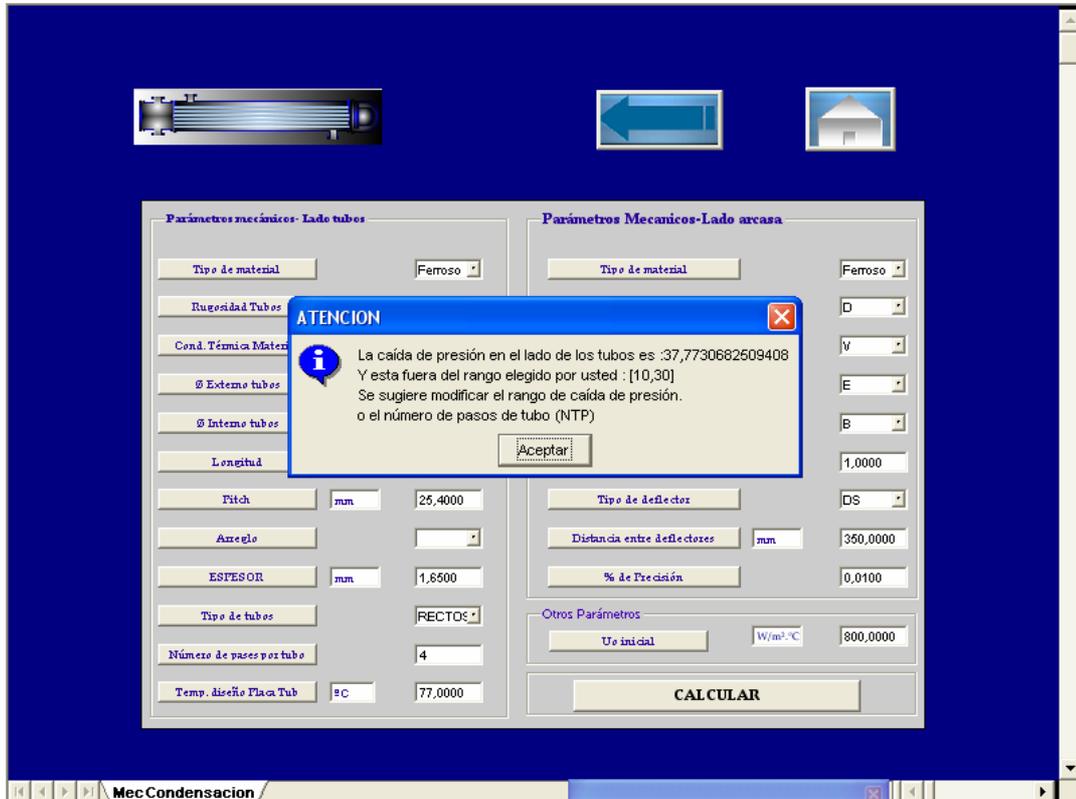


Figura 22. Mensaje de aviso indicando que la caída de presión del lado de los tubos se sale de los límites establecidos

Existen también otros filtros (Filtros varios) propios de cada procedimiento (condensación o ebullición), que guían al usuario a lo largo de todo el proceso, para evitarle errores o notificarle alguna novedad.

Finalmente, al terminar los cálculos el programa presenta una pantalla u hoja de respuestas preliminares (pestaña rcond o rrebull), que consta de los parámetros básicos requeridos por el usuario (ver Figura 23), tales como:

- Coeficiente global de transferencia de calor.

- Área requerida para la transferencia de calor.

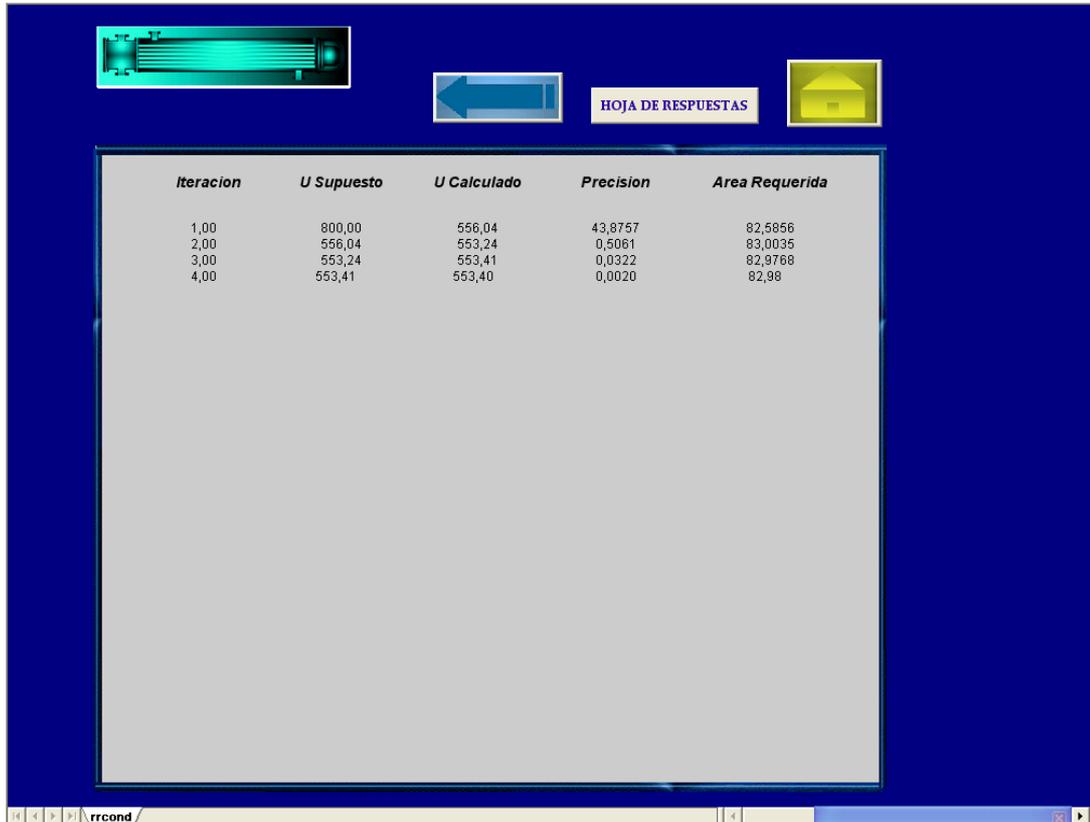


Figura 23. Pantalla de presentación de resultados preliminares

También el usuario tiene la opción de ver una hoja de respuestas al detalle (pestaña RRCondImp o RREbullImp), donde se presentan cada uno de los parámetros requeridos para el diseño térmico del intercambiador (ver Figura 24).

Desarrollo de un Procedimiento de Cálculo para Diseño Térmico de Intercambiadores de Calor de Carcasa y Haz de Tubos con Cambio de Fase

PROPIEDADES GENERALES			TUBOS	CARCASA
FUIDO			Agua	Benceno
TEMPERATURA DE ENTRADA(T.E.)			18,33	54,44
TEMPERATURA DE SALIDA(T.S.)			37,78	54,44
TEMPERATURA MEDIA(T.MT)			28,05	54,44
TEMPERATURA DE SATURACIÓN(T.SAT)				54,44
CAUDAL			14,20	3,52
CAIDA DE PRESIÓN			19,80	1,71
<hr/>				
FACTOR DE ENSUCIAMIENTO			0,00	0,00
DIÁMETRO DE LA BOQUILLA DE ENTRADA			150,00	100,00
DIÁMETRO DE LA BOQUILLA DE SALIDA			150,00	100,00
TEMPERATURA DE DISEÑO			102,00	132,00
PRESIÓN DE DISEÑO			150,00	100,00
LMTD			25,14	
PROPIEDADES FÍSICAS			TUBOS	CARCASA
DENSIDAD A T.E.			998,4891	
DENSIDAD A T.S.			992,9998	
DENSIDAD A LA T.M.T			996,18	
DENSIDAD T.SAT.				13,71
VISCOSIDAD A T.E.			0,00	
VISCOSIDAD A T.S.			0,000681	
VISCOSIDAD A LA T.M.T.			0,000832	
VISCOSIDAD A T.SAT.				0,00
CALOR ESPECÍFICO A T.M.T.			4,18	
CALOR ESPECÍFICO A T.SAT.				2,05
CONDUCTIVIDAD TÉRMICA A T.M.T.			0,61	
CONDUCTIVIDAD TÉRMICA A T.SAT.				0,02
ENTALPIA DE LÍQUIDO SATURADO				333,73
ENTALPIA DE VAPOR SATURADO				661,74
<hr/>				
MATERIAL			0,00	Ferroso
ESPESOR DE LOS TUBOS			1,65	
LONGITUD DE LOS TUBOS			4,88	
NÚMERO DE PASOS POR TUBO			4,00	
DIÁMETRO INTERNO DE LOS TUBOS			15,75	
<hr/>				
NÚMERO DE TUBOS EN EL HAZ				293,00
RUGOSIDAD			0,00	
PITCH			25,40	
ARREGLO			30	
TIPO DE TUBOS			RECTOS	
NÚMERO DE CARCASAS EN SERIE				1,00
DIÁMETRO INTERNO DE LA CARCASA				548,31
NÚMERO DE DEFLECTORES				23,00
ANCHO ENTRE LOS DEFLECTORES				189,61
CARRETEL DE ANTERO				0

Figura 24. Pantalla de presentación de resultados y datos al detalle

5.2. DETERMINACIÓN DE LOS INTERVALOS DE APLICACIÓN DE LAS DIFERENTES VARIABLES DE OPERACIÓN

Para el caso de condensadores, los parámetros tomados como variables independientes han sido:

- Factor de ensuciamiento
- Rugosidad

- Diámetro interno de tubería
- Longitud de tubería
- Distancia entre deflectores

Los parámetros tomados como variables dependientes han sido:

- Coeficiente global de transferencia de calor
- Diámetro interno de la carcasa
- Coeficiente de película interno
- Número de tubos
- Caída de presión lado tubos
- Área de transferencia de calor
- Coeficiente global de transferencia de calor sin tomar en cuenta la carcasa.
- Caída de presión del lado de la carcasa
- Temperatura de película
- Temperatura de pared
- Espaciado de deflectores

El factor de ensuciamiento tanto del lado de la carcasa como del lado de los tubos tiene un intervalo de aplicación muy amplio (ver Figura 25 y Figura 26). La limitación se presenta cuando el factor de ensuciamiento es muy alto, ya que la temperatura de película calculada se hace mayor o igual a la temperatura de vaporización. Cuando esto ocurre el usuario es notificado y se le sugiere disminuir el factor de ensuciamiento.

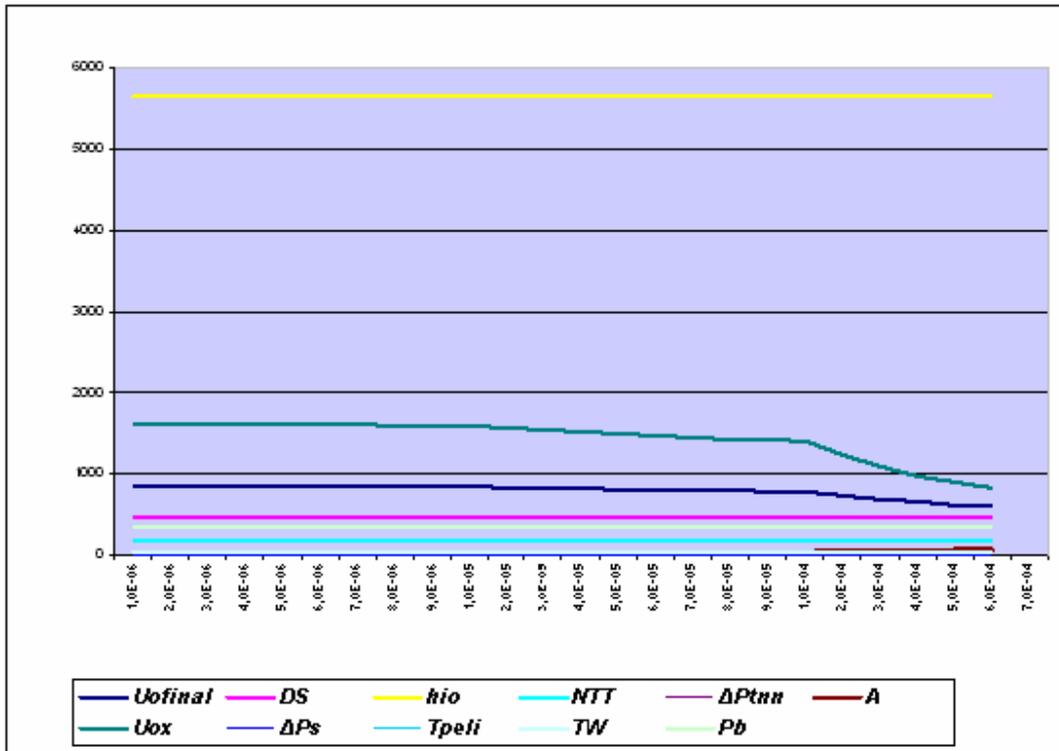


Figura 25. Variación de parámetros en función del factor de ensuciamiento del lado de la carcasa

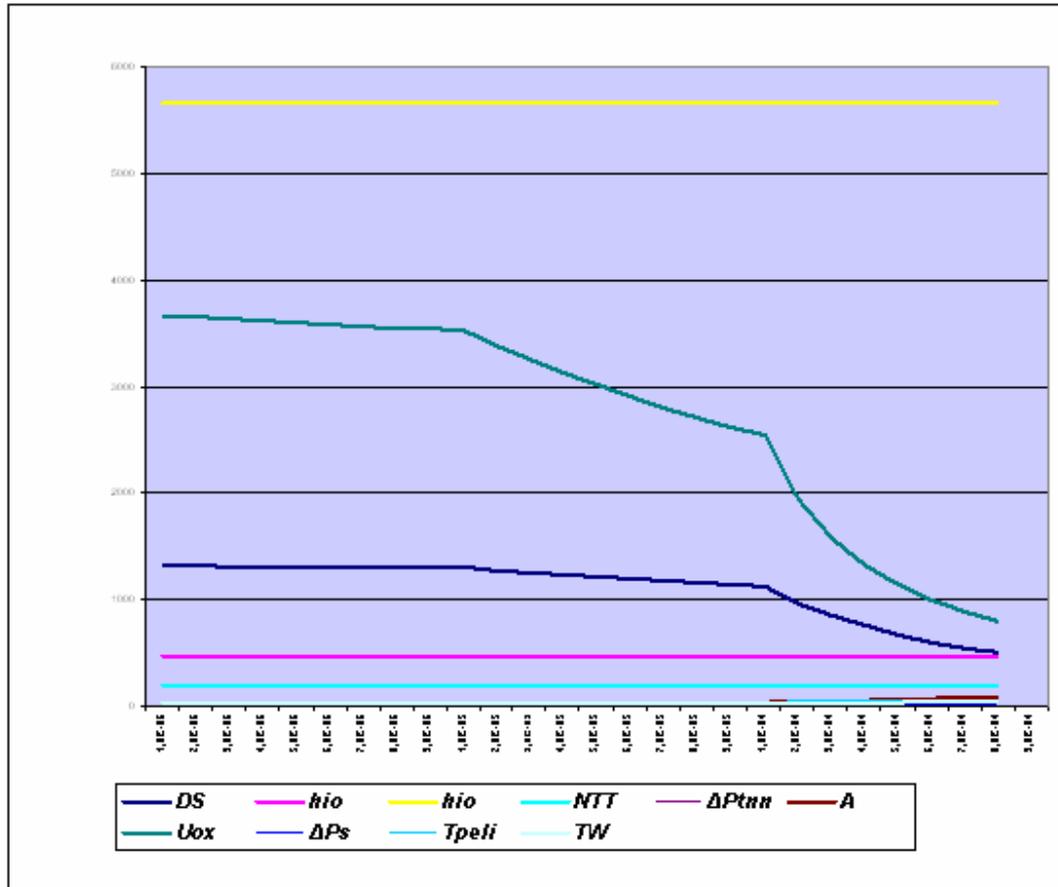


Figura 26. Variación de parámetros en función del factor de ensuciamiento del lado de los tubos

Para variaciones de la longitud de los tubos, se puede ver en la Figura 27 que la caída de presión del lado de los tubos es directamente proporcional a la longitud, y además, para longitudes muy grandes o muy pequeñas, la caída de presión se sale del rango establecido por el usuario. Cuando esto último sucede se envía un mensaje de aviso y se dan algunas recomendaciones.

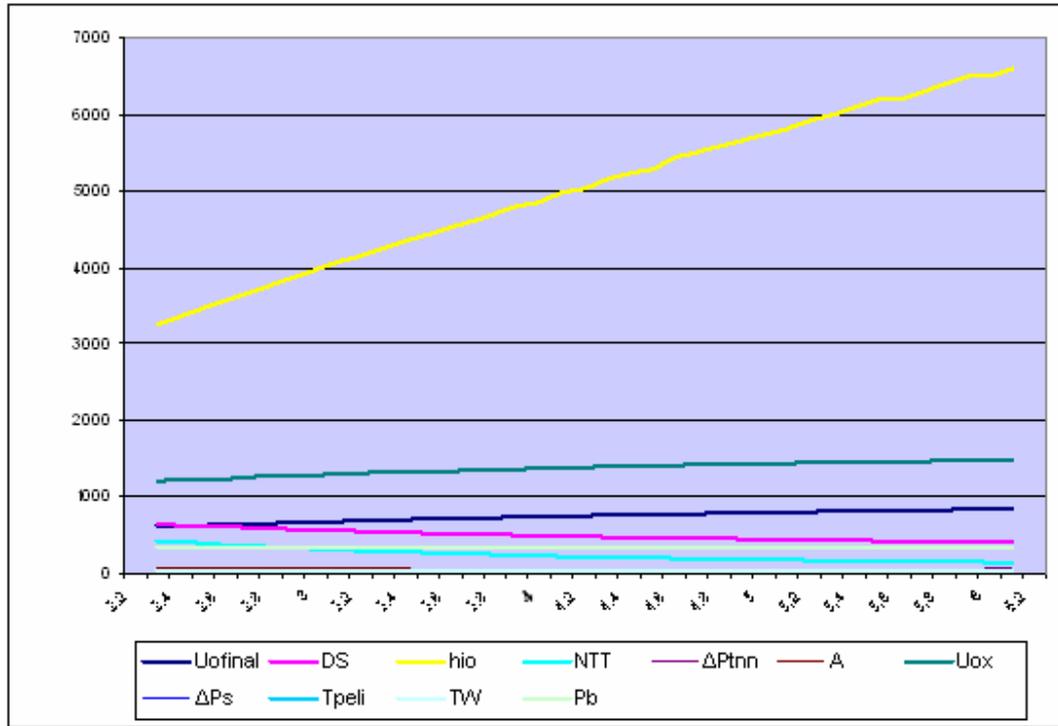


Figura 27. Variación de parámetros en función de la longitud .

La Figura 28 muestra el intervalo de aplicación del parámetro rugosidad de los tubos, y se puede notar que para valores muy altos de rugosidad, la caída de presión excede el valor de máxima caída de presión permitida. En este caso se notifica la novedad y se ofrecen algunas sugerencias.

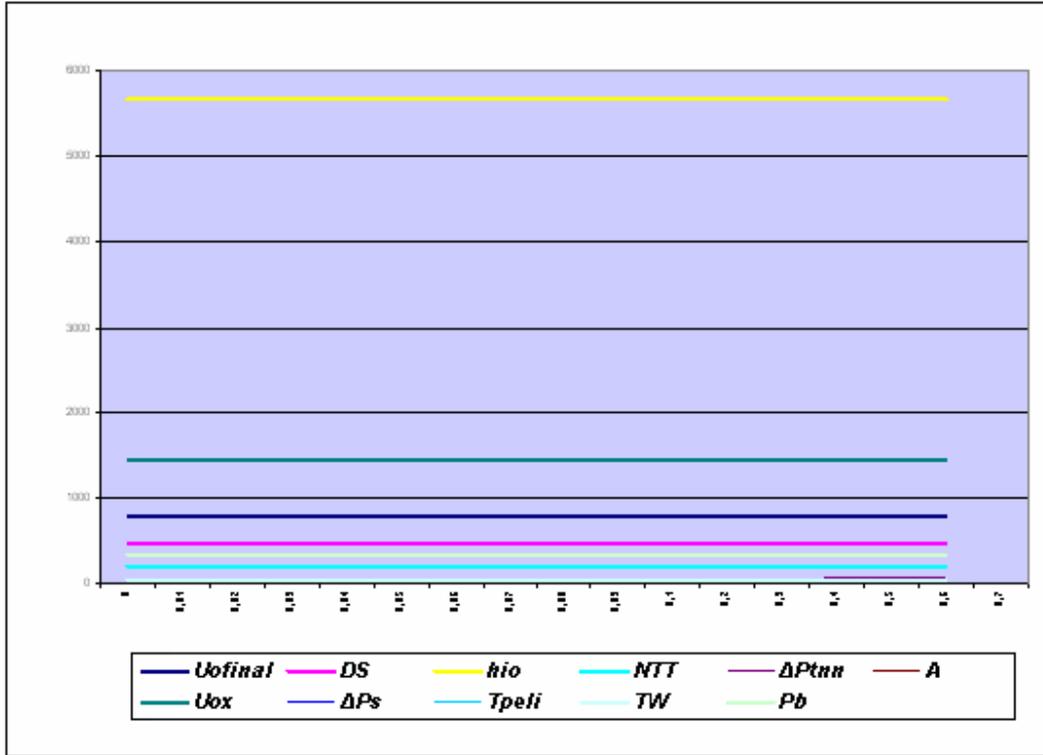


Figura 28. Variación de parámetros en función de la rugosidad

Para variaciones del diámetro interno de la tubería, se puede observar en la Figura 29 que para valores muy bajos de diámetro interno, la caída de presión excede el límite máximo de caída de presión permitido. Por otra parte, para valores muy altos de diámetro interno, la caída es inferior al valor mínimo de caída de presión permitido. En ambos casos se envía un mensaje de aviso y de sugerencias.

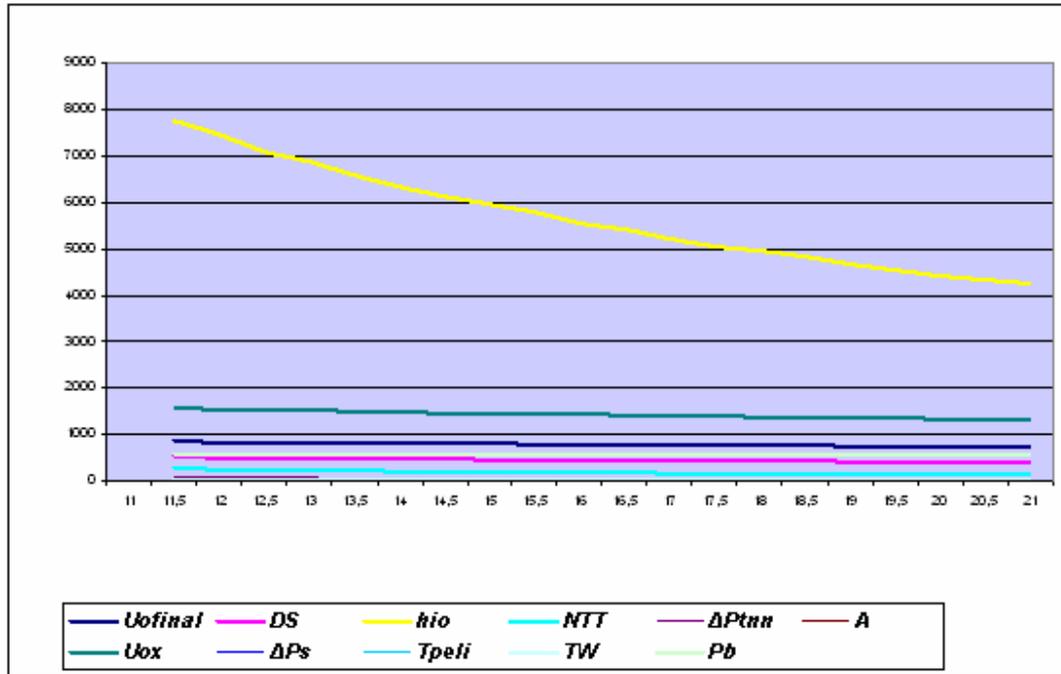


Figura 29. Variación de parámetros en función del diámetro interno de la tubería.

El intervalo de aplicación del parámetro distancia entre los deflectores es muy amplio, sin embargo se puede observar, que para valores muy altos de este parámetro, la caída de presión es inferior a la mínima caída de presión permitida, mientras que para valores muy bajos la caída de presión es superior a la máxima caída de presión establecida. En estos casos el usuario es notificado y se le presentan algunas recomendaciones.

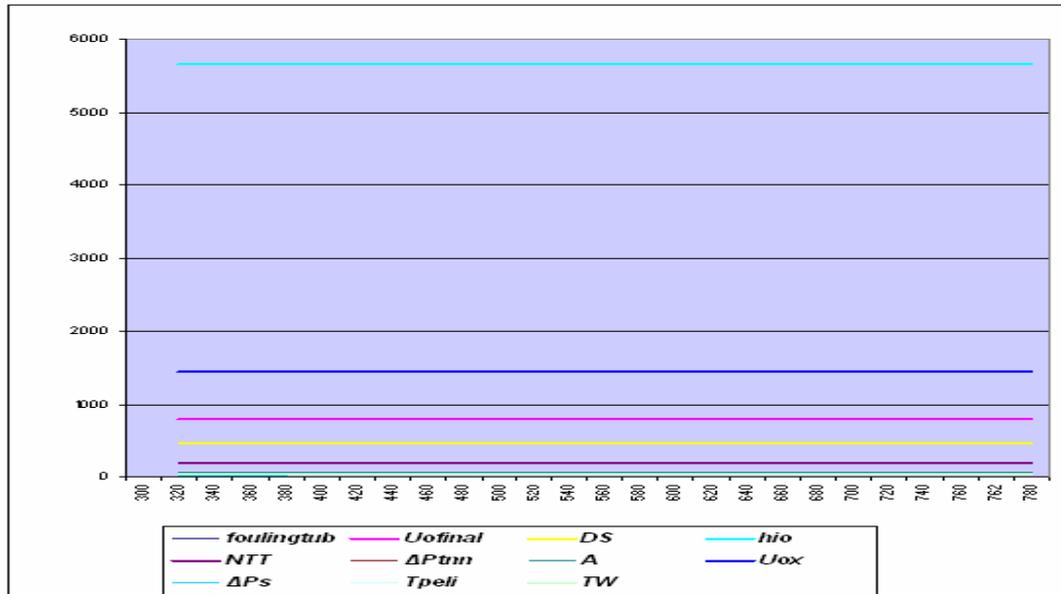


Figura 30. Variación de parámetros en función de la distancia entre deflectores

Para el caso de rehervidores, los parámetros tomados como variables independientes han sido:

- Factor de ensuciamiento
- Rugosidad
- Diámetro interno de tubería
- Longitud de tubería

Los parámetros tomados como variables dependientes han sido

- Coeficiente global de transferencia de calor

- Diámetro interno de la carcasa
- Coeficiente de película interno
- Número de pasos de tubos
- Caída de presión lado tubos
- Área de transferencia de calor

Para variaciones de factor de ensuciamiento, el rango de operación es muy amplio, ver Figura 31 y Figura 32, no obstante si el factor de ensuciamiento es muy pequeño, el coeficiente global de transferencia de calor es superior al valor del coeficiente global máximo de transferencia de calor. En este caso se le envía un mensaje al usuario para que aumente el factor de ensuciamiento o para que modifique otros parámetros.

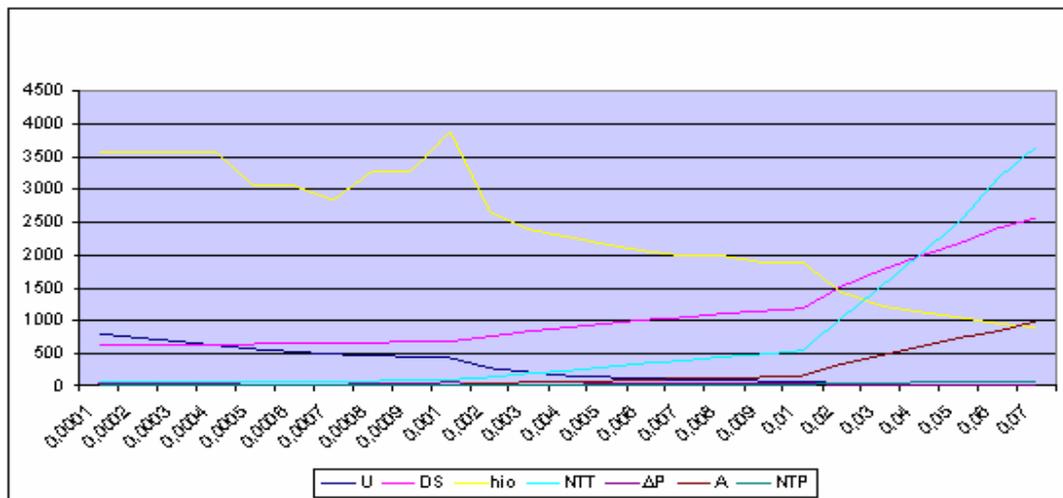


Figura 31. Variación de parámetros en función del factor de ensuciamiento del lado de los tubos

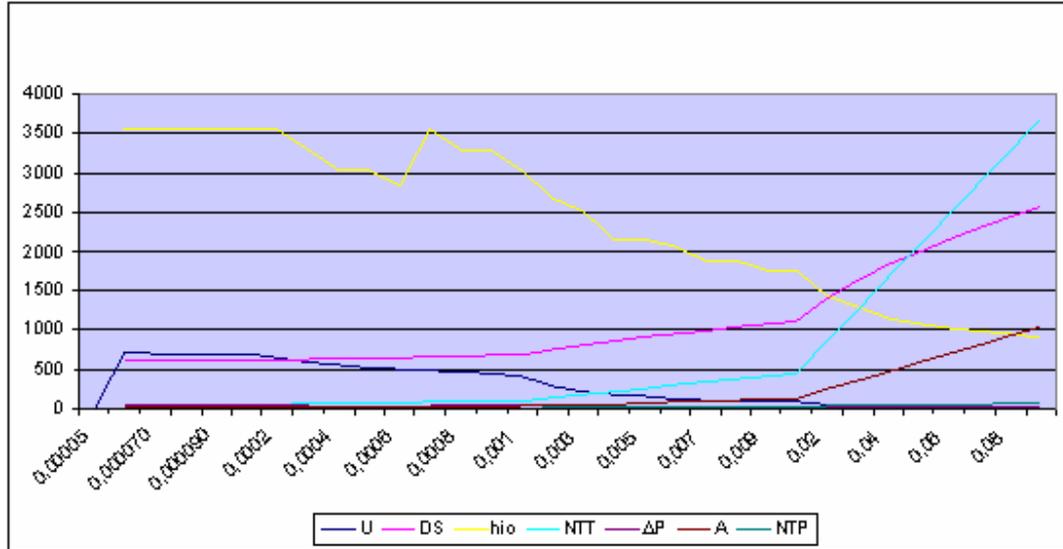


Figura 32. Variación de parámetros en función del factor de ensuciamiento del lado de la carcasa

Para valores muy altos de factor de ensuciamiento el coeficiente global de transferencia de calor se hace sumamente pequeño, a tal punto que no es admisible para un rehervidor. En este caso, se le envía un mensaje al usuario para que modifique el factor de ensuciamiento u otros valores que sean pertinentes.

El intervalo de aplicación de la variable rugosidad es muy amplio (ver Figura 33), salvo los casos en los que el valor del coeficiente global de transferencia de calor es superior al valor del coeficiente global máximo de transferencia de calor. En este caso se le envía un mensaje al usuario para que aumente el factor de ensuciamiento o para que modifique otros parámetros.

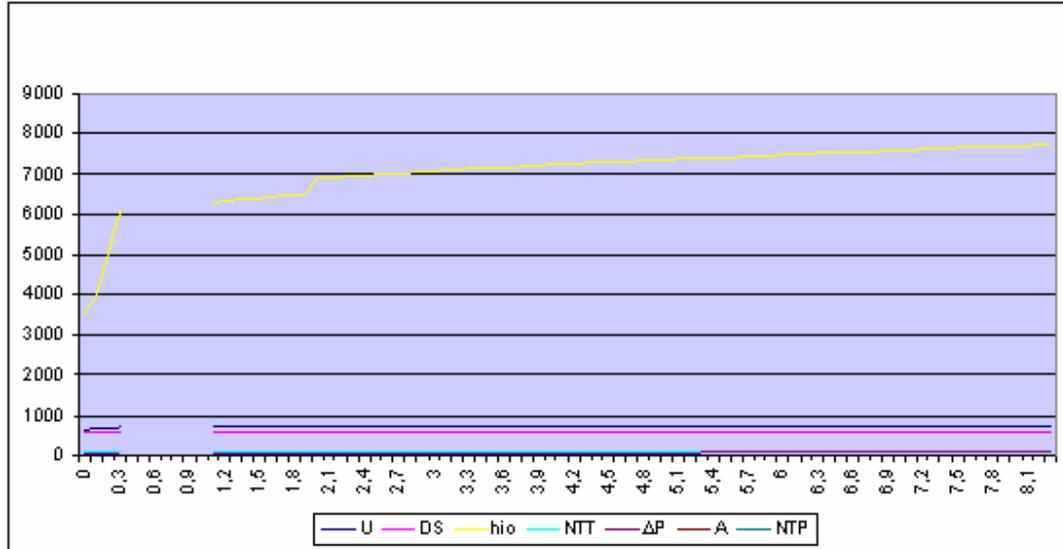


Figura 33. Variación de parámetros en función de la rugosidad

Cuando la caída de presión se sale del rango establecido por el usuario, el programa modifica el valor de NTP. Si el programa varía el valor de NTP hasta el máximo permisible para satisfacer la caída de presión y aún esta última se sale del rango, entonces se produce un ciclo infinito. Para salir de dicho ciclo se le envía al usuario un mensaje para que varíe algunos parámetros y vuelva a comenzar los cálculos desde el principio. La discontinuidad de la Figura 33 muestra los casos antes mencionados.

Para variaciones del diámetro interno de los tubos, la Figura 34 muestra puntos de discontinuidad de las curvas. Estos puntos corresponden a los casos en los cuales se producen ciclos infinitos por causa de ajustes en la caída de presión, también para aquellos casos en los que el valor de número de tubos por paso (N) es menor a uno (1). En ambos casos, se le envía al usuario

mensajes de recomendaciones y sugerencias para modificar algunos parámetros.

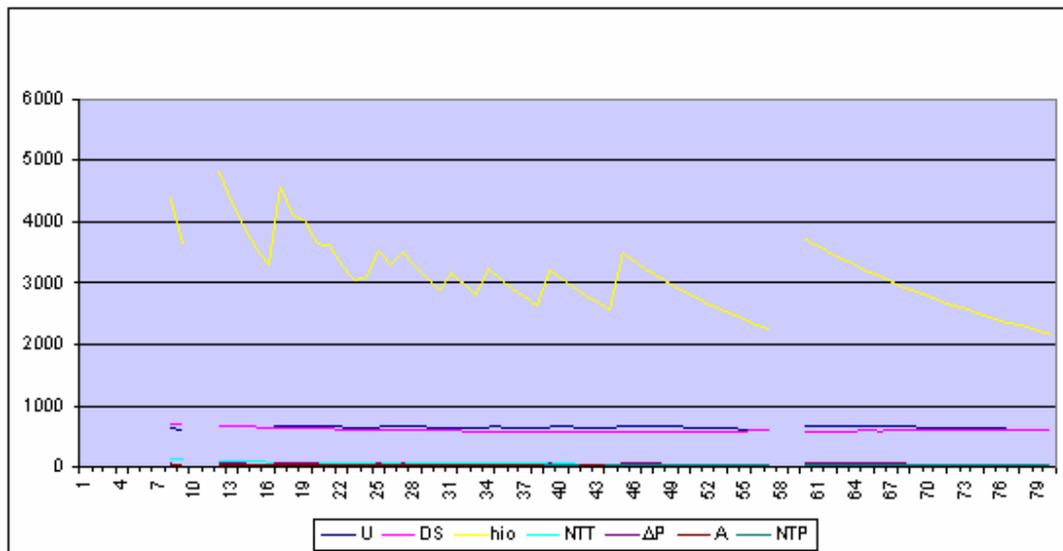


Figura 34. Variación de parámetros en función del diámetro interno de la tubería

La longitud de tubería tiene un rango de aplicación muy amplio, sin embargo, La Figura 35 muestra puntos de discontinuidad de las curvas. Estos puntos corresponden al caso en el que se produce un ciclo infinito por causa de ajustes en la caída de presión. En ambos casos, se le envía al usuario mensajes con recomendaciones y sugerencias para modificar algunos parámetros.

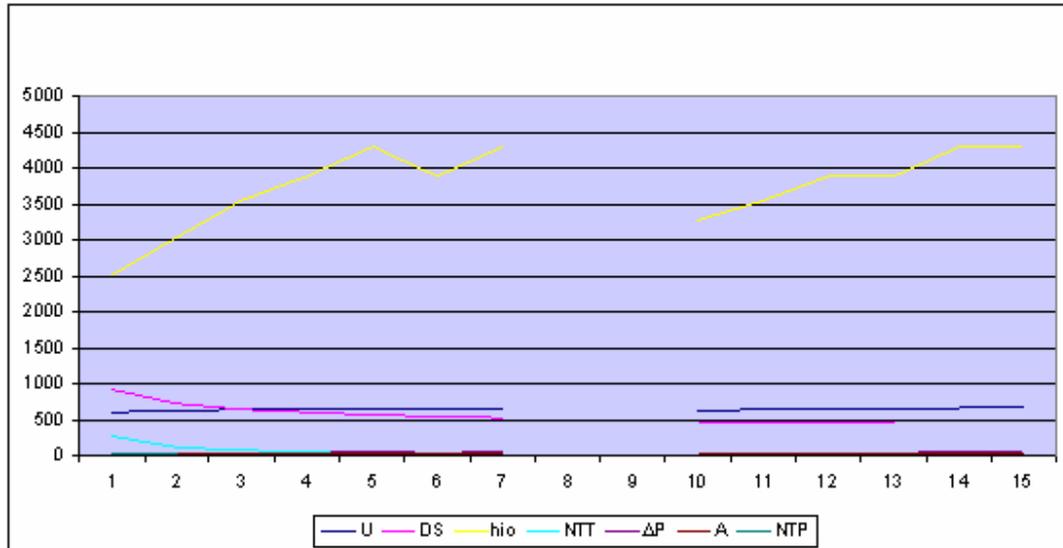


Figura 35. Variación de parámetros en función de la longitud

5.3. LIMITACIONES

Para el caso de condensadores:

1. El fluido que se condensa entra en fase gaseosa y sale en fase líquida, ambas fases a la temperatura de saturación.
2. Solo se utilizan carcasas E, F y J
3. Los deflectores utilizados deben tener un corte vertical
4. No se contempla el uso de tubos aleteados
5. Solo ocurre cambio de fase del lado de la carcasa.

Para el caso de rehervidores:

1. Para los fluidos del lado de la carcasa se limita a sustancias puras y sustancias con estrecho rango de ebullición.
2. El procedimiento está enfocado a ebullición en masa de líquido (pool boiling).
3. Solo se trabaja con intercambiadores de carcasa tipo K.
6. No se contempla el uso de tubos aleteados
7. Solo ocurre cambio de fase del lado de la carcasa

Capítulo VI

Síntesis y Conclusiones

6. SÍNTESIS Y CONCLUSIONES

En el presente Trabajo Especial de Grado se desarrolló un algoritmo de cálculo para el diseño térmico de intercambiadores de calor del tipo carcasa y tubos que involucran cambio de fase, basado en el procedimiento de Mendoza (2006) y el procedimiento de prácticas de Exxon.

El procedimiento fue evaluado con datos tomados de ejemplos de Kern (1999), y aunque la superficie de transferencia de calor requerida en los intercambiadores diseñados, difiere un poco con respecto a la obtenida con el método de Kern, esta diferencia no supera el 18% en el caso de condensadores y 12% en el caso de rehervidores. Por lo tanto se puede concluir que existe convergencia entre los resultados de los casos en estudio.

Los algoritmos desarrollados fueron implantados por medio de un lenguaje de computación en código libre (openoffice.org.Calc). La programación se realizó en forma modular para permitir la incorporación de nuevos procedimientos de cálculo para el diseño térmico de otros tipos de intercambiadores.

Debido a la cantidad de variables que intervienen en el diseño de intercambiadores de calor, el procedimiento de cálculo propuesto no es infalible, y depende en primer lugar de la veracidad de los datos suministrados y en segundo lugar del criterio del diseñador.

Al llevar a cabo un conjunto de pruebas (corridas del programa), para la determinación de los intervalos de aplicación de las variables, se pudo verificar lo siguiente:

1. El diámetro de la carcasa disminuye con el incremento de longitud.
2. La caída de presión en la carcasa aumenta al incrementarse la longitud, y disminuye al incrementarse el diámetro de los tubos.
3. La caída de presión en los tubos, aumenta al incrementarse la longitud, y disminuye al incrementarse el diámetro de los tubos.
4. El coeficiente global de transferencia de calor, aumenta al disminuir el factor de ensuciamiento

Por lo tanto se concluye que el comportamiento intrínseco del programa es el adecuado, porque sigue los fundamentos de la transferencia de calor.

Capítulo VII

Recomendaciones

7. RECOMENDACIONES

Para el desarrollo de trabajos posteriores se mencionan algunas sugerencias a continuación:

1. Verificar el desempeño del procedimiento presentado en este TEG, bajo diferentes condiciones operacionales.
2. Hacer extensivo el procedimiento de cálculo para el diseño térmico de intercambiadores de calor que contemple el manejo de mezclas y o sustancias con amplio rango de ebullición.
3. Desarrollar un procedimiento de cálculo para el diseño térmico de intercambiadores de calor de carcasa y haz de tubos con cambio de fase, que contemple intercambiadores verticales.
4. Desarrollar un procedimiento de cálculo para el diseño térmico de intercambiadores de calor de carcasa y haz de tubos con cambio de fase, en los cuales el cambio de fase ocurra por el lado de los tubos
5. Desarrollar un procedimiento de cálculo para el diseño térmico de condensadores de hidrocarburos con amplio rango de ebullición.
6. Obtener la “Predicción de Destilación ASTM de la Condensación”, para el desarrollo del punto anterior.

BIBLIOGRAFÍA

- Acebedo B., José y Antiveros L, Rolando .(1985) .Cálculo Térmico y Recomendaciones para el Diseño Mecánico de Intercambiadores de Calor de Concha y Tubo. Trabajo especial de grado de Ing. Mecánico, EIM-UCV, Caracas, Venezuela.
- Abdalah, Mickael. (2002). Diseño Computarizado de Intercambiadores de Calor Bajo Ambiente Windows. (parte II). Trabajo especial de grado de Ing. Químico, EIQ-UCV, Caracas, Venezuela.
- Alarcón, Gonzalo. (2000). Diseño Computarizado de Intercambiadores de Calor Bajo Ambiente Windows. Trabajo especial de grado de Ing. Mecánico, EIM-UCV, Caracas, Venezuela.
- ASME. (2000). Closed Feedwater Heaters PTC12.1-2000. ASME
- Cengel, Yunus.(2004). Transferencia de Calor. México, McGrawHill, Segunda Edición.
- Consuegra, Gonzalo; Sarabia, Luís. (2000). Optimización del Diseño de Intercambiadores de Calor del Tipo Carcasa Haz de Tubos Mediante el Uso de Estrategia Evolutiva. Trabajo especial de grado de Ing. Mecánico, EIM-UCV, Caracas, Venezuela.

- Díaz M., Elar P. (1996). Estudio Experimental de la Transferencia de Calor con Ebullición. Trabajo especial de grado de Ing. Químico, USB, Caracas, Venezuela.
- Eyzaguirre, Alfredo. (1987). Optimización Económica del Dimensionamiento de Intercambiadores de Calor tipo Carcasa-Haz de Tubos. Trabajo especial de grado de Ing. Mecánico, EIM-UCV, Caracas, Venezuela.
- Fernandez B., Carmen V. (1999). Diseño térmico de Evaporadores. Trabajo especial de grado de Ing. Químico, USB, Caracas, Venezuela.
- García G., Francisco.(1992).Desarrollo de un Procedimiento de Cálculo para Diseño Térmico y/o Evaluación Térmica de Intercambiadores de Calor de Tipo Carcasa-Haz de Tubos . Trabajo especial de grado de Ing. Mecánico, EIM-UCV, Caracas, Venezuela.
- Holman J. (1986). Transferencia de Calor. México, McGrawHill, Sexta Edición.
- Jiménez O., Jennifer y Javier Moreno B.(2004). Manual de Diseño, Fabricación, Reparación e Inspección de Intercambiadores de Calor en la Industria Petrolera. Trabajo especial de grado de Ing. Mecánico, UNIMET, Caracas, Venezuela.
- Kern D. (1999). Procesos de Transferencia de Calor. México, CECSA, Trigésima primera reimpresión.
- Mills, Anthony. (1995). Transferencia de Calor. México, McGrawHill.

- Perry, Robert y otros. (1992). Manual del Ingeniero Químico. Tomo I y II. México, McGrawHill, Tercera edición.
- Petralia, Bruno.(1987). Programa de Computadora para el Cálculo Térmico de un Intercambiador de Calor del Tipo Concha y Tubo. Trabajo especial de grado de Ing. Químico, EIQ-UCV, Caracas, Venezuela.
- Pinto, Antonio. (1990). Desarrollo de un programa de computación para el Diseño Térmico de Intercambiadores de Calor Tubulares. Trabajo especial de grado, USB, Caracas, Venezuela.
- Rodríguez, Cristhian.(1989).Optimización y Aplicaciones Prácticas del Programa Diseño Térmico de Intercambiadores de Calor de Concha y Tubo y Selección Económica. Trabajo especial de grado de Ing. Químico. EIQ-UCV, Caracas, Venezuela.
- TEMA. (1998). Standards of the tubular exchangers manufacturers association, 8th edition.
- Wolverine Tube , Inc.(2001).Wolverine Engineering Data Book II.

ANEXOS

Fluido Enfrándose	Fluido Calentándose	$U_o^{(1)}$	
Unidades de Carcasa y Tubos con Tubos Lisos			
Intercambiadores		$W/m^2 \cdot ^\circ C$	$BTU/h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F$
Reflujo de Tope de Torre Atmosférica	Crudo	340-400	60-70
Corte Lateral No. 3 Atmosférico	Crudo	270-330	48-58
Recirculación a la Torre Atmosférica	Crudo	310-480	55-85
Fondos Atmosféricos	Crudo	150-260	26-45
Crudo Reducido	Crudo Vaporizado	140	25
Acelite Pobre ("Lean Oil")	Acelite Grasoso	340	60
Efluente del Hidrodesintegrador	Alimentación al Hidrodesintegrador	430	75
Efluente del Reactor Hidrogenador	Alimentación al Reactor Hidrogenador	290-310	51-55
Efluente del Hidrofinador	Alimentación al Hidrofinador	280-390	50-68
Efluente del Desbutanizador	Alimentación al Desbutanizador	400	70
Efluente del Termoreactor ("Powerformer")	Alimentación al "Powerformer"	280-450	50-80
Alimentación al Convertidor de Acetileno	Efluente del Convertidor de Acetileno	120-170	22-30
DEA Regenerada	DEA Sucia	630	110
Mezcla de Acelite de Lechada y Catalizador	Alimentación de Gasóleo	230	40
Vapores de los Serpentina de Desintegración	Gasóleo	170	30
Cabecera de Torre Reprocesadora	Alimentación a Torre Reprocesadora	280	50
Tope del Separador	Alimentación al Desbutanizador	310	55
Enfriadores			
Agua	Agua	850-1190(2)	150-210(1)
Agua Salobre	Agua Agría	570-650	100-115
Fondo del Desbutanizador	Agua	390-430	68-75
Productos de Cabecera del Desbutanizador	Agua	480-510	85-90
Productos de Fondo del Desbutanizador	Agua	240	43
Fondos de Vacío	Agua	110-140	20-25
Acelite del Absorbedor	Agua	450	80
Fondos del Separador	Agua	100	18
Acelite Delgado	Agua	400	70
Gasóleo Pesado	Agua	230	40
DEA Regenerada	Agua	630	110
Crudo Reducido	Agua	160-180	29-32
Enfriadores de Gas			
Aire, 186 kPa man. (27 psig)	Agua	70	13
724 kPa man. (105 psig)	Agua	100	17
2206 kPa man. (320 psig)	Agua	130	23
Gas del Fraccionador Primario	Agua	150	27
Vapores de Hidrocarburos (30 P.M.)	Agua	220-240	38-43
Vapores de Hidrocarburos (25 P.M.)	Agua	310-340	55-60
Propileno	Agua	280	50
Etileno	Agua	180	31
Condensadores			
Cabecera Torre Atmosférica	Agua	450-510	80-90
Cabecera Torre Atmosférica	Crudo	200-260	35-45
Destilado Torre Atmosférica	Agua	400-450	70-80
Cabecera Torre de Vacío	Agua	650-740	115-130
Cabecera del Desbutanizador	Agua	510-570	90-100
Cabecera del Desetanizador	Agua	510-640	90-113
Cabecera del Despentanizador	Agua	620	110
Cabecera de Torre GPL	Agua	560	99
Efluente del Hidrofinador	Agua	510-600	91-105
Cabecera del Estabilizador	Agua	430-480	75-85
Cabecera del Separador	Agua	480-640	85-113

Anexo A - 1 Coeficientes totales de transferencia de calor típicos- U_o . [Prácticas de diseño de Exxon, 1978]

Desarrollo de un Procedimiento de Cálculo para Diseño Térmico de Intercambiadores de Calor de Carcasa y Haz de Tubos con Cambio de Fase

Fluido Enfriándose	Fluido Calentándose	U_o (1)	
		$W/m^2\cdot C$	$BTU/h\cdot ft^2$
Cabecera Torre Reprocesadora	Agua	400	70
Cabecera del Regenerador de DEA	Agua	570	100
Cabecera del Fraccionador Primario	Agua	230	40(50% co
Cabecera del Fraccionador Primario y Productos	Agua	340	60(25% co
Efluente del Termoreactor ("Powerformer")	Agua	310-340	55-60
Efluente del Hidrodesintegrador	Agua	480	85
Propieno	Agua	680	120
Vapor de Agua(3)	Agua	2270-3410	400-600
Refrigeradores			
Etileno(4)	Propieno	560	98
Cabecera del Desmetanizador(4)	Etileno	610	107
Cabecera del Desetanizador(4)	Propieno	640	113
Cabecera del Despropanizador(4)	Propieno	650	115
Etileno	Etileno	560-600	99-105
Alimentación al Desmetanizador	Etileno	550-640	96-113
Alimentación al Desmetanizador	Propieno	570-690	100-122
Rehervidores			
Vapor de Agua	Fondos del Desmetanizador	430	75
Acelite Pobre ("Lean Oil")	Fondos del Desmetanizador	340	60
Vapor de Agua	Fondos del Desetanizador	410-490	73-86
Reflujo de Tope de la Torre Atmosférica	Fondos del Desetanizador	370	66
Vapor de Agua	Fondos del Despropanizador	510	89
Vapor de Agua	Fondos del Desbutanizador	420-570	74-100
Reflujo de Tope de la Torre Atmosférica	Fondos del Desbutanizador	370	65
Fondo Atmosférico	Fondos del Desbutanizador	320	56
Vapor de Agua	Fondos del Despentanizador	460	81
Vapor de Agua	Fondos del Desbencenzador	580	102
Vapor de Agua	Fondos del Destoluenizador	440	77
Vapor de Agua	Fondos del Separador	450	80
Vapores Químicos	Fondos del Separador	400	70
Vapor de Agua	Fondos del Despojador	470	82
Vapor de Agua	Fondos del Estabilizador	650	115
Vapor de Agua	Fondos Torre Reprocesadora	420	74
Vapores Químicos ("Dowtherm")	Fondos Torre Reprocesadora	270	47
Vapor de Agua	Fondos de GPL	400	70
Efluente del Termoreactor ("Powerformer")	Fondos Estabilizador del Termoreactor ("Powerformer")	430-440	75-77
Vapor de Agua	Fondos del Despojador de K_3PO_4	820	145
Vapor de Agua	Fondos del Regenerador de DEA	1360	240
Vapores Químicos ("Dowtherm")	Fenol	370	65
Pre calentadores			
Vapor de Agua	Alimentación a Torre Isobutanizadora	520	92
Vapor de Agua	Alimentación a Torre Reprocesadora	450-570	80-100
Vapor de Agua	Alimentación a Torre Desbutanizadora	620	110
Vapor de Agua	Alimentación a Reactor Hidrogenador	430-510	75-89
Fondo del Estabilizador del Termoreactor ("Powerformer")	Alimentación Estabilizador Termoreactor ("Powerformer")	270	47
Generadores de Vapor			
Fondos de Vacío	Agua de Caldera	200	35
Recirculación de Fondos de Vacío	Agua de Caldera	380-490	67-81
Lechada del Fraccionador Primario	Agua de Caldera	170-310	30-55
Gas de Chimenea	Agua de Caldera	50-90	8-15
Efluente del Reformador	Agua de Caldera	260-340	45-60

Anexo A - 2 Coeficientes totales de transferencia de calor típicos- U_o . [Prácticas de diseño de Exxon, 1978]

Desarrollo de un Procedimiento de Cálculo para Diseño Térmico de Intercambiadores de Calor de Carcasa y Haz de Tubos con Cambio de Fase

Fluido Enfríandose	Fluido Calentándose	U_o (1)	
Unidades con Aletas (Coeficientes Basados en el Area Total Externa)			
		$\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$	$\frac{BTU}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}$
Nafta Pesada	Agua (1.8 m/s (6 pie/s) en el ánulo)	140	25
	Agua (0.9 m/s (3 pie/s) en el ánulo)	110	20
Nafta Liviana	Agua (1.8 m/s (6 pie/s) en el ánulo)	170	30
	Agua (0.9 m/s (3 pie/s) en el ánulo)	140	25
K ₃ PO ₄ Limpio	Agua	230	40
K ₃ PO ₄ Limpio	K ₃ PO ₄ sucio	240	42

NOTAS

1. Los coeficientes dados representan un rango de coeficientes típicos. En los casos donde se presenta un solo coeficiente, los coeficientes típicos pueden ser mayores o menores que el valor tabulado.
2. Coeficiente altamente dependiente de los factores de ensuciamiento.
3. Condensador de vapor de superficie. Refiérase al "Heat Exchange Institute Standards for Steam Surface Condensers".
4. Servicio de condensación.

Anexo A - 3 Coeficientes totales de transferencia de calor típicos- U_o .(Continuación)
[Prácticas de diseño de Exxon, 1978]

Desarrollo de un Procedimiento de Cálculo para Diseño Térmico de Intercambiadores de Calor de Carcasa y Haz de Tubos con Cambio de Fase

MULTIPLIQUE TODOS LOS VALORES DE LA TABLA POR 1×10^{-3}

Destilación Atmosférica	$m^2 \cdot ^\circ C / W$	$h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F / BTU$	Desintegración Catalítica	$m^2 \cdot ^\circ C / W$	$h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F / BT$
Vapores de Cabecera	0.18	1.0	Alimentación (con atmósfera inerte en el tanque de alimentación)		
Cortes Laterales	0.18	1.0	Menos de 121°C (250°F)	0.18	1.0
Crudo Reducido	0.70	4.0	121°C (250°F) y más	0.44	2.5
Destilación al Vacío			Alimentación (sin atmósfera inerte)		
Vapores de Cabecera			Menos de 121°C (250°F)	0.35	2.0
Del Fraccionador	0.18	1.0	121°C (250°F) y más (3)	0.88	5.0
Del Tambor Vaporizador	0.70	4.0	Cabecera del Fraccionador	0.18	1.0
A un enfriador con agua	0.53	3.0	Cortes Laterales del Fraccionado	0.35	2.0
A otros tipos de Intercambiadores			Residuo	1.76	10.0
Cortes Laterales			Powerformers		
A un enfriador con agua	0.35	2.0	Calentamiento de la Alimentación (con atmósfera inerte en el tanque de alimentación)		
A otros tipos de Intercambiadores	0.18	1.0	Menos de 121°C (250°F)	0.18	1.0
Destilados de Fondo (933.4 kg/m ³ (20°API))	0.35	2.0	121°C (250°F) y más (3)	0.35	2.0
Fondo Residual (933.5 kg/m ³ (20°API))	0.88	5.0	Calentamiento de la Alimentación (sin atmósfera de gas inerte)		
Hidrosintegración			Menos de 121°C (250°F)	0.62	3.5
Alimentación	0.35	2.0	121°C (250°F) y más (3)	1.06	6.0
Efluente	0.35	2.0	Efluente	0.18	1.0
Gas de Reciclo	0.18	1.0	Powerformate	0.18	1.0
Hidrofracción			Fondos de Reprocesamiento	0.44	2.5
Alimentación	0.35	2.0	Desparafinación		
Efluente	0.35	2.0	Calentamiento del Aceite de Alimentación	0.18	1.0
Despropanizador; Desbutanizador; Despentanizador			Enfriamiento del Aceite de Alimentación	0.53	3.0 (5)
Alquilación y Polimerización			Solvente	0.18	1.0
Alimentación	0.18	1.0	Acelte Desparafinado	0.18	1.0;
Vapores de Cabecera	0.18	1.0	Desasfaltación		
Producto	0.18	1.0	Acelte de Alimentación	0.35	2.0
Rehervidores (4)	0.35	2.0	Solvente	0.18	1.0
Alimentación del Reactor	0.35	2.0	Acelte Refinado		
Absorbedores			A un enfriador con agua	0.53	3.0 (5)
Gas de Alimentación	0.35	2.0	A otros tipos de Intercambiadores	0.18	1.0
Acelte Pobre ("Lean Oil")	0.35	2.0	Asfalto y Resina		
Acelte Grasoso	0.35	2.0	A un enfriador con agua	0.53	3.0
Vapores de Cabecera	0.18	1.0	A otros tipos de Intercambiadores	0.88	5.0
Destilado	0.09	0.5	Desintegración con Vapor de Productos Livianos		
Estabilizadores			Alimentación	0.18	1.0
Alimentación	0.18	1.0	Producto	0.18	1.0
Vapores de Cabecera	0.18	1.0	Rehervidores (4)	1.06	6.0
Producto	0.18	1.0			
Rehervidores (4)	0.18	1.0			

Anexo A - 4. Factores típicos de incrustación [Prácticas de diseño de Exxon, 1978]

Desarrollo de un Procedimiento de Cálculo para Diseño Térmico de Intercambiadores de Calor de Carcasa y Haz de Tubos con Cambio de Fase

MULTIPLIQUE TODOS LOS VALORES DE LA TABLA POR 1×10^{-3}

Remoción de H ₂ S (Proceso Gírboto)	m ² °C/W	h·pie ² °F/BTU	Misceláneos	m ² °C/W	h·pie ² °F/B
Vapores de Cabecera	0.18	1.0	Vapor de Agua		
Solución	0.26	1.5	Con Aceite	0.18	1.0
Rehervidores con Soluciones del Proceso Gírboto	0.35	2.0	Sin Aceite	0.09	0.5
			Aire (Atmosférico)	0.35	2.0
			Calentadores de Aceite Combustible	0.88	5.0
			Vapores Orgánicos	0.09	0.5
Tratamiento de Lubrificantes			Líquidos Orgánicos	0.18	1.0
Solvente	0.18	1.0	Líquidos Refrigerantes (Calentamiento, Enfriamiento o Evaporización)	0.18	1.0
Mezcla Aceite Solvente de Alimentación	0.35	2.0	Vapores Refrigerantes Condensados en		
Vapores de Cabecera	0.18	1.0	Compresores Recíprocos	0.35	2.0
Aceite Refinado	0.18	1.0	Otros Tipos de Compresores	0.09	0.5
Enfriadores de Aceite Refinado	0.53	3.0	Salmuera (Enfriamiento)	0.18	1.0
Extracto	0.35	2.0	Condensado	0.09	0.5
			Agua de Caldera	0.18	1.0

NOTAS

1. Los factores de ensuciamiento que se presentan corresponden a un período de operación de un año a año y medio aproximadamente, exceptuando aquellos casos donde se especifique lo contrario. Los factores de ensuciamiento tienen un rango de $\pm 0.09 \times 10^{-3}$ m²°C/W (0.0005 h·pie²°F/BTU).
2. Se recomienda leer los gráficos con una precisión de 0.05×10^{-3} m²°C/W (0.0005 h·pie²°F/BTU).
3. La experiencia ha demostrado que es deseable instalar válvulas de bloque y desvíos en esta clase de servicios. Los períodos de operación esperados son largos y la velocidad de ensuciamiento e incremento en caída de presión son considerables.
4. En el caso de compuestos insaturados donde se espera o exista la certeza de que ocurre polimerización, se deben hacer consideraciones individuales en cuanto a las tolerancias por ensuciamiento, con la posibilidad de instalar un rehervidor de repuesto.
5. Se deben tomar precauciones en cuanto a la deposición de cera en los casos que ésta se encuentra presente. Si no hay cera el factor de ensuciamiento se puede reducir a 0.18×10^{-3} m²°C/W (0.001 h·pie²°F/BTU).

Anexo A - 5 Factores típicos de incrustación [Prácticas de diseño de Exxon, 1978]

Desarrollo de un Procedimiento de Cálculo para Diseño Térmico de Intercambiadores de Calor de Carcasa y Haz de Tubos con Cambio de Fase

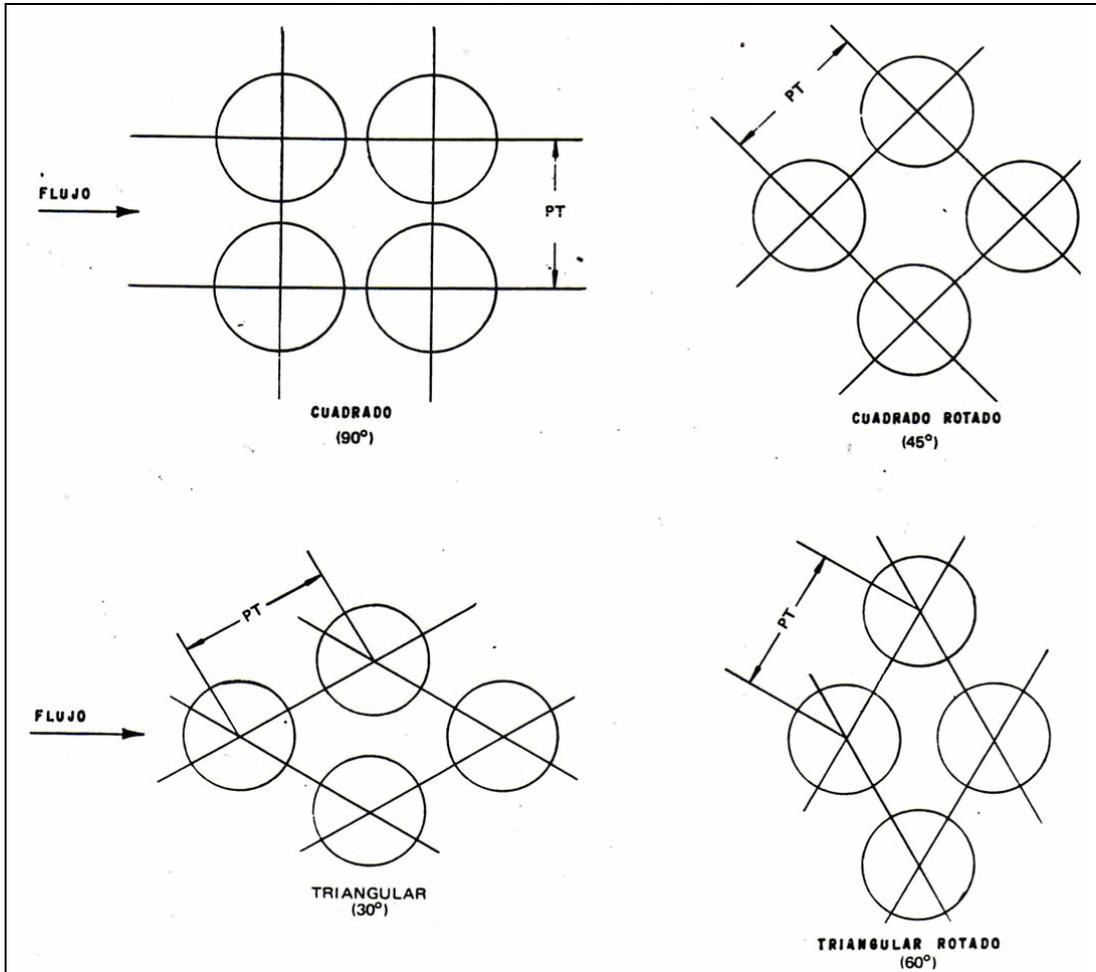
CAIDAS DE PRESION TÍPICAS		
Intercambiadores de Carcaza y Tubos, Doble Tubo y Enfriadores de Aire		
Gases y Vapores (Alta Presión)	35-70 kPa	5-10 psi
Gases y Vapores (Baja Presión)	15-35 kPa	2-5 psi
Gases y Vapores (Presión Atmosférica)	3.5-14 kPa	0.5-2 psi
Vapores (Vacío)	< 3.5 kPa	< 0.5 psi
Vapores (Condensadores de Torre de Vacío)	0.4-1.6 kPa	3-12 mm HG
Líquidos	70-170 kPa	10-25 psi
Requerimiento Especial		
Carcaza F, Corriente del Lado de la Carcaza	35-70 kPa máximo	5-10 psi máximo
Intercambiadores de Láminas con Aletas		
Gases y Vapores	5-20 kPa	1-3 psi
Líquidos	20-55 kPa	3-8 psi

Anexo A - 6. Caida de presión [Practicas de diseño de Exxon, 1978]

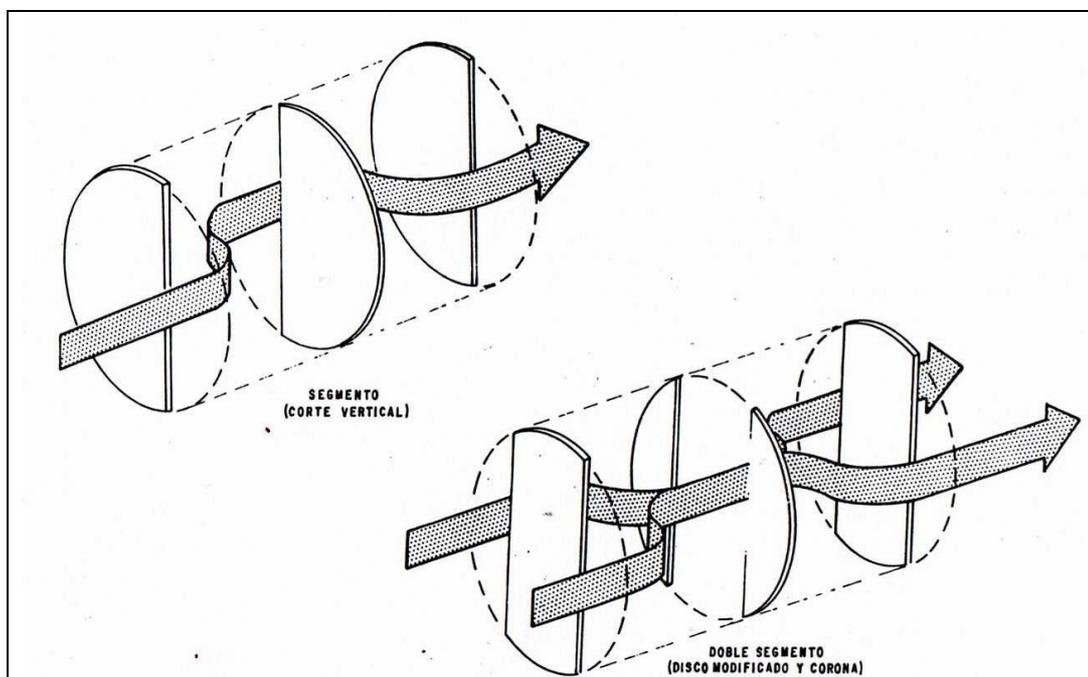
Desarrollo de un Procedimiento de Cálculo para Diseño Térmico de Intercambiadores de Calor de Carcasa y Haz de Tubos con Cambio de Fase

Material	Composición	Conductividad Térmica, K	
		W/m°C	BTU/ft ² °F/ft
Admiralty	(71 Cu - 28 Zn - 1 Sn)	111	64
Acero inoxidable tipo 316	(17 Cr - 12 Ni - 2 Mo)	16	9
Acero inoxidable tipo 304	(18 Cr - 8 Ni)	16	9
Latón	(70 Cu - 30 Zn)	99	57
Latón rojo	(85 Cu - 15 Zn)	159	92
Latón de aluminio	(76 Cu - 22 Zn - 2 Al)	100	58
Cuproníquel	(90 Cu - 10 Ni)	71	41
Cuproníquel	(70 Cu - 30 Ni)	29	17
Monel	(67 Ni - 30 Cu - 1.4 Fe)	26	15
Inconel		19	11
Aluminio		202	117
Acero al Carbono		45	26
Carbón 1/2 molibdeno	(0.5 Mo)	43	25
Cobre		386	223
Plomo		35	20
Níquel		62	36
Titanio		19	11
Acero aleado con cromo y molibdeno	(1 Cr - 0.5 Mo)	42	24
	(2-1/4 Cr - 0.5 Mo)	38	22
	(5 Cr - 0.5 Mo)	35	20
	(12 Cr - 1 Mo)	28	16

Anexo A - 7. Conductividades térmicas



Anexo A - 8. Arreglos comunes de tubo

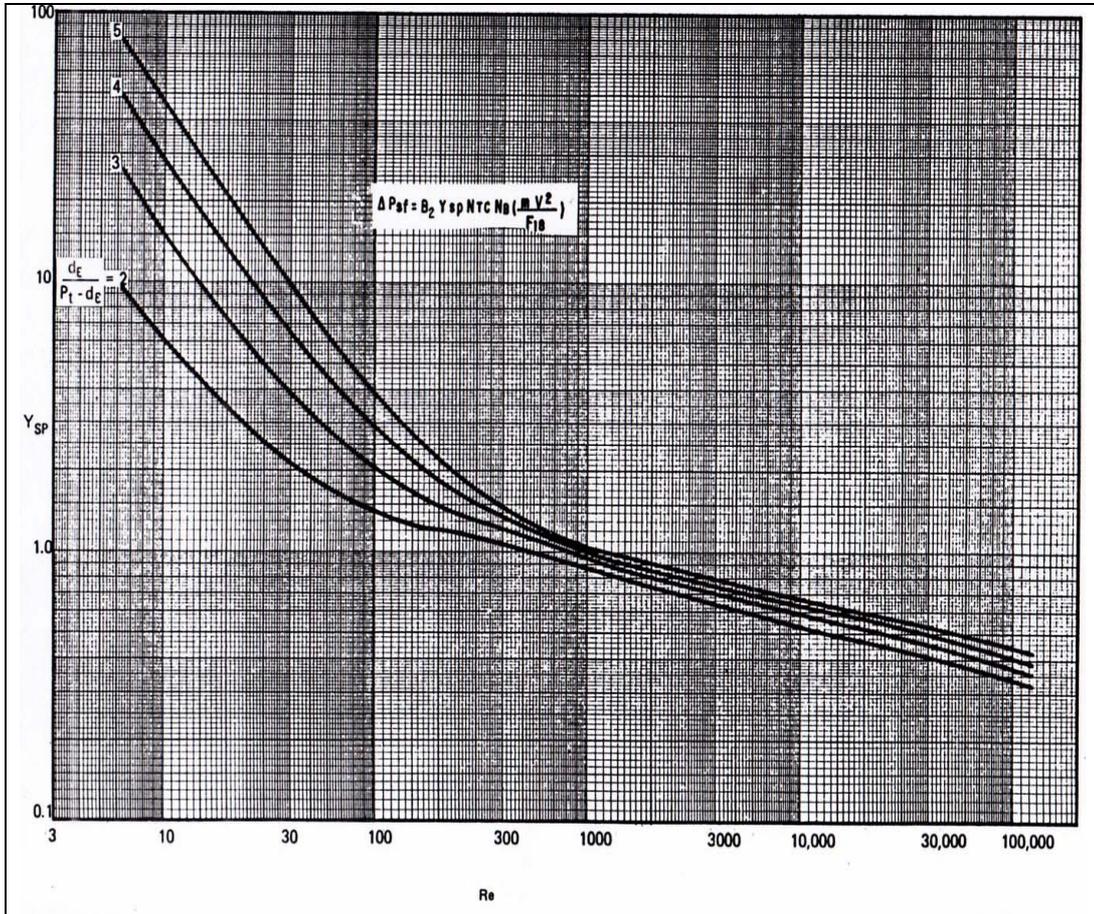


Anexo A - 9. Tipo de deflectores para carcasa

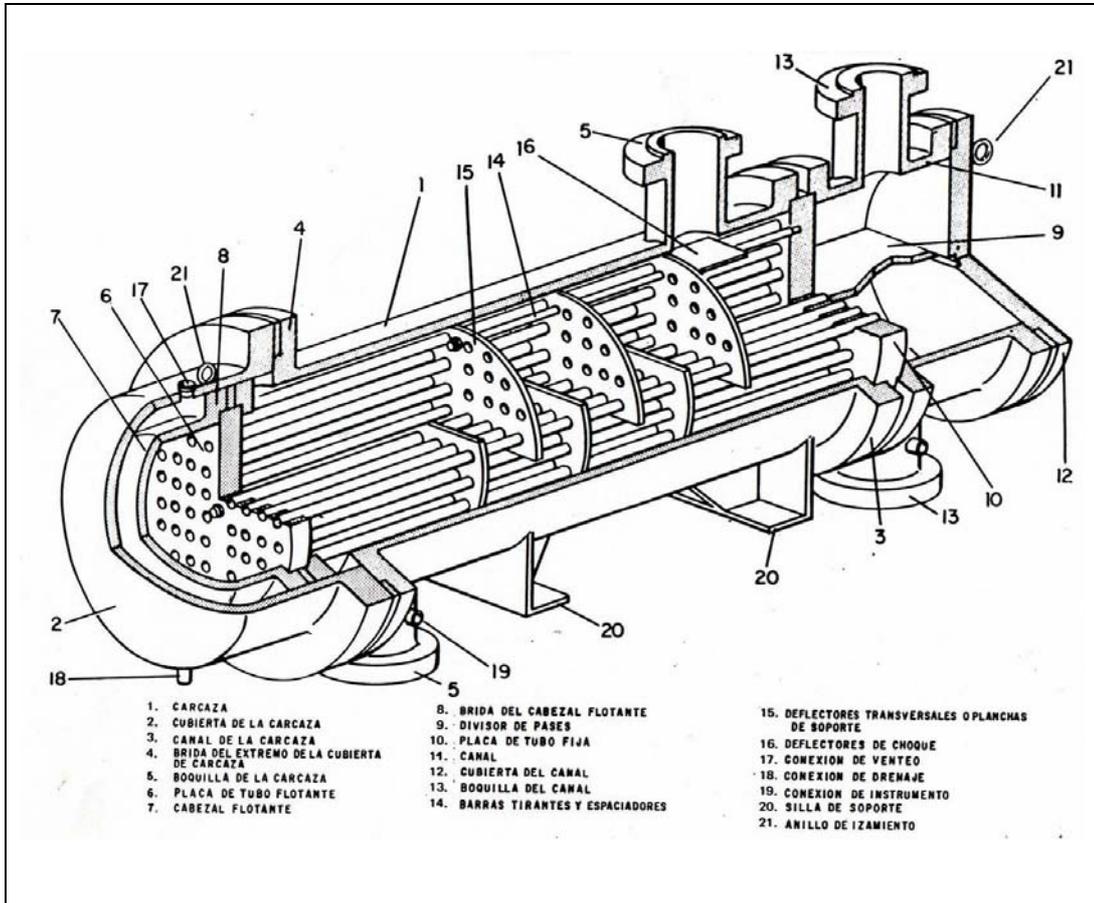
Desarrollo de un Procedimiento de Cálculo para Diseño Térmico de Intercambiadores de Calor de Carcasa y Haz de Tubos con Cambio de Fase

Constantes del Límite del Tubo Externo					
Número de Pasos (NTP)	Tipo de Arreglo de Tubo	KN	K1	K2	K3
2	30°, 60°	0.866	0.995	0.222	15.875
	90°, 45°	1	0.9968	0.16000	
	Tubo en U, 30°, 60°	0.866	0.997	0.429	25.4
	Tubo en U, 45°, 90°	1	0.998	0.367	
4	30°, 60°	0.866	0.992	0.800	15.875
	45°, 90°	1	0.995	0.700	
	Tubo en U, 30°, 60°	0.866	0.999	1.001	25.4
	Tubo en U, 45°, 90°	1	1.004	0.669	
6 y más largo	30°, 60°	0.866	0.993-	0.2+	15.875
	45°, 90°	1	0.0005 (NTP)	0.15 (NTP)	
	Tubo en U, 45°, 90°	1	0.9979-	0.871+	
Lado del Tubo					
Factor de Caída de Presión, k_e					
Tubos Rectos:		Un solo paso		$K_e = 0.9$	
		Pasos Múltiples		$K_e = 1.6$ (NTP)	
Tubos en U:		Dos pasos		$K_e = 0.9$	
		Cuatro o más pasos		$K_e = 0.8$ (NTP)	

Anexo A - 10. Constantes de diseño para cálculo de intercambiadores de tubo y carcasa



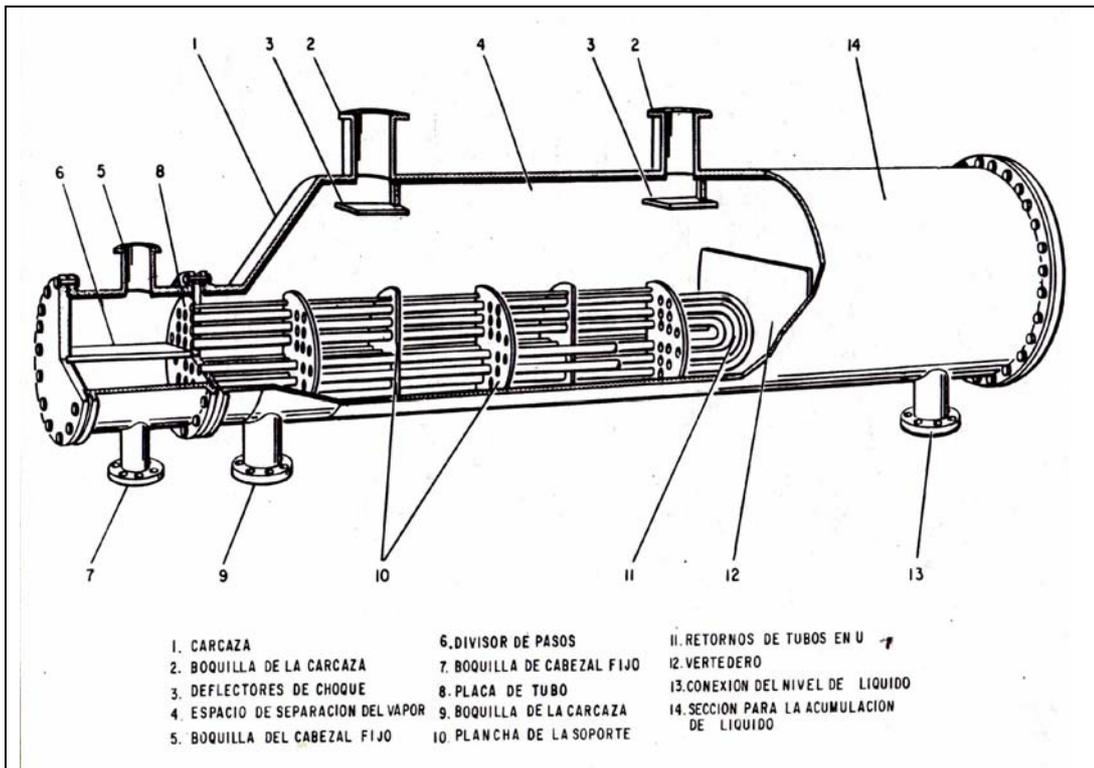
Anexo A - 11. Factor de correlación para la caída de presión en el lado de la carcasa



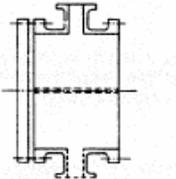
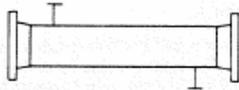
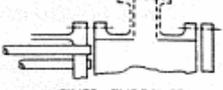
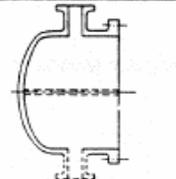
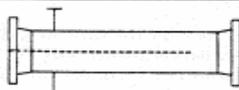
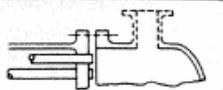
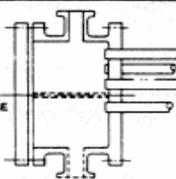
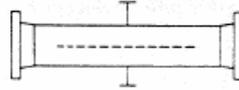
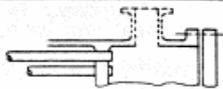
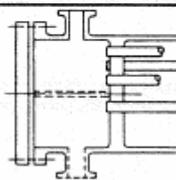
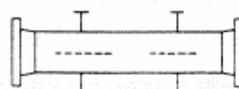
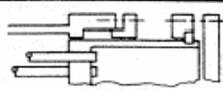
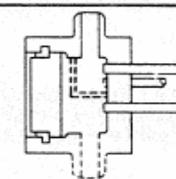
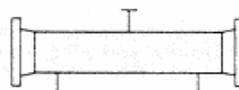
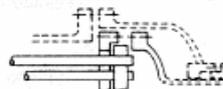
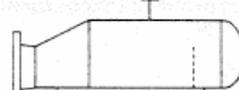
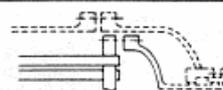
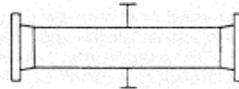
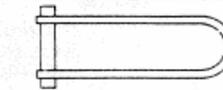
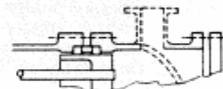
Anexo A - 12. Componentes de intercambiador de carcasa y haz de tubos

Posición del Deflector	Arreglo de Tubo	Transferencia B_1	Caída de Presión B_2
Verticales a las Filas de Tubos	Cuadrado	0.50	0.30
En diagonal (45°)	Cuadrado	0.55	0.40
Verticales a las filas de Tubo	Triangular	0.70	0.50

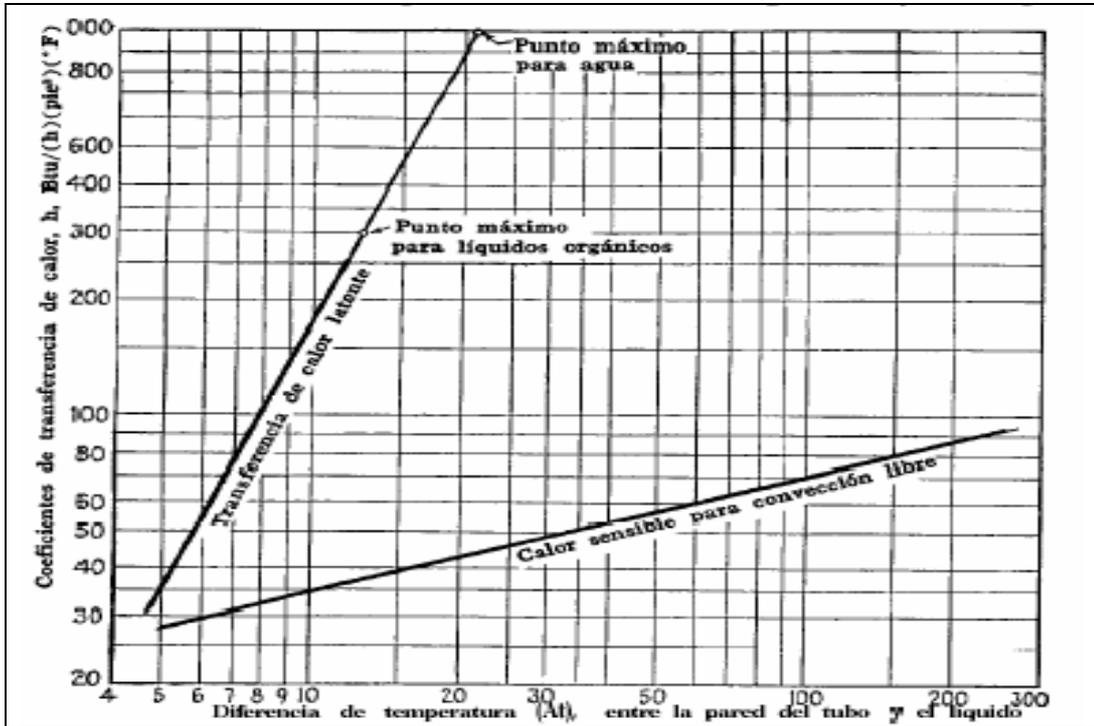
Anexo A - 13. Factores de Transferencia de calor & caída de presión



Anexo A - 14. Componentes de un rehervidor tipo Kettle (Tipo K)

	FRONT END STATIONARY HEAD TYPES		SHELL TYPES		REAR END HEAD TYPES
A	 CHANNEL AND REMOVABLE COVER	E	 ONE PASS SHELL	L	 FIXED TUBESHEET LIKE "A" STATIONARY HEAD
B	 BONNET (INTEGRAL COVER)	F	 TWO PASS SHELL WITH LONGITUDINAL BAFFLE	M	 FIXED TUBESHEET LIKE "B" STATIONARY HEAD
C	 REMOVABLE TUBE BUNDLE ONLY CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE-SHEET AND REMOVABLE COVER	G	 SPLIT FLOW	N	 FIXED TUBESHEET LIKE "N" STATIONARY HEAD
N	 CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE-SHEET AND REMOVABLE COVER	H	 DOUBLE SPLIT FLOW	P	 OUTSIDE PACKED FLOATING HEAD
D	 SPECIAL HIGH PRESSURE CLOSURE	J	 DIVIDED FLOW	S	 FLOATING HEAD WITH BACKING DEVICE
		K	 KETTLE TYPE REBOILER	T	 PULL THROUGH FLOATING HEAD
		X	 CROSS FLOW	U	 U-TUBE BUNDLE
				W	 EXTERNALLY SEALED FLOATING TUBESHEET

Anexo A - 15. Nomenclatura TEMA para intercambiadores de calor



Anexo A - 16. Coeficientes de película para calor sensible y ebullición con circulación natural