

**CÁLCULO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR MULTI-FASE MEDIANTE EL  
MÉTODO DE LA  $\varepsilon$ -NTU POR ZONAS**

**WALTER ENRIQUE SÁNCHEZ LEÓN  
CARLOS HUMBERTO CÁCERES FLÓREZ**

**ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICAS  
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
BUCARAMANGA**

**2010**

**CÁLCULO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR MULTI-FASE MEDIANTE EL  
MÉTODO DE LA  $\varepsilon$ -NTU POR ZONAS**

**WALTER ENRIQUE SÁNCHEZ LEÓN  
CARLOS HUMBERTO CÁCERES FLÓREZ**

**Trabajo de grado para optar al título de  
Ingeniero mecánico**

**Director  
DAVID FUENTES DÍAZ  
Doctor, Ingeniero Mecánico**

**ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICAS  
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
BUCARAMANGA**

**2010**

Sin duda, a mis Padres  
Walter Sánchez

Muchas gracias Familia  
Esto es apenas el comienzo.  
Carlos Cáceres

## **AGRADECIMIENTOS**

A la Universidad Industrial de Santander.

Al profesor David Fuentes por su dedicación, comprensión y crítica, y por permitir involucrarnos en este proyecto.

Al Grupo de Investigación en Energía y Medio Ambiente de la Universidad Industrial de Santander, por disponer el entorno apropiado para el desarrollo de este proyecto.

# CONTENIDO

<b>INTRODUCCIÓN</b> .....	<b>1</b>
<b>1 MÉTODO DE NEWTON-RAPHSON PARA RESOLUCIÓN NUMÉRICA DE ECUACIONES NO LINEALES</b> .....	<b>3</b>
1.1 FUNCIONAMIENTO DEL MÉTODO.....	3
1.2 CONSIDERACIONES.....	4
<b>2 MÉTODO DE LAS ZONAS PARA CÁLCULO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR MULTI-FÁSICOS</b> .....	<b>6</b>
2.1 DESCRIPCIÓN DEL MÉTODO .....	8
2.2 ESTRATEGIA GENERAL DE CÁLCULO.....	11
2.3 PROCEDIMIENTOS PARTICULARES PARA LAS ZONAS: SOBRECALENTADO, BIFÁSICO Y SUB-ENFRIADO CALCULADOS INDIVIDUALMENTE .....	12
2.4 PROCEDIMIENTO GENERAL PARA LAS TRES ZONAS.....	13
2.5 FUNCIONES DE VALOR INICIAL .....	17
2.5.1 <i>Imposición del valor inicial para las temperaturas</i> .....	20
2.5.2 <i>Imposición del valor inicial para las longitudes parciales y total</i> .....	21
2.5.3 <i>Imposición del valor inicial de flujos másicos</i> .....	22
2.5.4 <i>Imposición del valor inicial de entalpías en las zonas</i> .....	22
2.6 IMPLEMENTACIÓN DEL MÉTODO PARA OTROS TIPOS DE IC.....	22
2.6.1 <i>Particularidades del algoritmo de cálculo para IC de flujo en contracorriente</i> .....	23
2.6.2 <i>Particularidades para el cálculo de IC de flujo cruzado</i> .....	25
2.7 COMENTARIOS FINALES .....	28
<b>3 ESTRUCTURA DEL SOFTWARE</b> .....	<b>30</b>
3.1 PROGRAMACIÓN ORIENTADA A OBJETOS (OOP).....	30
3.2 INTERFAZ GRÁFICA DE USUARIO (GUI) .....	31
3.3 COMUNICACIÓN ENTRE LA INTERFAZ GRÁFICA DE USUARIO Y LOS OBJETOS DE CÁLCULO.....	31
3.4 LIBRERÍAS UTILIZADAS PARA EL DESARROLLO DEL SOFTWARE .....	32
3.5 ABSTRACCIÓN DEL FENÓMENO FÍSICO EN OBJETOS PROGRAMABLES .....	35

3.6	DIAGRAMA DE CLASES .....	36
<b>4</b>	<b>VALIDACIÓN Y PRESENTACIÓN DE RESULTADOS.....</b>	<b>38</b>
4.1	VALIDACIÓN DEL ALGORITMO EN CONDENSACIÓN.....	38
4.1.1	<i>IC en X-Corriente</i> .....	39
4.1.2	<i>IC en contracorriente</i> .....	41
4.1.3	<i>IC en flujo cruzado</i> .....	43
4.2	VALIDACIÓN DEL ALGORITMO EN EVAPORACIÓN.....	45
4.2.1	<i>IC en X-Corriente</i> .....	46
4.2.2	<i>IC en contracorriente</i> .....	48
4.2.3	<i>IC en flujo cruzado</i> .....	50
<b>5</b>	<b>CONCLUSIONES.....</b>	<b>53</b>
<b>6</b>	<b>RECOMENDACIONES.....</b>	<b>54</b>
	<b>BIBLIOGRAFÍA .....</b>	<b>56</b>
	<b>GLOSARIO.....</b>	<b>57</b>
	<b>ANEXOS.....</b>	<b>58</b>

## LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1. ILUSTRACIÓN DE UNA ITERACIÓN DEL MÉTODO DE NEWTON-RAPHSON (LA FUNCIÓN F SE MUESTRA EN AZUL Y LA LÍNEA TANGENTE EN ROJO). PODEMOS VER QUE $X_{N+1}$ ES UNA MEJOR APROXIMACIÓN QUE $X_N$ PARA LA RAÍZ X DE LA FUNCIÓN F.	3
FIGURA 2. CURVA DE EFICIENCIA VS. NTU PARA IC EN FLUJO PARALELO X-CORRIENTE Y CONTRACORRIENTE. SE PUEDE VER LA HORIZONTALIDAD A ALTOS VALORES DE E Y NTU, LO CUAL DIFICULTA LA CONVERGENCIA EN EL METODO.	5
FIGURA 3. DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURAS EN UN IC GENERAL EN EL CUAL COEXISTEN LAS TRES ZONAS DE INTERCAMBIO.	9
FIGURA 4. DIAGRAMA T-V PARA UNA SUSTANCIA EN LA QUE SE MUESTRAN LAS POSIBILIDADES DE ESTADOS DE ENTRADA DE ESTA AL IC	10
FIGURA 5. ILUSTRACIÓN DEL PROCEDIMIENTO GENERAL PARA EL CÁLCULO DE UN IC EN FLUJO PARALELO X-CORRIENTE EN EL CUAL COEXISTEN LAS TRES ZONAS ENUNCIADAS ANTERIORMENTE Y RESUELTO MEDIANTE EL MÉTODO DE NEWTON-RAPHSON.	14
FIGURA 6. ILUSTRACIÓN DEL PROCEDIMIENTO GENERAL PARA EL CÁLCULO DE UN IC EN FLUJO PARALELO CONTRACORRIENTE EN EL CUAL COEXISTEN LAS TRES ZONAS ENUNCIADAS ANTERIORMENTE Y RESUELTO MEDIANTE EL MÉTODO DE NEWTON-RAPHSON.	25
FIGURA 7. ILUSTRACIÓN DEL PROCEDIMIENTO GENERAL PARA EL CÁLCULO DE UN IC EN FLUJO CRUZADO EN EL CUAL COEXISTEN LAS TRES ZONAS ENUNCIADAS ANTERIORMENTE Y RESUELTO MEDIANTE EL MÉTODO DE NEWTON-RAPHSON.	27
FIGURA 8. DIAGRAMA DE CLASES DESDE CINTCALORGEN, LA CLASE ENCARGADA DE CALCULAR CADA ZONA DE IC. FUENTE AUTORES	37

## LISTA DE TABLAS

TABLA 1. VALORES REPRESENTATIVOS DE COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA GLOBAL EN INTERCAMBIADORES DE CALOR.	39
TABLA 2. EJEMPLO DE VALIDACIÓN 1. IC DE FLUJO PARALELO EN X-CORRIENTE EN CONDENSACIÓN	40
TABLA 3. COMPARACIÓN ENTRE VALORES OBTENIDOS POR EES Y POR EL MÉTODO DE ZONAS, PARA CONDENSACIÓN EN FLUJO X-CORRIENTE.	41
TABLA 4. EJEMPLO DE VALIDACIÓN 2. IC DE FLUJO PARALELO EN CONTRACORRIENTE EN CONDENSACIÓN	42
TABLA 5. COMPARACIÓN ENTRE VALORES OBTENIDOS POR EES Y POR EL MÉTODO DE ZONAS, PARA CONDENSACIÓN EN FLUJO CONTRACORRIENTE.	43
TABLA 6. EJEMPLO DE VALIDACIÓN 3. IC DE FLUJO PARALELO EN FLUJO CRUZADO PARA CONDENSACIÓN	44
TABLA 7. COMPARACIÓN ENTRE VALORES OBTENIDOS POR EES Y POR EL MÉTODO DE ZONAS, PARA CONDENSACIÓN EN FLUJO CRUZADO.	45
TABLA 8. EJEMPLO DE VALIDACIÓN 4. IC DE FLUJO PARALELO EN X-CORRIENTE EN EVAPORACIÓN	47
TABLA 9. COMPARACIÓN ENTRE VALORES OBTENIDOS POR EES Y POR EL MÉTODO DE ZONAS, PARA EVAPORACIÓN EN X-CORRIENTE.	48
TABLA 10. EJEMPLO DE VALIDACIÓN 5. IC DE FLUJO PARALELO EN CONTRACORRIENTE EN EVAPORACIÓN	49
TABLA 11. COMPARACIÓN ENTRE VALORES OBTENIDOS POR EES Y POR EL MÉTODO DE ZONAS, PARA EVAPORACIÓN EN CONTRACORRIENTE.	50
TABLA 12. EJEMPLO DE VALIDACIÓN 5. IC DE FLUJO CRUZADO EN EVAPORACIÓN	51
TABLA 13. COMPARACIÓN ENTRE VALORES OBTENIDOS POR EES Y POR EL MÉTODO DE ZONAS, PARA EVAPORACIÓN EN CRUZADO.	52

## LISTA DE ANEXOS

ANEXO 1. Manual del usuario	A1-1
ANEXO 2. Análisis de intercambiadores de calor: Método de eficiencia NTU	A2-1

## RESUMEN

**TITULO:** CÁLCULO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR MULTI-FASE MEDIANTE EL MÉTODO DE LA  $\epsilon$ -NTU POR ZONAS<sup>1</sup>

**AUTORES:** WALTER SANCHEZ LEON\*\*  
CARLOS CACERES FLOREZ\*\*

**PALABRAS CLAVE:**

Intercambiadores de calor, cambio de fase, NTU, cálculo por zonas.

Se presenta el desarrollo de un algoritmo para el cálculo de intercambiadores de calor que involucran tanto ambos procesos de cambio de fase, como procesos de calentamiento o enfriamiento en una fase. La solución del problema se abordó mediante la partición de un intercambiador en máximo tres zonas de intercambio, lo cual consiste en verificar en qué condiciones entran los fluidos y ver si durante el proceso de intercambio, los fluidos presentan cambio de fase. De esta forma, el intercambiador puede comprender: a) una zona en la cual ambos fluidos permanecen en estado monofásico, y el que cambia de fase se encuentra sobrecalentado o sub-enfriado; b) una zona en la cual uno de los fluidos cambia de fase. c) una zona en la cual ambos fluidos permanecen en estado monofásico, y el fluido que cambia de fase se encuentra sub-enfriado o sobrecalentado respectivamente. Los cálculos particulares de cada zona se realizaron con base en el método de la  $\epsilon$ -NTU. Se implementaron algoritmos para intercambiadores de calor con flujo paralelo en x-corriente y contracorriente y para dos casos de flujo cruzado. La estrategia general de cálculo está basada en el método de Newton-Raphson para un sistema de ecuaciones no lineales, donde la estimación de la solución inicial se realiza de acuerdo a los datos de entrada suministrados por el usuario. De acuerdo a si el intercambiador de calor permanece en flujo monofásico o cambia de fase, el algoritmo establece el conjunto de ecuaciones adecuado para resolver. El algoritmo se validó mediante la comparación de los resultados obtenidos en programas comerciales para sistemas de refrigeración que realizan el cálculo detallado del intercambiador de calor. La confrontación mostro que este procedimiento presenta una reducción en los tiempos de cálculo sin afectar significativamente la exactitud de los resultados.

---

<sup>1</sup> Proyecto de grado

\*\* Facultad de ingenierías físicomecánicas. Escuela de ingeniería mecánica. Director: David Fuentes Díaz.

## ABSTRACT

**TITLE:** MULTIPHASE HEAT EXCHANGERS CALCULUS BY THE ZONAL  $\epsilon$ -NTU METHOD<sup>2</sup>

**AUTHORS:** WALTER SANCHEZ LEON\*\*  
CARLOS CACERES FLOREZ\*\*

**KEYWORDS:**

Heat exchangers, phase change, NTU, calculation by zones.

The development of an algorithm for the calculation of heat exchangers for both phase change processes and for heating or cooling in a single phase, is presented. The solution was approached splitting a general heat exchanger in three exchange zones at most. This procedure consists in studying the inlet conditions of the streams and analyzing if one of them presents a phase change. Therefore, the heat exchanger may include: a) one zone where both streams remain in single phase state and the stream that will present a phase change afterwards is at this point either superheated or subcooled. b) one zone in where one of the fluids is subject to a phase change. c) one zone where both streams remain in single phase and the stream that presented a phase change is now either subcooled or superheated respectively. The individual calculations of each zone were made based on the  $\epsilon$ -NTU method. The Algorithm was implemented for heat exchangers in parallel-flow, counter-flow and for two cases of cross-flow, one with both fluids unmixed and another one with one fluid mixed and the other unmixed. The general calculation strategy is based on the Newton-Raphson method for a nonlinear equations system, where the estimation of the initial solution is performed according to the input data of the user. According to whether the heat exchanger flow remains in single phase or presents a phase change, the algorithm establishes a proper set of equations to solve. The algorithm implemented was validated through the comparison of the results obtained from commercial software for refrigeration systems that perform the detailed calculation of the heat exchanger. The confrontation showed that this procedure presents a reduction in the calculation time without affecting significantly the accuracy of the results.

---

<sup>2</sup> Undergraduate thesis

\*\* Facultad de ingenierías físicomecánicas. Escuela de ingeniería mecánica. Director: David Fuentes Díaz.

## INTRODUCCIÓN

El proceso de intercambio de calor entre dos fluidos ocurre en muchas aplicaciones de ingeniería. Específicamente, se pueden encontrar en calefacción de locales y acondicionamiento de aire, producción de potencia, recuperación de calor de desecho y muchos procesos químicos. Debido a su importancia en aplicaciones industriales, a lo largo de la historia se han desarrollado estudios que buscan explicar el comportamiento de los fluidos dentro del intercambiador de calor (IC), siempre en la búsqueda de resultados más rápidos y exactos.

Dentro de los análisis necesarios para el cálculo y diseño de IC, no es fácil determinar la presencia y comportamiento de procesos de cambio de fase dentro éstos. En la mayoría de casos se omite este tipo de fenómenos o se hacen suposiciones que permitan un resultado aceptable. Para obtener aproximaciones más generales y exactas, se requiere el uso de métodos alternos como métodos numéricos, que subdividen el intercambiador de calor en varios volúmenes y resuelven las ecuaciones típicas para cada una de estas divisiones. Lamentablemente la implementación de este tipo de metodologías conlleva el desarrollo de algoritmos complejos y tiempos de cálculo asociados demasiado largos, que se justificarían en la presencia de geometrías complejas o necesidades de análisis perfectamente detalladas.

Este proyecto presenta un procedimiento de cálculo de un IC que presente o no cambio de fase en una de sus corrientes, por medio de la implementación de un método que permite identificar las zonas del IC en la que los fluidos se desarrollan, incluyendo el cambio de fase, si llegara a ocurrir. El uso de este, la interacción del usuario con el algoritmo por medio de la interfaz gráfica desarrollada y la creación

de un algoritmo basado en la programación orientada a objetos, permitieron obtener resultados aceptables y mucho más veloces que otros procedimientos.

Este trabajo presenta organizadamente todas las secciones del procedimiento. La primera sección presenta la metodología de acoplamiento de la librería SOLVERLIB con el código y características desarrolladas en éste, para poder usar el método de Newton-Raphson presente en la citada librería. La segunda sección muestra la formulación del método de las zonas con cada uno de los criterios de análisis para la determinación de las regiones bifásicas y monofásicas. La estructura general del software se muestra en la tercera sección y finalmente se adjuntan anexos con el manual para el usuario y la implementación del método de  $\epsilon$ -NTU para cálculo de IC.

# 1 MÉTODO DE NEWTON-RAPHSON PARA RESOLUCIÓN NUMÉRICA DE ECUACIONES NO LINEALES

En análisis numérico, el método de Newton-Raphson es, quizás, el método más conocido para encontrar la raíz de una función no lineal mediante la aproximación sucesiva de la solución. El método de Newton-Raphson puede converger notablemente rápido, especialmente si la iteración comienza lo suficientemente cerca a la raíz deseada. El tipo de problema define qué tan cercano necesita estar y que tan rápido puede ser.

## 1.1 FUNCIONAMIENTO DEL MÉTODO

El procedimiento se inicia con un valor supuesto el cual debería ser razonablemente cercano a la verdadera raíz (entre más cercano mucho mejor). En ausencia de cualquier intuición acerca de dónde puede encontrarse el cero, el método de prueba y error puede reducir las posibilidades a un intervalo razonablemente pequeño recurriendo al teorema del valor medio. Luego la función es derivada obteniendo su línea tangente y su respectivo intercepto con el eje  $x$ . Este intercepto es usualmente una mejor aproximación de la función que la suposición original, así, se procede a iterar. Una vez se provea este valor cercano a la verdadera raíz y la derivada de la función sea continua, el método usualmente

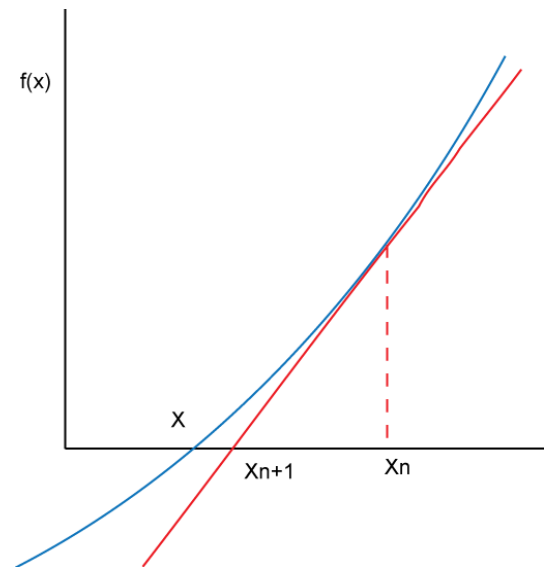


Figura 1. Ilustración de una iteración del método de Newton-Raphson (La función  $f$  se muestra en azul y la línea tangente en rojo). Podemos ver que  $X_{n+1}$  es una mejor aproximación que  $X_n$  para la raíz  $x$  de la función  $f$ .

convergerá. Este método se puede extender fácilmente si se desea calcular un sistema de ecuaciones no lineales, que es el caso de la presente implementación.

El algoritmo usa la librería SOLVERLIB<sup>3</sup>, que contiene el método de Newton-Raphson. SOLVERLIB fue probado exitosamente en el proyecto: “Desarrollo de un programa para la solución de ecuaciones no lineales aplicado a la enseñanza y aprendizaje de la estática en Ingeniería Mecánica”<sup>4</sup>, que utiliza el método de Newton-Raphson para la solución de sistemas de ecuaciones no lineales derivados de análisis de Estática. El citado proyecto da una referencia de la gran utilidad y capacidad de cálculo del método.

## 1.2 CONSIDERACIONES

El método de Newton-Raphson es una técnica extremadamente poderosa, generalmente la convergencia es cuadrática es decir el error se reduce a su raíz en cada iteración. Sin embargo, se deben hacer algunas consideraciones para garantizar el buen funcionamiento del método.

1. Si el valor inicial tomado está demasiado lejos de la verdadera raíz, el método de Newton-Raphson podría no converger. Por esta razón se implementaron funciones de valor inicial para cada variable que buscan acercar la primera iteración al valor real con base en datos conocidos.

En algunos casos, el valor inicial supuesto no es efectivo, por consiguiente, una vez se verifica que la suposición fue incorrecta, el valor inicial se refina modificándolo por un factor basado en el número de la iteración: si ésta es par,

---

<sup>3</sup> Ver sección 3.4 Librerías utilizadas para el desarrollo del software.

<sup>4</sup> SUAREZ, W.A y CULMA, R.A. Trabajo de grado para optar al título de ingeniero mecánico, Universidad Industrial de Santander, 2009.

el nuevo valor inicial se hace más grande y en la siguiente (impar), se hace más pequeño, lo que permite un mayor rango de aproximación del valor supuesto durante la evolución del cálculo y facilita la convergencia del método.

2. El cálculo del valor inicial aproximado de algunas variables no se puede obtener por no presentar datos de referencia, es el caso de la eficiencia del intercambiador y la NTU, los cuales debieron ser supuestos cuidadosamente con el fin de evitar un inicio fallido del método de Newton-Raphson. Así, se encontró 0.2 como valor inicial apropiado para la eficiencia y 1 para la NTU, considerando que para valores mayores de  $NTU=1$ , la derivada de la curva Eficiencia vs. NTU (ver Figura 2), es cero o cercana a cero y por consiguiente la recta tangente tiende a ser horizontal lo que impide la convergencia del método por no garantizar el corte con el eje X.

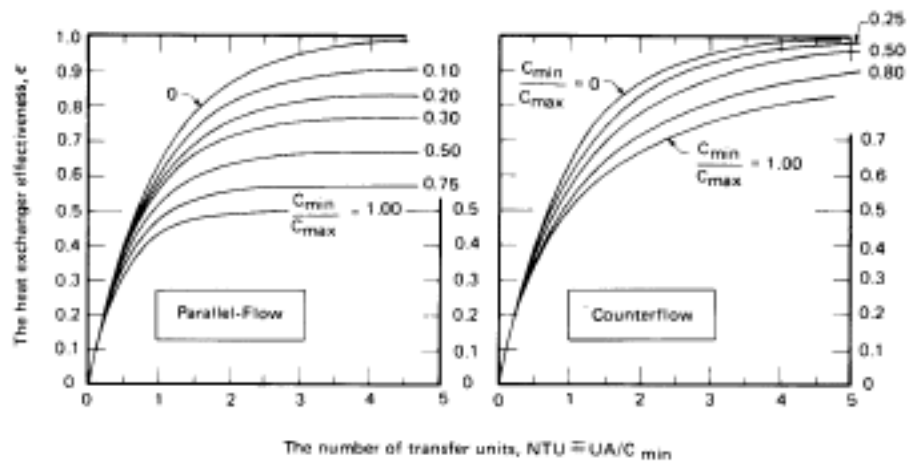


Figura 2. Curva de eficiencia vs. NTU para IC en flujo paralelo x-corriente y contracorriente. Se puede ver la horizontalidad a altos valores de  $\epsilon$  y NTU, lo cual dificulta la convergencia en el método.

3. Ya que el método de Newton-Raphson requiere que la derivada de la función sea calculada en cada iteración, es posible que la función sea muy

complicada, y por lo tanto no sea fácilmente obtenible una expresión analítica para la derivada conllevando a tiempos de iteración más largos o fallas en la convergencia. Pensando en esto, se probó el cálculo numérico de las derivadas de cada una de las ecuaciones con el fin de facilitar el proceso de cálculo. Aunque se notó una reducción en el tiempo de cálculo, esto comparado con la restricción que representa la obtención manual de las derivadas (aun mas para cualquier modificación del procedimiento), no es un beneficio considerable.

4. Debido a la diferencia de magnitudes entre variables (las entalpías están en el orden de  $10^6$ , los flujos másicos en  $10^{-1}$  y longitudes en  $10^4$ , etc.), el proceso de convergencia era retrasado y algunas veces impedido. Para evitar esto, se implementó el escalado de variables antes del ingreso al cálculo. El escalado permite la unificación de la magnitud de todas las variables de entalpía, flujos másicos y longitudes, mediante la división de éstas por un factor apropiado. Una vez se consigue la convergencia, las variables se multiplican por el mismo factor (des-escalado) y se obtienen los valores reales. Este procedimiento mejoró considerablemente la convergencia del método y se usa en todos los cálculos del algoritmo.

5. La implementación del método de Newton-Raphson usada es capaz de solucionar cualquier tipo de problema. Por consiguiente y debido a los requerimientos de este proyecto el método se ajusta satisfactoriamente a variaciones en factores como el tipo de variables, número total ó tipo de ecuaciones.

## **2 MÉTODO DE LAS ZONAS PARA CÁLCULO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR MULTI-FÁSICOS**

<b>Nomenclatura</b>			
IC	Intercambiador de calor	$L_{TOTAL}$	Longitud total del IC
$T_{EntCal}$	Temperatura de entrada del fluido caliente	$L_1$	Longitud de la zona I
$T_{SalCal}$	Temperatura de salida del fluido caliente	$L_2$	Longitud de la zona II
$T_{EntFrio}$	Temperatura de entrada del fluido frio	$L_3$	Longitud de la zona III
$T_{SalFrio}$	Temperatura de salida del fluido frio	$T^*_{Cal}$	Temperatura de saturación del fluido caliente
$I_a$	Zona de entrada monofásica en la cual el fluido caliente puede cambiar de fase	$h_{Cal}$	Entalpia del fluido caliente a la entrada del IC
$II_a$	Zona de entrada bifásica en la cual el fluido caliente está cambiando de fase	$T^*_{Frio}$	Temperatura de saturación del fluido frio
$III_a$	Zona de entrada monofásica en la cual el fluido caliente ya ha cambiado de fase	$h_{Frio}$	Entalpia del fluido frio a la entrada del IC
$I_b$	Zona de entrada monofásica en la cual el fluido frio puede cambiar de fase	BIF	Zona Bifásica
$II_b$	Zona de entrada bifásica en la cual el fluido frio está cambiando de fase	$h_f$	Entalpia del líquido en la saturación
$III_c$	Zona de entrada monofásica en la cual el fluido frio ya ha cambiado de fase	$h_g$	Entalpia del vapor en la saturación

Dentro de la variedad de aplicaciones de ingeniería que involucran IC, se conocen diferentes comportamientos de los fluidos dentro de éste. Por ejemplo, el calor transferido puede ser sensible para ambos fluidos y por lo tanto no se presenta cambio de fase (monofásico - monofásico); contrario a esto, un fluido puede presentar cambio de estado total de líquido a vapor o viceversa (evaporación o condensación). También es posible que el calor sensible de un fluido se transfiera a otro en cambio de fase y este último permanezca así durante todo el proceso (monofásico – bifásico).

La literatura existente sobre IC no presenta un método sencillo que permita integrar todas estas posibilidades en un único procedimiento, en consecuencia, los problemas se solucionan con rutinas de cálculo demasiado complejas y tediosas. Por lo tanto, se presenta el método de las zonas como una alternativa de solución efectiva para la unificación, determinación y cálculo de cada una de las posibilidades de comportamiento de los fluidos en el IC.

Existen dos tipos de cálculo representativos para los IC: el de diseño y el analítico. El primero calcula el área de IC necesaria para cumplir con los requerimientos de temperatura y flujo dados y el segundo permite estudiar el IC a partir del conocimiento del área (longitud). Además, las condiciones de entrada y/o salida de los fluidos pueden variar entre sobrecalentado, cambio de fase o sub-enfriado. El método de las zonas desarrollado permite calcular IC para cualquier condición de los fluidos en el caso de diseño. En el caso de análisis, el cálculo para cualquier condición de los fluidos es posible siempre y cuando se sepa de la existencia o no de cambio de fase.

El análisis de información experimental y teórica acerca de comportamientos multifásicos en IC representativos, deja ver que sólo en un porcentaje minoritario ambos fluidos presentan cambios de fase simultáneamente, por esto este trabajo presentará resultados aplicables a IC en los que un fluido permanece siempre monofásico y el otro podría experimentar cambio de fase.

## **2.1 DESCRIPCIÓN DEL MÉTODO**

El principio general del método de las zonas consiste en dividir el IC en zonas de acuerdo a la posible existencia de cambio de fase en alguno de los fluidos. En el caso más complejo van a existir tres zonas: dos monofásicas y una bifásica (ver figura 3), aunque también pueden existir dos zonas: Una zona monofásica y otra bifásica o viceversa e incluso una sola zona ya sea monofásica o bifásica

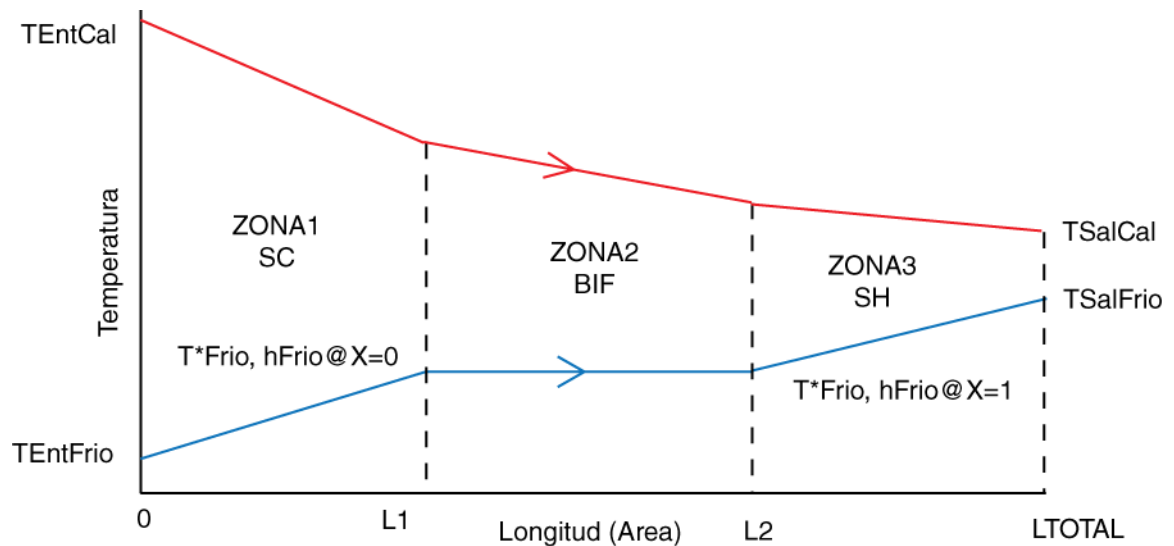


Figura 3. Distribución de temperaturas en un IC general en el cual coexisten las tres zonas de intercambio.

Los fluidos pueden entrar al intercambiador de calor en tres diferentes estados: i) sobrecalentado, cuando la entalpía a la entrada  $h_{ent}$  es mayor que la entalpía del vapor en la saturación  $h_g$ ; ii) sub-enfriado cuando  $h_{ent}$  es menor que la entalpía del líquido en la saturación  $h_L$ ; iii) en cambio de fase cuando  $h_g > h_{ent} > h_f$ , (ver figura 4). De esta forma, el intercambiador quedará dividido en tres zonas que comprenden: a) zona I, en el cual ambos fluidos permanecen en estado monofásico y el que cambia de fase se encuentra sobrecalentado; b) zona II, en la cual uno de los fluidos cambia de fase. c) zona III, en la cual ambos fluidos permanecen en estado monofásico, y el fluido que cambia de fase se encuentra sub-enfriado.

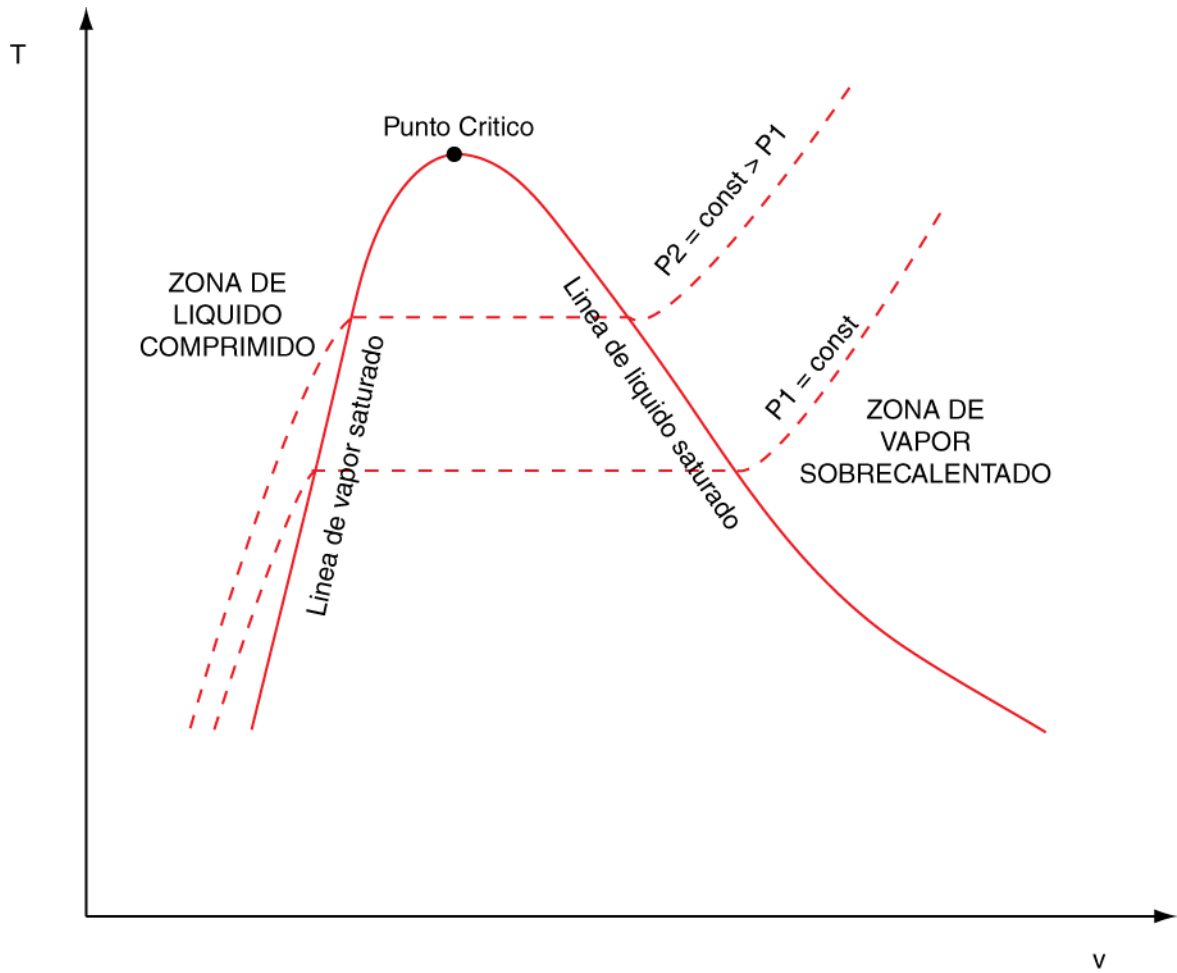


Figura 4. Diagrama T-v para una sustancia en la que se muestran las posibilidades de estados de entrada de esta al IC

Se crearon procedimientos particulares para cada una de las tres zonas existentes: sobrecalentada, bifásica y sub-enfriada. Si el proceso completo en el IC se lleva a cabo dentro una sola de las zonas, éste se solucionará con el procedimiento correspondiente a esa zona. Por otro lado, si el intercambio involucra dos o tres zonas, la solución se lleva a cabo con un procedimiento general que acopla las tres zonas y permite la solución total del proceso.

Es importante aclarar que todos los cálculos energéticos se realizan con entalpías, ya que a diferencia de la temperatura, la entalpía presenta una función continua a lo largo de los cálculos permitiendo una formulación única, independiente de la zona calculada y del tipo de IC.

Este procedimiento se sigue para calcular IC de flujo paralelo en x-corriente y contracorriente, además de IC en flujo cruzado, ambos fluidos mezclados y un fluido sin mezclar.

## **2.2 ESTRATEGIA GENERAL DE CÁLCULO**

El procedimiento que se lleva a cabo dentro del algoritmo para conseguir el cálculo consta de las etapas que se listan a continuación:

1. Entrada de datos por parte del usuario.
2. Identificación de cuál fluido se calienta y cuál se enfría.
3. Identificar si ocurre cambio de fase y asignación de valor inicial:
  - a. Si no hay cambio de fase: el cálculo se realiza con el procedimiento particular para IC monofásico.
  - b. Si hay cambio de fase:
    - Si solamente está presente la zona de cambio de fase: el cálculo se realiza con el procedimiento particular para IC bifásico.
    - Si están presentes además de la zona de cambio de fase una o dos zonas monofásicas: El cálculo se realiza con el procedimiento general para tres zonas.
4. Presentación de resultados.

## 2.3 PROCEDIMIENTOS PARTICULARES PARA LAS ZONAS: SOBREALENTADO, BIFÁSICO Y SUB-ENFRIADO CALCULADOS INDIVIDUALMENTE

Se asume que cada zona puede tener máximo siete incógnitas:

1. Longitud del IC (variable 1)
2. Temperatura entrada fluido interior (variable 2).
3. Temperatura salida fluido interior (variable 3).
4. Temperatura entrada fluido exterior (variable 4).
5. Temperatura salida fluido exterior (variable 5).
6. Flujo másico fluido interior (variable 6).
7. Flujo másico fluido exterior (variable 7).

Cada zona se resuelve por el método de la  $\epsilon$ -NTU de acuerdo a la configuración de IC seleccionada<sup>5</sup> y queda determinada por un sistema de 7 ecuaciones no lineales conformadas por:

- i. Balance de energía entre el calor cedido por una corriente y el ganado por otra. (1 ecuación)
- ii. Balance del calor intercambiado por el IC calculado a partir de la  $\epsilon$ -NTU y el calor intercambiado por una de las dos corrientes. (1 ecuación)
- iii. Una ecuación por cada uno de los cinco parámetros conocidos. (5 ecuaciones)

---

<sup>5</sup> Ver Anexo 2: Análisis de intercambiadores de calor: Método de eficiencia NTU

El sistema se resuelve mediante el método iterativo de Newton-Raphson.

El número de parámetros necesarios para el cálculo estará limitado por las ecuaciones de balance permitidas en el IC. Es decir, en el caso normal (monofásico) se deberá especificar 5 parámetros de entrada y en el caso en que un fluido permanezca a temperatura constante durante todo el proceso (bifásico), se deberá especificar 6 parámetros de entrada ya que la ecuación de calor para el fluido que cambia de fase deja de existir. Finalmente, si existe cambio de fase, serán 5 el número de parámetros a especificar.

## **2.4 PROCEDIMIENTO GENERAL PARA LAS TRES ZONAS**

Si el IC presenta al menos dos zonas: una monofásica y otra bifásica, se requiere un procedimiento global que permita calcular cualquier proceso de intercambio de calor. Por consiguiente, se desarrolló un método general que involucra los procedimientos particulares para cada zona y los acopla para formar un solo IC mediante la imposición de ecuaciones de frontera en cada zona, estas ecuaciones imponen las variables de tal manera que las variables de salida de la zona I son las de entrada de la zona II y variables de salida de la zona II son las de entrada de la zona III (ver Figura 5).

Para este caso, e igual que en los casos particulares de IC de una sola zona, el usuario debe especificar 5 parámetros conocidos pero ahora el procedimiento está integrado por catorce variables, así:

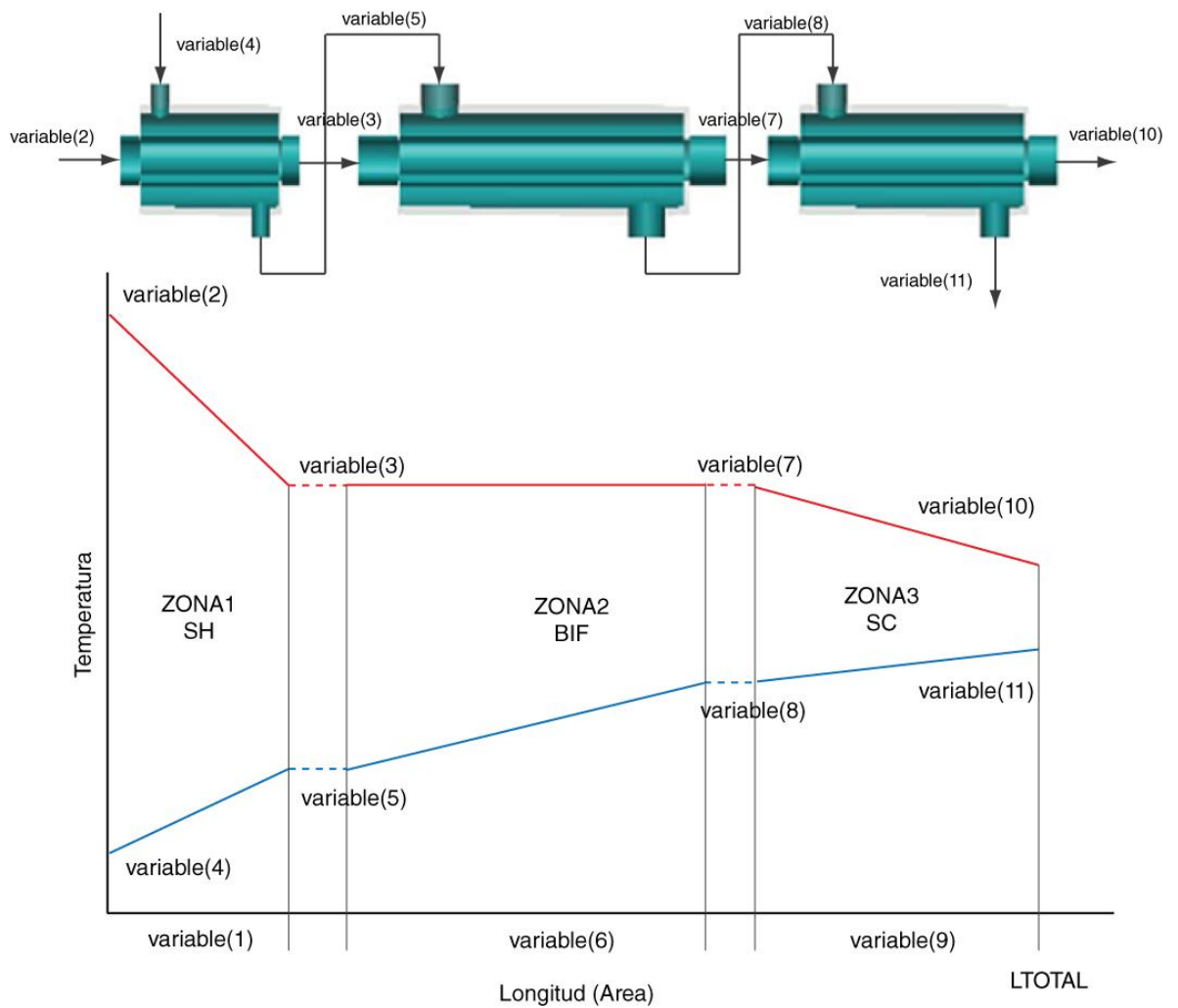


Figura 5. Ilustración del procedimiento general para el cálculo de un IC en flujo paralelo x-corriente en el cual coexisten las tres zonas enunciadas anteriormente y resuelto mediante el método de Newton-Raphson.

#### Zona I:

- Longitud zona I (variable 1).
- Entalpía de entrada fluido interior (variable 2).
- Entalpía de salida fluido interior (variable 3).
- Entalpía de entrada fluido exterior (variable 4).
- Entalpía de salida fluido exterior (variable 5).

Zona II:

- Longitud zona II (variable 6).
- Entalpía de entrada fluido interior (variable 3).
- Entalpía de salida fluido interior (variable 7).
- Entalpía de entrada fluido exterior (variable 5).
- Entalpía de salida fluido exterior (variable 8).

Zona III:

- Longitud zona III (variable 9).
- Entalpía de entrada fluido interior (variable 7).
- Entalpía de salida fluido interior (variable 10).
- Entalpía de entrada fluido exterior (variable 8).
- Entalpía de salida fluido exterior (variable 11).

Variables comunes a todas las zonas:

- Longitud total del IC (variable 12).
- Flujo másico fluido interior (variable 13).
- Flujo másico fluido exterior (variable 14).

El sistema queda ahora compuesto por 14 ecuaciones no lineales de la siguiente manera:

- i. Una ecuación por cada uno de los cinco parámetros conocidos (5 ecuaciones).
- ii. Determinación del cambio de fase: las variables 3 y 7 o 5 y 8 se posicionan en la condición de vapor saturado y líquido saturado, cuando sea el caso (2 ecuaciones).

- iii. Una ecuación para el balance de energía entre el calor total cedido por una corriente y el ganado por otra (1 ecuación).
  
- iv. Una ecuación para el balance del calor total intercambiado por el IC calculado a partir de la  $\epsilon$ -NTU y el calor intercambiado por las dos corrientes (1 ecuación).
  
- v. Una ecuación que iguala la longitud total con la suma de las longitudes de las tres zonas (1 ecuación).
  
- vi. Para cada zona de intercambio, ya sea sobrecalentado, bifásico o sub-enfriado: Una ecuación para el balance de calor total intercambiado por el IC calculado a partir de la  $\epsilon$ -NTU y el calor intercambiado por las dos corrientes (2 ecuaciones).
  
- vii. Para cada zona de intercambio, una ecuación para el balance de energía entre el calor cedido por una corriente y el ganado por la otra dentro de la zona correspondiente (2 ecuaciones).

Para llevar a cabo el proceso de cálculo, el sistema realiza una verificación de la integridad de los datos introducidos, debiendo estos cumplir con las siguientes condiciones:

- Se debe conocer al menos una de las temperaturas de cada corriente y al menos un flujo másico.
  
- Mientras un fluido esté ganando energía el otro debe estar perdiendo o viceversa.

- Si inicialmente se conoce que un fluido presenta cambio de fase o cambiará de fase durante el proceso, las condiciones de entrada o salida del otro fluido no deben presentar cambio de fase.

Debido a que el método de Newton-Raphson requiere de valores iniciales apropiados para propiciar la convergencia, después de la verificación de la integridad y coherencia de los datos, se procede a incluir una función para el cálculo de los valores iniciales de las variables no especificadas como datos introducidos por el usuario en el sistema de ecuaciones.

## **2.5 FUNCIONES DE VALOR INICIAL**

Como se explicó anteriormente la efectividad del método de Newton-Raphson depende del planteamiento inicial del problema en el cual se suponen las variables desconocidas por el usuario, para esto el algoritmo plantea un conjunto de funciones de valor inicial que se implementan según los datos introducidos.

Independientemente del problema planteado por el usuario, y para poder imponer las condiciones iniciales para el buen inicio y desarrollo del cálculo, el algoritmo debe identificar cuál de las dos corrientes es la que se calienta y cuál es la que por el contrario se enfría. Esto se realiza de acuerdo a una de las siguientes opciones:

Cuando se conocen solo dos temperaturas en el IC.

1. Si estas dos temperaturas conocidas pertenecen a una sola corriente en el IC, es decir de una de las corrientes se conoce la temperatura a la entrada y a

la salida del IC. Cuando esto sucede, el sentido de esta diferencia de temperaturas determina si el fluido correspondiente se calienta o se enfría en su paso por el IC. El otro fluido sufrirá el efecto contrario al identificado, por conservación de la energía.

2. Se conoce la temperatura de entrada de una de las corrientes y:
  - a. La temperatura de entrada de la otra. En este caso la corriente con mayor temperatura de entrada será la que se enfríe y la otra la que se caliente.
  - b. La temperatura de salida de la otra. En este caso la corriente que tenga la temperatura mayor entre las dos conocidas será la que se enfríe y la otra la que se caliente.
  
3. Se conocen las temperaturas de salida de ambos fluidos
  - a. Si la configuración de flujo del IC es en x-corriente se puede determinar fácilmente cuál corriente se enfría, cuando la temperatura de salida de una corriente es mayor que la de la otra, y la que tenga la temperatura de salida menor se habrá calentado a su paso por el IC.
  - b. Si la configuración de flujo del IC es en contracorriente o de flujo cruzado, y dadas las características de intercambio y eficiencia de este tipo de IC en los que la salida del fluido que se calienta puede estar por encima de la salida del que se enfría, no es posible determinar con absoluta certeza cuál es el fluido que se calienta y cuál es el que se enfría, el algoritmo tiene restricciones cuando se intente ingresar este caso.

Cuando se conocen más de dos temperaturas del IC es aún más fácil hacer el reconocimiento de cuál es la corriente que se calienta y cual la que se enfría, aunque se puede incurrir en errores que comprometan la ley de conservación de

la energía. Si algo así sucede, el programa en su ejecución lo identifica, impide el cálculo e informa sobre el error.

Si el caso que se está tratando requiere el uso del algoritmo general en el cual los IC pueden presentar además de una zona monofásica, una zona de cambio de fase, éste procederá a identificarlo. Lo anterior puede ocurrir de acuerdo a una de las siguientes opciones:

1. Se introduzca de forma explícita que el IC está en zona bifásica, es decir, si la entalpía de entrada (o salida) de uno de los dos fluidos es mayor que la entalpía de líquido saturado y menor que la entalpía de vapor saturado.
2. Si la entalpía de entrada (o salida) de uno de los dos fluidos es mayor que la entalpía de vapor saturado y la entalpía de salida (o entrada) es menor que la entalpía de líquido saturado.
3. Si el fluido no presenta cambio en su temperatura durante su paso por el IC.

Una vez se han identificado cuál fluido se enfría y cuál se calienta y si ocurre o no cambio de fase, se implementa el cálculo del valor inicial como se muestra a continuación.

Dado que el sistema permite el cálculo de casi cualquier conjunto de datos de entrada, una vez estos se verifiquen en todos los filtros programados que corroboran su coherencia, se dispone de varias funciones de valor inicial. Estas consisten en cuatro grupos de condiciones:

- i. Imposición del valor inicial para las temperaturas.

- ii. Imposición del valor inicial para las longitudes parciales y total (en caso de no ser conocida).
- iii. Imposición del valor inicial de flujos másicos.
- iv. Imposición del valor inicial de entalpías en las zonas.

### **2.5.1 Imposición del valor inicial para las temperaturas**

Cuando se desconocen una o más temperaturas para definir el IC completamente este conjunto de funciones se encarga de darles un valor aproximado de la siguiente forma:

1. Si es posible hacer un balance de energía, se puede conocer una temperatura faltante. Esta puede ser la temperatura de entrada o la de salida de una de las corrientes. Como se adelantó este es un método muy eficaz pero sólo posible cuando una de las incógnitas es la longitud del IC (casos de diseño de IC).
2. Cuando no se puede realizar el balance de energía entre las corrientes se deben calcular las temperaturas faltantes de acuerdo a si se calienta o se enfría la corriente así:
  - a. Si la corriente se enfría en modo monofásico, es decir si no se detecta cambio de fase, impone un salto de temperatura de 20°C entre su entrada y salida, así:
    - Si se desconoce la temperatura de entrada, se suman 20°C a su respectiva temperatura de salida.
    - Si se desconoce la temperatura de salida se restan 20°C a su respectiva temperatura de entrada.

- b. Si la corriente se calienta en modo monofásico, es decir si no se detecta cambio de fase, impone un salto de temperatura de 20°C entre su entrada y salida, así:
- Si se desconoce la temperatura de entrada, se restan 20°C a su respectiva temperatura de salida.
  - Si se desconoce la temperatura de salida se suman 20°C a su respectiva temperatura de entrada.
- c. Si la corriente se enfría y se detecta cambio de fase impone un salto de temperatura de 20°C entre su temperatura de saturación y la temperatura desconocida, así:
- Si se desconoce la temperatura de entrada, se suman 20°C a su respectiva temperatura de saturación.
  - Si se desconoce la temperatura de salida se restan 20°C a su respectiva temperatura de saturación.
- d. Si la corriente se calienta y se detecta cambio de fase impone un salto de temperatura de 20°C entre su temperatura de saturación y la temperatura desconocida, así:
- Si se desconoce la temperatura de entrada, se restan 20°C a su respectiva temperatura de saturación.
  - Si se desconoce la temperatura de salida se suman 20°C a su respectiva temperatura de saturación.

### **2.5.2 Imposición del valor inicial para las longitudes parciales y total**

En este caso, si la longitud total del IC es conocida las longitudes parciales de cada zona se imponen en 2m ya que este valor constante y al parecer arbitrario dio mejores resultados que otros que parecían más lógicos como dividir la longitud conocida en tres. Si por el contrario la longitud total no es conocida, los valores iniciales para las longitudes de cada zona se calculan con una función de valor inicial para longitud, que invoca los algoritmos particulares para cada zona:

sobrecalentada, bifásica y sub-enfriada. Estos cálculos se realizan después de la ubicación de los valores iniciales para temperaturas, haciendo que cada zona que totalmente definida y pueda ser calculada. Los valores obtenidos son bastante cercanos a los verdaderos, lo que hizo de la función de valor inicial para longitud la mejor alternativa para obtener una convergencia más rápida.

### **2.5.3 Imposición del valor inicial de flujos másicos**

Si se desconoce algún flujo másico al final de la imposición de los otros valores iniciales, se realiza un balance de energía en el IC con los valores de temperaturas dados en las anteriores funciones de valor inicial, con este se obtiene el valor del flujo másico faltante.

### **2.5.4 Imposición del valor inicial de entalpías en las zonas**

Para el caso en que se esté calculando un intercambiador de calor general, es necesario imponer los valores iniciales de las entalpías en las interfaces de las zonas (variables 3, 5, 7 y 8). El algoritmo planteado reparte por igual los saltos entálpicos en cada una de las zonas del IC para cada una de las corrientes, este método dio buenos resultados en lugar de fijar estas entalpías a sus respectivos valores conocidos de antemano.

De esta manera el IC queda completamente definido al menos en valores supuestos, pero coherentes, y listo para el procedimiento de cálculo de Newton-Raphson.

## **2.6 IMPLEMENTACIÓN DEL MÉTODO PARA OTROS TIPOS DE IC**

Cuando se trata de calcular un IC de flujo en contracorriente o cruzado, el principio general del método de las zonas que consiste en dividir el IC en zonas también es aplicable, de hecho el método fue concebido desde un comienzo de forma global buscando la flexibilidad en su aplicación a cualquier configuración de IC. Para estos tipos de IC el algoritmo es básicamente el mismo, salvo por algunas modificaciones en el conjunto de variables de entrada, la configuración de variables en las zonas y ciertos parámetros propios de cada configuración de IC.

Las condiciones de entrada de los fluidos, y las zonas que estas pueden conformar dentro del IC se mantienen y de hecho es algo común para cualquier IC, también para cada zona se crearon procedimientos particulares que contienen los métodos de cálculo de IC en contracorriente y de flujo cruzado basados en las respectivas relaciones de  $\epsilon$ -NTU, estos procedimientos individuales están en la capacidad de calcular IC de estas configuraciones en los que solo exista la zona para la cual están desarrollados, y de acoplarse entre sí para calcular un IC general. La estrategia de cálculo se mantiene y el método de resolución de ecuaciones sigue siendo el método de Newton-Raphson

### **2.6.1 Particularidades del algoritmo de cálculo para IC de flujo en contracorriente.**

Como se dijo anteriormente si el IC de flujo paralelo en contracorriente presenta al menos dos zonas: una monofásica y otra bifásica, el procedimiento requerido para el cálculo difiere un poco del usado en IC de flujo paralelo en x-corriente, el hecho de que las dos corrientes fluyan en diferentes sentidos reordena las variables de cálculo como se muestra en la figura 6, el IC queda dividido e igualmente ligado por ecuaciones de frontera pero ordenado de manera diferente. A continuación se muestra el nuevo orden de las variables con las que se ordena el cálculo.

Zona I:

- Longitud zona I (variable 1).
- Entalpía de entrada fluido interior (variable 2).
- Entalpía de salida fluido interior (variable 3).
- Entalpía de entrada fluido exterior (variable 8).
- Entalpía de salida fluido exterior (variable 11).

Zona II:

- Longitud zona II (variable 6).
- Entalpía de entrada fluido interior (variable 3).
- Entalpía de salida fluido interior (variable 7).
- Entalpía de entrada fluido exterior (variable 5).
- Entalpía de salida fluido exterior (variable 8).

Zona III:

- Longitud zona III (variable 9).
- Entalpía de entrada fluido interior (variable 7).
- Entalpía de salida fluido interior (variable 10).
- Entalpía de entrada fluido exterior (variable 4).
- Entalpía de salida fluido exterior (variable 5).

Variables comunes a todas las zonas:

- Longitud total del IC (variable 12).
- Flujo másico fluido interior (variable 13).
- Flujo másico fluido exterior (variable 14).

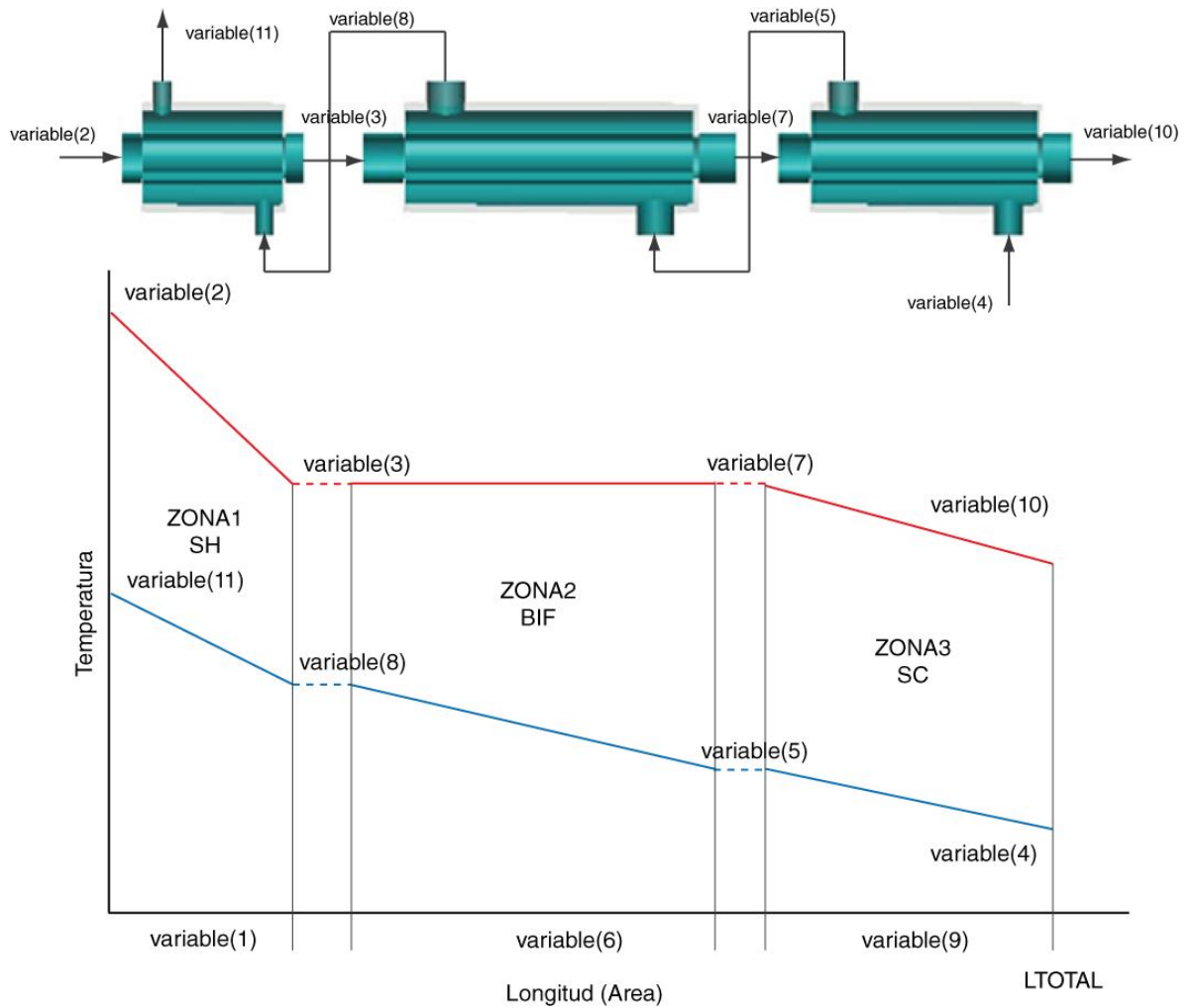


Figura 6. Ilustración del procedimiento general para el cálculo de un IC en flujo paralelo contracorriente en el cual coexisten las tres zonas enunciadas anteriormente y resuelto mediante el método de Newton-Raphson.

Las ecuaciones que gobiernan el sistema son las mismas al igual que las restricciones y las funciones de valor inicial.

### 2.6.2 Particularidades para el cálculo de IC de flujo cruzado

Cuando se trata de un IC general de flujo cruzado la situación se hace más particular, la forma perpendicular de los flujos hace que cuando uno de ellos

experimente cambio de fase subdivide el IC en módulos en los que la temperatura de entrada del otro fluido es siempre la misma, en cambio se modifican los flujos másicos de manera proporcional a la longitud ocupada por esa zona, esto se cumple ya sea uno u otro, el interno o el externo el que cambie de fase. Como se muestra en la figura 7 la distribución de temperaturas muestra este efecto.

La nueva configuración de variables para ordenar el cálculo para que cumpla lo observado depende de cuál es el fluido que cambia de fase, si el interno es el que cambia de fase, la variable 4, correspondiente a la entalpía de entrada del fluido exterior permanecerá constante y se usará en las tres zonas, la variable correspondiente a los flujos másicos externos en cada zona se afectará de la siguiente manera:

Zona I:

- Flujo másico del exterior (variable14)  $\times$  (variable1) / (variable12).

Zona II:

- Flujo másico del exterior (variable14)  $\times$  (variable6) / (variable12).

Zona III:

- Flujo másico del exterior (variable14)  $\times$  (variable9) / (variable12).

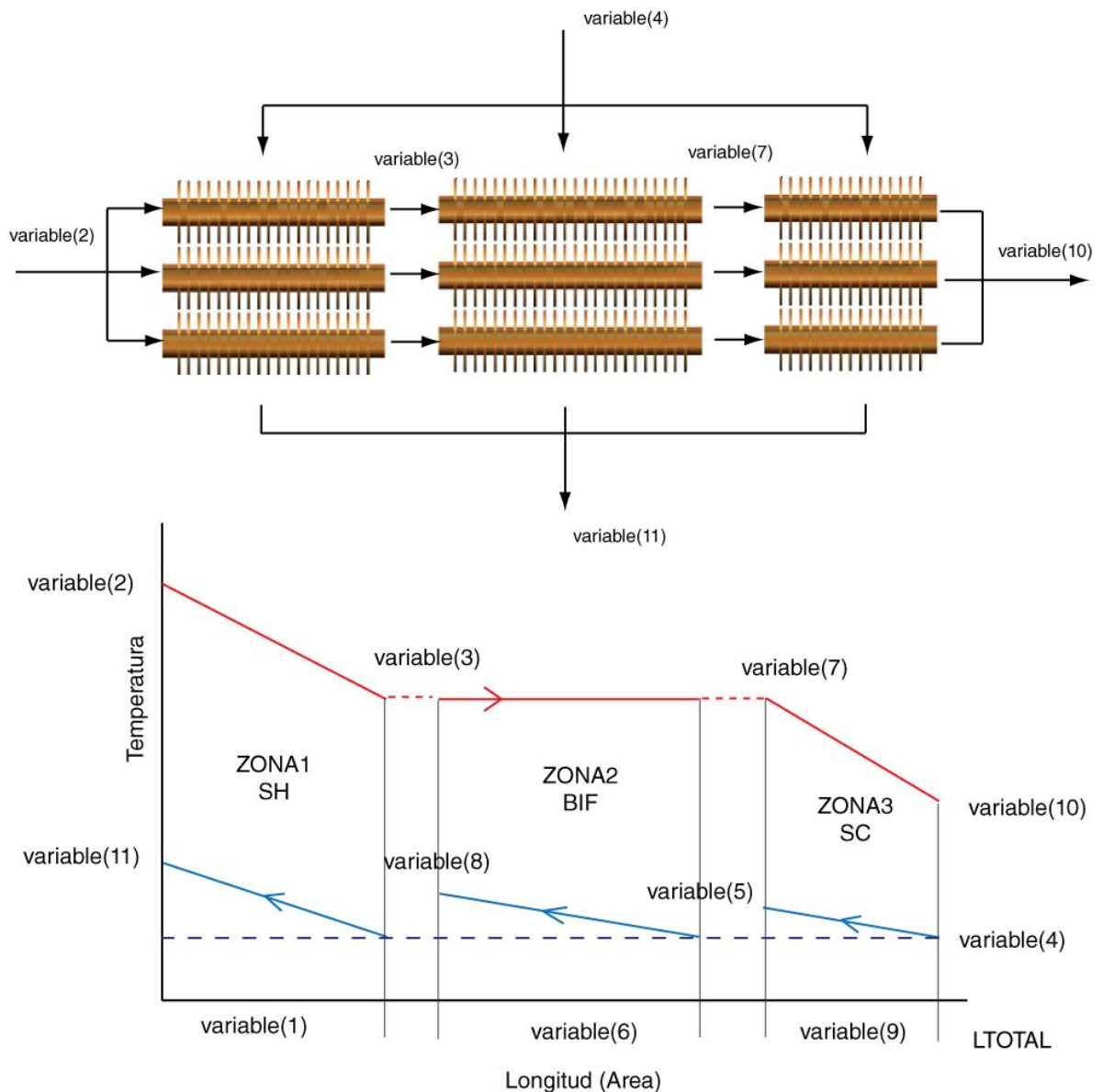


Figura 7. Ilustración del procedimiento general para el cálculo de un IC en flujo cruzado en el cual coexisten las tres zonas enunciadas anteriormente y resuelto mediante el método de Newton-Raphson.

Si el fluido que cambia de fase es el exterior la variable 2, correspondiente a la entalpía de entrada del fluido interior permanecerá constante y se usará en las tres zonas, la variable correspondiente a los flujos másicos internos en cada zona se afectará de la siguiente manera:

Zona I:

- Flujo másico del exterior (variable13)  $\times$  (variable1) / (variable12).

Zona II:

- Flujo másico del exterior (variable13)  $\times$  (variable6) / (variable12).

Zona III:

- Flujo másico del exterior (variable13)  $\times$  (variable9) / (variable12).

Las funciones de valor inicial son prácticamente las mismas a excepción de que no se utilizan los deltas de entalpías en los puntos intermedios del fluido que no cambia de fase, por el contrario se hacen iguales a la salida, esto dado a la distribución de temperaturas propia de este IC. Las ecuaciones que gobiernan el sistema son las mismas al igual que las restricciones.

## **2.7 Comentarios finales**

Este proyecto se centró en obtener un método de cálculo de IC que presenten o no cambios de fase mediante la obtención de un algoritmo que permite subdividirlos en zonas según el comportamiento térmico de sus fluidos, la presentación del software es el resultado de un arduo trabajo para entender, programar y hacer funcionar un IC en casi cualquier situación haciéndolo ver de la manera más sencilla posible para el usuario, y minimizando los tiempos de cálculo y pruebas en IC para análisis y diseño.

No se pretendió ajustar el cálculo de coeficientes de transferencia de calor para todas las posibilidades mostradas, dada la naturaleza del proyecto y el tiempo prudente de ejecución, por esto se decidió permitir la definición de estos coeficientes manualmente para cada cálculo, por las mismas razones tampoco se

incluyó la resolución de intercambiadores de calor de geometrías complejas a pesar que la operación del método en estos es evidentemente aplicable.

La validación de resultados se hizo con coeficientes de transferencia de calores apropiados para cada caso, obtenidos de fuentes literarias y otras aplicaciones auxiliares. Aun así, consideramos el producto como un importante desarrollo en el campo del modelado de dispositivos térmicos, y debido a su metodología de desarrollo y estructura deja abierta la posibilidad de futuros proyectos para su adecuación y mejoramiento.

## **3 ESTRUCTURA DEL SOFTWARE**

### **3.1 PROGRAMACIÓN ORIENTADA A OBJETOS (OOP)**

La programación orientada a objetos es un paradigma que usa objetos-estructuras de datos que consisten en datos y métodos y sus interacciones para diseñar aplicaciones y programas de computador. Las técnicas aplicadas a programas pueden incluir características como ocultamiento de información, abstracción de datos, encapsulación, modularidad, polimorfismo y herencia (ver glosario). Estos no fueron usados en el desarrollo de aplicaciones de software de uso predominante sino hasta los años 90. Ahora muchos lenguajes de programación modernos soportan OOP.

La OOP está pensada para cuando la complejidad del software aumenta y su calidad y legibilidad quedan comprometidas por buscar la linealidad en su ejecución, estos inconvenientes son superados usando unidades lógicas programadas y reusables que a diferencia de la programación modular, que es usada aún en la actualidad, se enfoca en el uso de los datos en lugar de los procesos, así genera programas compuestos de módulos autosuficientes (objetos) donde cada uno contiene toda la información necesaria para manipular su propia estructura de datos manteniendo y optimizando la reutilización y permutabilidad de partes de código.

Un programa orientado a objetos puede ser visto de este modo como una colección de objetos cooperantes, opuesto al modelo convencional en el cual un programa es visto como una lista de tareas a realizarse ordenadas en subrutinas. En OOP, cada objeto es capaz de recibir mensajes, procesar datos y enviar mensajes a otros objetos, pueden ser vistos como máquinas independientes con

distintos roles y responsabilidades. Las acciones (u operadores) en estos objetos están asociados cercanamente con el objeto. Por ejemplo, las estructuras de datos tienden a cargar sus propios operadores con ellos (o al menos heredarlos de un objeto o clase similar).

### **3.2 INTERFAZ GRÁFICA DE USUARIO (GUI)**

La Interfaz Gráfica es un elemento muy importante en el desarrollo de un software ya que permite al usuario interactuar con el dispositivo en el que se utiliza, en este caso un computador personal, y por consiguiente con el software como tal. La interfaz usa iconos gráficos, indicadores visuales, comandos o navegación textual para representar ampliamente las acciones disponibles para el usuario, en este caso el cálculo en sí mismo de los IC, su descripción física y geométrica.

Teniendo en cuenta que se estudiaron dos tipos de configuraciones geométricas de IC (Flujo cruzado y Flujo paralelo), se desarrollaron dos interfaces de usuario con el fin de ofrecer claridad al usuario. La descripción, uso y restricciones de esta GUI se explican en el Anexo 1: Manual del usuario.

### **3.3 COMUNICACIÓN ENTRE LA INTERFAZ GRAFICA DE USUARIO Y LOS OBJETOS DE CÁLCULO**

Los parámetros necesarios para realizar el cálculo de un IC son variados, desde toda su configuración geométrica, hasta los detalles constructivos que determinan su comportamiento térmico como los materiales usados para cada uno de sus componentes, (tubos, aletas, etc.), además de los fluidos de trabajo y los datos que determinan su estado a la entrada o a la salida ( $\dot{m}_{frio}$ ,  $\dot{m}_{cal}$ ,  $T_{entfrio}$ ,  $T_{salfrio}$ ,  $T_{entcal}$ ,  $T_{salcal}$ ). Todos estos datos son capturados por el software desde la interfaz

del usuario y son almacenados en una clase llamada `CIntCalor_prm`. Esta clase procesa los datos introducidos y los convierte al sistema de unidades SI. Debido a que algunos de los parámetros son modificados durante el proceso de cálculo, ésta clase también crea una copia segura de todos los parámetros para permitir la utilización del parámetro inicial en cualquier momento.

La clase `CIntCalor_prm`, maneja los parámetros de entrada de todos los tipos de IC usados en este proyecto.

### **3.4 LIBRERÍAS UTILIZADAS PARA EL DESARROLLO DEL SOFTWARE**

Dentro de los procedimientos para el análisis de un IC, es necesario el uso de propiedades termo-físicas de fluidos representativos y el uso sistemas de unidades. Adicionalmente se requieren métodos de cálculo basados en algebra y matemáticas avanzadas.

En el lenguaje de programación C++ estas necesidades son suplidas mediante el uso de librerías, estáticas o dinámicas. Según su modo de actuar, cada librería es un objeto programado independiente que se intercomunica con los demás para permitir la mejor ejecución del algoritmo en general.

En este proyecto se utilizaron librerías programadas y probadas por el profesor David Fuentes de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander las cuales se describen a continuación.

**SOLVERLIB:** Contiene una implementación del método de Newton-Raphson (enunciado en el capítulo 1), usado para la resolución de ecuaciones no lineales

dentro del cálculo de intercambiadores de calor. Adicionalmente presenta rutinas para el manejo de álgebra lineal, vectores y matrices.

**PSTEAMLIB:** Permite calcular las propiedades del agua a partir del conocimiento de cualquier combinación de propiedades.

**Property:** Calcula las propiedades de una gran variedad de fluidos usados en los procesos de ingeniería, incluyendo refrigerantes, aire y agua (ya que usa la librería PSTEAMLIB). El procedimiento de obtención de las propiedades del fluido a partir del conocimiento de la combinación de dos propiedades entre: presión, temperatura, entalpía o calidad:

```
entint->calcular(prm_int.m_PresFluidoInt,prm_int.TempEntInt,_PR,_TE);
```

En este ejemplo particular, el parámetro `entint` definido anteriormente mediante la instrucción: `entint=crearProp(szNomFluidoInt);` guarda el nombre del fluido a inicializar y dos propiedades termodinámicas independientes conocidas de éste, que en este caso son presión: `prm_int.m_PresFluidoInt` y temperatura: `prm_int.m_TempEntInt`, que se especifican mediante los parámetros `_PR` y `_TE` respectivamente y calcula el resto de propiedades que definen el estado termodinámico. Una vez se ejecuta esta línea, dichas propiedades quedan almacenadas y disponibles para su utilización mediante su recuperación con un comando similar al siguiente:

```
CpEntInt=entint->actual->retprop(_CP);
```

Donde `CpEntInt` es la propiedad solicitada en este caso el calor específico, y `actual` denota que fue calculado para el fluido definido en el parámetro `entint` a las condiciones presión y temperaturas definidas anteriormente. En lugar de `actual`

el método puede usar líquido o vapor denotando las propiedades del fluido en el punto de líquido y vapor saturado respectivamente a la presión definida.

**Unidades:** Con el fin de obtener más flexibilidad en el software, se utilizó esta librería que contiene métodos para el uso de varios sistemas de unidades: Internacional (SI), Inglés y Métrico. Los cálculos dentro del código se hacen con SI, por lo tanto, si las unidades del usuario no son SI, se debe convertir de unidades de usuario a SI y finalmente a unidades de usuario para la presentación de resultados. Por ejemplo, para la longitud, la conversión de milímetros (`_MM+1`) a unidades de usuario (`unidades.ObtDefecto(_ULONG)`), se realiza de la siguiente manera:

```
m_Longitud=unidades.pasarlongitud(m_Longitud,_MM+1,unidades.ObtDefecto(_ULONG)+1);
```

Y la conversión de la longitud de unidades de usuario a milímetros:

```
m_Longitud=unidades.pasarlongitud(m_Longitud,unidades.ObtDefecto(_ULONG)+1,_MM+1);
```

**Funciones de Bessel:** Para el cálculo de la eficiencia de las aletas de intercambiadores de calor se necesitó el uso de algoritmos con las funciones de Bessel modificadas de primera y segunda clase.

Todas las librerías anteriormente mencionadas, fueron utilizadas con la autorización correspondiente y fueron escogidas para proporcionar al algoritmo el mejor desempeño y flexibilidad.

### **3.5 ABSTRACCIÓN DEL FENÓMENO FÍSICO EN OBJETOS PROGRAMABLES**

Una de las partes más importantes de realizar un software (sea o no orientado a objetos) cuyo objetivo sea describir un fenómeno físico de ingeniería es lograr hacer la analogía entre la realidad y los objetos, métodos y algoritmos que se van a programar para simular su comportamiento.

En el caso de un IC se decidió que estas características quedarían determinadas por su configuración geométrica y su comportamiento térmico, por esto el software tiene como base 4 características geométricas (flujo en x-corriente, flujo en contracorriente, flujo cruzado ambos fluidos sin mezclar, flujo cruzado un fluido sin mezclar) y 2 características térmicas (IC monofásico e IC bifásico). Las características geométricas dependen de lo que es físicamente el IC y tiene en cuenta las correlaciones que se han desarrollado para cada uno, mientras que las características térmicas dependen del fenómeno de intercambio de calor que suceda dentro del IC, su geometría y de las características de los fluidos.

De esta manera, el software está estructurado de manera similar, una clase base general llamada `CIntCalorGen` representa y construye cualquier tipo de IC a través de funciones comunes como las de cálculo de áreas y flujos, usa clases particulares cada una de ellas representando IC en flujo paralelo (`CIntParalelo`), en flujo cruzado (`CIntCruzado`).

Los tipos de IC en flujo cruzado y paralelo se discriminan en una sub-categoría adicional, dependiendo de la configuración de sus flujos, lo que da lugar al uso de las correlaciones respectivas de forma independiente. Así, en el nivel más bajo del software se encuentran las clases `CcCorriente_mono` y `CxCorriente_mono`

para flujo en paralelo y `Cfcruzadoafsm_mono` y `Cfcruzadoufsm_mono` para IC de flujo cruzado, cada uno con una correlación de eficiencia diferente, caso contrario a las clases usadas para el cálculo de intercambiadores en flujo bifásico (`CIntParalelo_bif` y `CIntCruzado_bif`) que a pesar de usar la misma correlación de eficiencia usan diferentes funciones de entrada de datos, estas 6 clases son las encargadas de calcular los IC particulares y funcionan bien tanto independientemente en el caso de ser usadas para calcular IC en los que solo existe una zona o llamadas desde las clases del procedimiento general que representan IC generales multifásicos.

Estas clases generales son `CIntTresZonas_CxCorriente`, para IC generales de flujo paralelo en x-corriente, `CIntTresZonas_CcCorriente`, para IC generales en contracorriente y `CIntTresZonas_Cruzado` para IC de flujo cruzado. En ellas se encuentran las llamadas de inicialización del algoritmo, la entrada de datos, las funciones de valor inicial, las restricciones y por último la acomodación de variables, ecuaciones y llamados para el cálculo.

### **3.6 DIAGRAMA DE CLASES**

El anterior planteamiento se muestra gráficamente mediante el diagrama de clases del algoritmo, donde además se explican las relaciones de abstracción de datos, modularidad, polimorfismo y herencia del software, mostrando cómo las estructuras de datos son permeables a través de los niveles de clases y cómo los métodos, procedimientos y características de unas clases son usados por otras para obtener el resultado deseado y así una herramienta de cálculo completa.

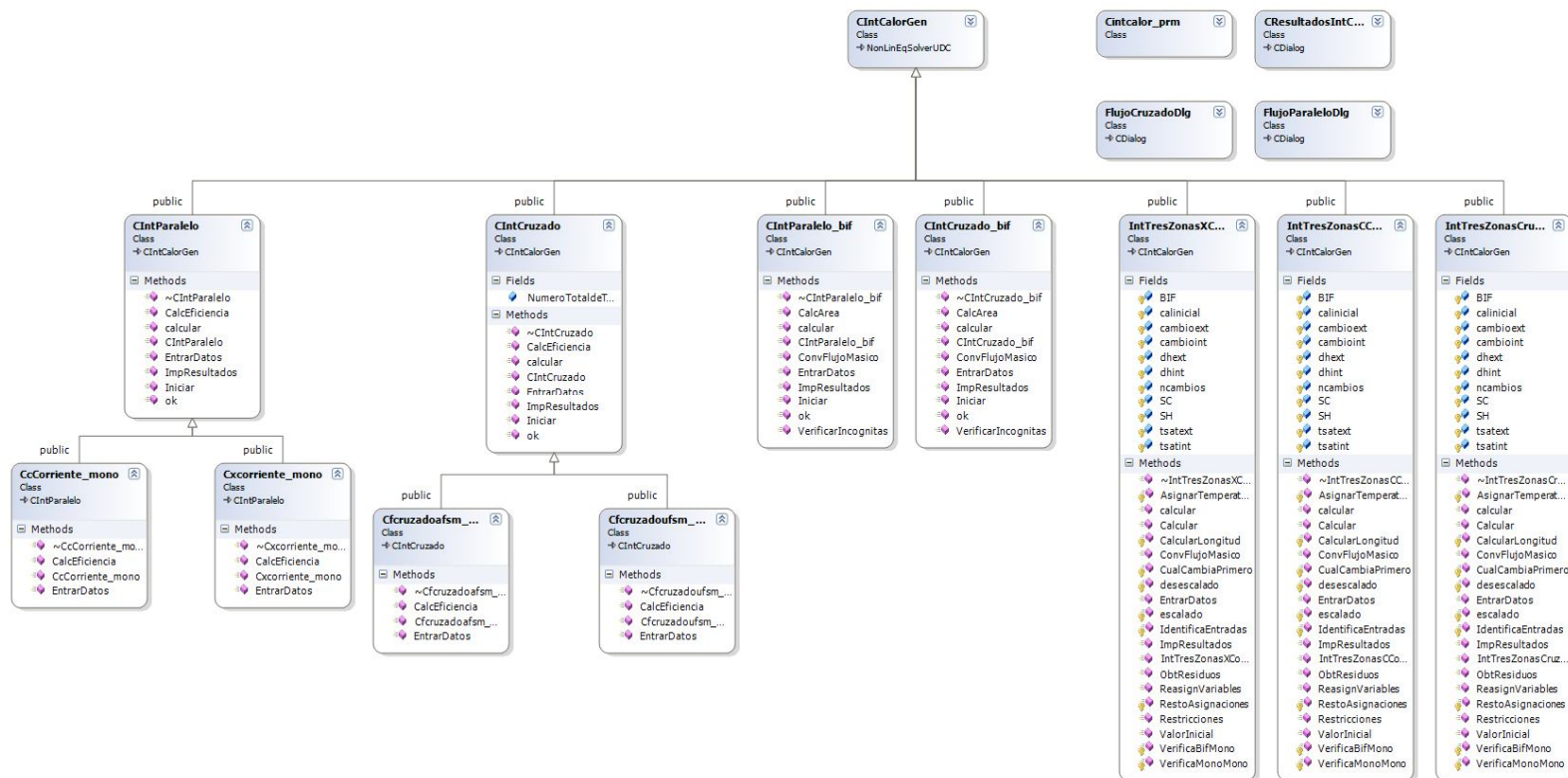


Figura 8. Diagrama de clases desde CIntCalorGen, la clase encargada de calcular cada zona de IC. Fuente Autores

## **4 VALIDACIÓN Y PRESENTACIÓN DE RESULTADOS**

Una vez terminados los algoritmos para todas las configuraciones de IC, se realizó la validación de éstos. Para esto, se implementaron procedimientos de cálculo para todos los tipos de IC en el software para cálculo de ecuaciones Engineering Equation Solver (EES). Posteriormente, se procedió a realizar la comparación de los datos obtenidos por el algoritmo por zonas con los datos por EES.

El objetivo de esta comparación es validar los algoritmos obtenidos para cada configuración de IC en condiciones de evaporación y condensación, así como el funcionamiento global del software sometido a diferentes tipos de situaciones y los conjuntos de ecuaciones que cada una de estas presenta y resuelve.

Se estudiaron dos casos para cada configuración de IC en los que se tiene certeza de la existencia de las tres zonas de intercambio de calor, estos son condensación y evaporación de refrigerante R22. Para el caso de flujo en x-corriente y contracorriente, el fluido secundario fue agua y para flujo cruzado, aire.

En muchos condensadores y evaporadores, el fluido refrigerante circula dentro de los tubos, mientras que fluido secundario (agua o aire), circula por la parte externa. Por consiguiente se tomo esta condición para todas las pruebas de validación.

### **4.1 VALIDACIÓN DEL ALGORITMO EN CONDENSACIÓN**

El procedimiento de validación del fenómeno de condensación se realizó por medio del análisis del comportamiento de R22 dentro de los tres tipos de IC disponibles para cálculo en el software. Los coeficientes de transferencia de calor aproximados para cada fluido en cada zona del IC se obtuvieron siguiendo la tabla

1 y los datos por pruebas realizadas en el software MARK<sup>6</sup> versión VII de Oak Ridge National Laboratory<sup>7</sup>.

Tabla 1. Valores representativos de coeficientes de transferencia global en intercambiadores de calor.

Tipo de intercambiador de calor	U, W/m <sup>2</sup> · °C*
Agua-a-Agua	850–1700
Agua-a-Aceite	100–350
Agua-a-Gasolina o kerosene	300–1000
Precalentadores de agua	1000–8500
Vapor-a-Aceite ligero	200–400
Vapor-a-aceite pesado	50–200
Condensador de vapor	1000–6000
Condensador de freón (enfriado por agua)	300–1000
Condensador de amoniaco (enfriado por agua)	800–1400
Condensador de alcohol (enfriado por agua)	250–700
Gas-a-gas	10–40
Agua-a-aire en tubos aleteados (agua por los tubos)	30–60†
	400–850‡
Vapor-a-aire en tubos aleteados (vapor por los tubos)	30–300†
	400–4000‡

\*Multiplique el valor de la lista por 0.176 para convertir a Btu/h · ft<sup>2</sup> · °F.

†Basado en el área de superficie del lado aire.

‡Basado en el área de superficie del lado de agua o vapor.

#### 4.1.1 IC en X-Corriente

La ilustración del proceso se muestra en la tabla 2. Se condensó R22 entrando a 86 °C, enfriándolo con agua entrando a 5 °C. Se obtuvieron temperaturas de salida de 34.15 °C y 20.6 °C para el R22 y el agua respectivamente. Las longitudes de las zonas dentro del IC fueron: para R22 sobre-calentado  $L_1 = 1.042$  m; R22 en cambio de fase:  $L_2 = 3.963$  m y R22 sub-enfriado  $L_3 = 1.52$  m. El resumen de resultados se presenta en la tabla 2.

<sup>6</sup> <http://www.ornl.gov/~wj/hpdm/MarkVII.shtml>

<sup>7</sup> <http://www.ornl.gov/>

Tabla 2. Ejemplo de validación 1. IC de flujo paralelo en x-corriente en condensación

Longitud del IC	6.52 m		
L <sub>1</sub>	1.04 m		
L <sub>2</sub>	3.96 m		
L <sub>3</sub>	1.52 m		
Coeficientes de TC en las zonas			
h <sub>int_sobre</sub>	600 W/m <sup>2</sup> K		
h <sub>ext_sobre</sub>	1400 W/m <sup>2</sup> K		
h <sub>int_bif</sub>	2000 W/m <sup>2</sup> K		
h <sub>ext_bif</sub>	1400 W/m <sup>2</sup> K		
h <sub>int_sub</sub>	1000 W/m <sup>2</sup> K		
h <sub>ext_sub</sub>	1000 W/m <sup>2</sup> K		
Fluido interior: R22		Tubo interior	
Presion de entrada	1797 Kpa	Diametro interior	0.15 m
Flujo masico	0.3 Kg/s	Diametro exterior	0.165 m
Temperatura de entrada	86 °C	Material	—
Temperatura zona 1	46.65 °C	Conductividad	50 W/mK
Temperatura zona 2	46.65 °C	Aletas internas	
Temperatura de salida	34.15 °C	Diametro exterior	— m
Fluido exterior: AGUA		Espesor	— m
Presion de entrada	200 Kpa	Numero	—
Flujo masico	1 Kg/s	Material	—
Temperatura de entrada	5 °C	Conductividad	— W/mK
Temperatura zona 1	7.8 °C	Aletas externas	
Temperatura zona 2	19 °C	Diametro exterior	— m
Temperatura de salida	20.6 °C	Espesor	— m
		Numero	—
		Material	—
		Conductividad	— W/mK

Se compararon las longitudes de cada zona de intercambio de calor, las temperaturas de salida de los fluidos y los valores de temperatura correspondientes a las zonas de transición, respecto a los valores dados por EES. Los resultados se muestran en la tabla 3.

Tabla 3. Comparación entre valores obtenidos por EES y por el método de zonas, para condensación en flujo x-corriente.

Fluido	Parámetro	EES	Método por Zonas	Error
		Temperatura (°C)	Temperatura (°C)	(%)
R22	T <sub>2</sub>	46.67	46.65	0.043
	T <sub>3</sub>	46.67	46.65	0.043
	T <sub>sal</sub>	31.18	34.15	8.697
Agua	T <sub>B</sub>	7.45	7.8	4.487
	T <sub>C</sub>	18.81	19	1.000
	T <sub>sal</sub>	19.95	20.6	3.155
ZONA		Longitud (m)	Longitud (m)	(%)
Sobrecalentada	L <sub>sobre</sub>	0.934	1.042	10.36
Bifásica	L <sub>bif</sub>	3.936	3.963	0.68
Sub-enfriada	L <sub>sub</sub>	1.130	1.520	25.658

Los resultados de la comparación para condensación en flujo x-corriente muestran gran concordancia, presentando errores menores al 9% para las todas las temperaturas. Para la longitud de la zona sobrecalentada y bifásica, el error es menor del 11%. En el caso de la longitud de la zona sub-enfriada, se presenta un error mayor debido a que EES aproxima las propiedades del R22 en la zona sub-enfriada.

#### 4.1.2 IC en contracorriente

En este caso, se tomaron los mismos datos de entrada tanto para el R22 como para el agua. Se obtuvieron temperaturas de salida 25.17°C y 21.1 para el R22 y el agua respectivamente. Lo que nos permite asegurar que la configuración en contracorriente fue más eficiente para esta combinación de datos. Las longitudes de las zonas dentro del IC fueron: para la zona sobrecalentada  $L_1 = 1.35$  m; zona de cambio de fase:  $L_2 = 3.87$  m y zona sub-enfriada  $L_2 = 1.28$  m. El resumen de resultados se presenta en la tabla 4.

Tabla 4. Ejemplo de validación 2. IC de flujo paralelo en contracorriente en condensación

Longitud del IC	6.5 m		
$L_1$	1.35 m		
$L_2$	3.87 m		
$L_3$	1.28 m		
Coeficientes de TC en las zonas			
$h_{int\_sobre}$	600 W/m <sup>2</sup> K		
$h_{ext\_sobre}$	1400 W/m <sup>2</sup> K		
$h_{int\_bif}$	2000 W/m <sup>2</sup> K		
$h_{ext\_bif}$	1400 W/m <sup>2</sup> K		
$h_{int\_sub}$	1000 W/m <sup>2</sup> K		
$h_{ext\_sub}$	1000 W/m <sup>2</sup> K		
Fluido interior: R22		Tubo interior	
Presión de entrada	1797 Kpa	Diámetro interior	0.15 m
Flujo másico	0.3 Kg/s	Diámetro exterior	0.165 m
Temperatura de entrada	86 °C	Material	
Temperatura zona 1	46.67 °C	Conductividad	50 W/mK
Temperatura zona 2	46.67 °C	Tubo exterior	
Temperatura de salida	25.17 °C	Diámetro interior	0.25 m
Fluido exterior: AGUA		Material	
Presión de entrada	200 Kpa	Conductividad	50 W/mK
Flujo másico	1 Kg/s	Aletas internas	
		Diámetro exterior	— m
		Aletas externas	
		Diámetro exterior	— m

Temperatura de entrada	5 °C	Espesor	— m	Espesor	— m
Temperatura zona 1	18.36 °C	Numero	—	Numero	—
Temperatura zona 2	7 °C	Material	—	Material	—
Temperatura de salida	21.1 °C	Conductividad	— W/mK	Conductividad	— W/mK

La comparación de los resultados para condensación de R22 en flujo contracorriente, se muestra en la tabla 5.

Tabla 5. Comparación entre valores obtenidos por EES y por el método de zonas, para condensación en flujo contracorriente.

Fluido	Parámetro	EES	Método por Zonas	Error
		Temperatura (°C)	Temperatura (°C)	(%)
R22	T <sub>2</sub>	46.67	46.67	0
	T <sub>3</sub>	46.67	46.67	0
	T <sub>sal</sub>	25.17	19.94	26.23
Agua	T <sub>B</sub>	7	6.95	0.72
	T <sub>C</sub>	18.36	18.31	0.27
	T <sub>sal</sub>	21.1	20.77	1.59
ZONA		Longitud (m)	Longitud (m)	(%)
Sobrecalentada	L <sub>sobre</sub>	1.350	1.216	11.02
Bifásica	L <sub>bif</sub>	3.870	3.876	0.15
Sub-enfriada	L <sub>sub</sub>	1.280	1.408	9.09

Todos los errores están por debajo del 11% para todos los parámetros, excepto para la temperatura de salida del R22 en la zona sub-enfriada, ya que EES estima un valor aproximado para las propiedades del R22 en esa zona.

#### 4.1.3 IC en flujo cruzado

A diferencia de los dos tipos anteriores de IC, en el caso de flujo cruzado, el flujo másico de cada zona varía con respecto a la longitud del IC, como se ve en la tabla 6. Los valores para los coeficientes de transferencia de calor para el aire, también fueron tomados de las pruebas realizadas en MARK<sup>8</sup> VII, de Oak Ridge National Laboratory. Los resultados del ejemplo se muestran en la tabla 6.

Tabla 6. Ejemplo de validación 3. IC de flujo paralelo en flujo cruzado para condensación

Longitud del IC	2.5 m																				
L <sub>1</sub>	0.18 m																				
L <sub>2</sub>	2.3 m																				
L <sub>3</sub>	2.5 m																				
Coeficientes de TC en las zonas																					
h <sub>int_sobre</sub>	757.9 W/m <sup>2</sup> K																				
h <sub>ext_sobre</sub>	61.63 W/m <sup>2</sup> K																				
h <sub>int_bif</sub>	2679 W/m <sup>2</sup> K																				
h <sub>ext_bif</sub>	61.63 W/m <sup>2</sup> K																				
h <sub>int_sub</sub>	1786 W/m <sup>2</sup> K																				
h <sub>ext_sub</sub>	61.63 W/m <sup>2</sup> K																				
Fluido interior: R22																					
Presión de entrada	1797 Kpa	<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">Parámetros de los tubos</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Diametro interior</td> <td>0.025 m</td> <td>Numero de tubos/fila</td> <td>10</td> </tr> <tr> <td>Espesor</td> <td>3 m</td> <td>Numero de filas</td> <td>10</td> </tr> <tr> <td>Material</td> <td>—</td> <td>SL</td> <td>0.08 m</td> </tr> <tr> <td>Conductividad</td> <td>50 W/mK</td> <td>ST</td> <td>0.08 m</td> </tr> </tbody> </table>		Parámetros de los tubos		Diametro interior	0.025 m	Numero de tubos/fila	10	Espesor	3 m	Numero de filas	10	Material	—	SL	0.08 m	Conductividad	50 W/mK	ST	0.08 m
Parámetros de los tubos																					
Diametro interior	0.025 m			Numero de tubos/fila	10																
Espesor	3 m			Numero de filas	10																
Material	—	SL	0.08 m																		
Conductividad	50 W/mK	ST	0.08 m																		
Flujo másico	0.02 Kg/s																				
Temperatura de entrada	86 °C																				
Temperatura zona 1	46.67 °C																				
Temperatura zona 2	46.67 °C																				
Temperatura de salida	39 °C																				
Fluido exterior: AIRE																					
Presión de entrada	300 Kpa	<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">Aletas</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Espesor</td> <td>2 m</td> </tr> <tr> <td>Paso aletas</td> <td>50 m</td> </tr> </tbody> </table>		Aletas		Espesor	2 m	Paso aletas	50 m												
Aletas																					
Espesor	2 m																				
Paso aletas	50 m																				
Flujo másico	0.34 Kg/s																				
Temperatura de entrada	35 °C																				
Temperatura zona 1	64.5 °C	<table border="1"> <tbody> <tr> <td>Diametro aletas</td> <td>0.04 m</td> </tr> <tr> <td>Material</td> <td>—</td> </tr> </tbody> </table>		Diametro aletas	0.04 m	Material	—														
Diametro aletas	0.04 m																				
Material	—																				
Temperatura zona 2	45.6 °C																				

<sup>8</sup> <http://www.ornl.gov/~wj/hpdm/MarkVII.shtml>

2	Temperatura de salida	42.6 °C	Conductividad	50 W/mK
---	-----------------------	---------	---------------	---------

Igualmente, se realizaron las mismas pruebas en EES la misma configuración de IC y se compararon con los obtenidos por el método de zonas, en la tabla a continuación.

Tabla 7. Comparación entre valores obtenidos por EES y por el método de zonas, para condensación en flujo cruzado.

Fluido	Parámetro	EES	Método por Zonas	Error
		Temperatura (°C)	Temperatura (°C)	(%)
R22	T <sub>2</sub>	46.67	46.67	0
	T <sub>3</sub>	46.67	46.67	0
	T <sub>sal</sub>	37.9	39	2.82
Aire	T <sub>B</sub>	41.15	42.6	3.4
	T <sub>C</sub>	43.85	45.6	3.84
	T <sub>sal</sub>	61.01	64.5	5.41
ZONA		Longitud (m)	Longitud (m)	(%)
Sobrecalentada	L <sub>sobre</sub>	0.165	0.18	8.33
Bifásica	L <sub>bif</sub>	2.21	2.3	3.91
Sub-enfriada	L <sub>sub</sub>	2.39	2.5	4.4

Los resultados del software y los de EES muestran un comportamiento muy similar, obteniendo errores menores al 9% en todos los casos. Lo que indica que la aproximación del método de zonas es muy acertada.

## 4.2 VALIDACIÓN DEL ALGORITMO EN EVAPORACIÓN

El procedimiento de validación del fenómeno de evaporación se realizó por medio del análisis del comportamiento de R22 dentro de los tres tipos de IC disponibles para cálculo en el software. En flujo paralelo (x-corriente y contracorriente), el fluido secundario fue agua y en flujo cruzado se utilizó aire.

#### 4.2.1 IC en X-Corriente

El proceso se presenta en la tabla 8. Utilizando el algoritmo de método de zonas, se sometió a evaporación el R22 entrando a  $6\text{ }^{\circ}\text{C}$  y  $0.3\text{ kg/s}$ , calentándolo con agua entrando a  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$  y  $1\text{ kg/s}$ . Se obtuvieron temperaturas de salida de  $60.6\text{ }^{\circ}\text{C}$  y  $74\text{ }^{\circ}\text{C}$  para el R22 y el agua respectivamente. Las longitudes de las zonas dentro del IC fueron: para zona sobre-calentada  $L_1 = 1.15\text{ m}$ ; zona de cambio de fase:  $L_2 = 3.87\text{ m}$ , y zona sub-enfriada  $L_1 = 1.09\text{ m}$ . El resumen de resultados se presenta en la tabla 8.

Los resultados de la comparación entre los datos obtenidos por EES y el método de zonas, se presenta en la tabla 9.

Tabla 8. Ejemplo de validación 4. IC de flujo paralelo en x-corriente en evaporación

Longitud del IC	6.11 m		
L <sub>1</sub>	1.15 m		
L <sub>2</sub>	3.87 m		
L <sub>3</sub>	1.09 m		
Coeficientes de TC en las zonas			
h <sub>int_sobre</sub>	600 W/m <sup>2</sup> K		
h <sub>ext_sobre</sub>	1400 W/m <sup>2</sup> K		
h <sub>int_bif</sub>	2000 W/m <sup>2</sup> K		
h <sub>ext_bif</sub>	1400 W/m <sup>2</sup> K		
h <sub>int_sub</sub>	1000 W/m <sup>2</sup> K		
h <sub>ext_sub</sub>	1000 W/m <sup>2</sup> K		
Fluido interior: R22			
Presion de entrada	1797 Kpa		
Flujo masico	0.3 Kg/s		
Temperatura de entrada	6 °C		
Temperatura zona 1	46.67 °C		
Temperatura zona 2	46.67 °C		
Temperatura de salida	60.6 °C		
Fluido exterior: AGUA			
Presion de entrada	200 Kpa		
Flujo masico	1 Kg/s		
Temperatura de entrada	90 °C		
Temperatura zona 1	86.25 °C		
Temperatura zona 2	75 °C		
Temperatura de salida	74 °C		
		Tubo interior	Tubo exterior
		Diametro interior 0.15 m	Diametro interior 0.25 m
		Diametro exterior 0.165 m	Diametro exterior 0.25 m
		Material	Material
		Conductividad 50 W/mK	Conductividad 50 W/mK
		Aletas internas	Aletas internas
		Diametro exterior — m	Diametro exterior — m
		Espesor — m	Espesor — m
		Numero —	Numero —
		Material —	Material —
		Conductividad — W/mK	Conductividad — W/mK

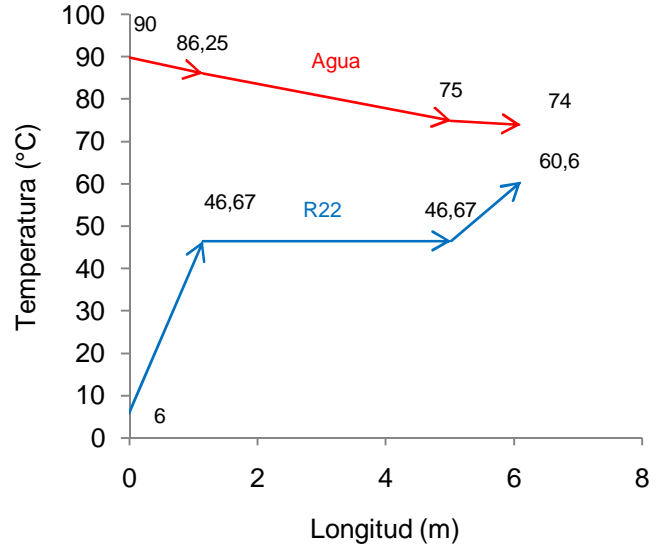


Tabla 9. Comparación entre valores obtenidos por EES y por el método de zonas, para evaporación en x-corriente.

Fluido	Parámetro	EES	Método por Zonas	Error
		Temperatura (°C)	Temperatura (°C)	(%)
R22	T <sub>2</sub>	46.67	46.67	0
	T <sub>3</sub>	46.67	46.67	0
	T <sub>sal</sub>	60.48	60.6	0.2
Agua	T <sub>B</sub>	86.58	86.25	0.38
	T <sub>C</sub>	75.23	75	0.31
	T <sub>sal</sub>	74.22	74	0.3
ZONA		Longitud (m)	Longitud (m)	(%)
Sobrecalentada	L <sub>sobre</sub>	1.057	1.150	8.09
Bifásica	L <sub>bif</sub>	3.852	3.870	0.47
Sub-enfriada	L <sub>sub</sub>	1.091	1.090	0.09

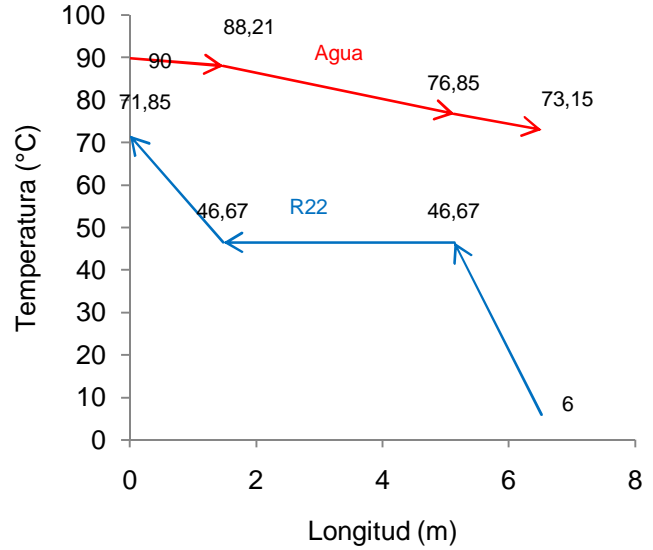
Los errores producto de la comparación de los dos resultados, son muy cercanos, con errores menores al 0.5% en la mayoría de casos y menores del 9% en la longitud de la zona sobrecalentada.

#### 4.2.2 IC en contracorriente

Se mantuvieron las temperaturas de entrada y flujos másicos, que se usaron para la prueba de contracorriente. Los coeficientes de convección fueron modificados, como se muestra en la tabla 10. De esta forma, se obtuvieron temperaturas de salida de 73.15 °C para el Agua y de 71.85°C para el R22. Las longitudes de las zonas fueron: L<sub>1</sub> = 1.47 m para la sobrecalentada, L<sub>2</sub> = 3.66 m para la de cambio de fase y L<sub>3</sub> = 1.38 para la sub-enfriada. Los resultados se muestran en la tabla 10.

Tabla 10. Ejemplo de validación 5. IC de flujo paralelo en contracorriente en evaporación

Longitud del IC	6.51 m		
L <sub>1</sub>	1.47 m		
L <sub>2</sub>	3.66 m		
L <sub>3</sub>	1.38 m		
Coeficientes de TC en las zonas			
h <sub>int_sobre</sub>	600 W/m <sup>2</sup> K		
h <sub>ext_sobre</sub>	1400 W/m <sup>2</sup> K		
h <sub>int_bif</sub>	2000 W/m <sup>2</sup> K		
h <sub>ext_bif</sub>	1400 W/m <sup>2</sup> K		
h <sub>int_sub</sub>	1000 W/m <sup>2</sup> K		
h <sub>ext_sub</sub>	1000 W/m <sup>2</sup> K		
Fluido interior: R22			
Presion de entrada	1797 Kpa		
Flujo masico	0.3 Kg/s		
Temperatura de entrada	6 °C		
Temperatura zona 1	46.67 °C		
Temperatura zona 2	46.67 °C		
Temperatura de salida	71.85 °C		
Fluido exterior: AGUA			
Presion de entrada	200 Kpa		
Flujo masico	1 Kg/s		
Temperatura de entrada	90 °C		
Temperatura zona 1	88.21 °C		
Temperatura zona 2	76.85 °C		
Temperatura de salida	73.15 °C		
		Tubo interior	Tubo exterior
		Diametro interior 0.15 m	Diametro interior 0.25 m
		Diametro exterior 0.165 m	
		Material	Material
		Conductividad 50 W/mK	Conductividad 50 W/mK
		Aletas internas	Aletas internas
		Diametro exterior — m	Diametro exterior — m
		Espesor — m	Espesor — m
		Numero —	Numero —
		Material —	Material —
		Conductividad — W/mK	Conductividad — W/mK



La comparación de los datos obtenidos por EES y el método de zonas, se presenta en la tabla 11.

Tabla 11. Comparación entre valores obtenidos por EES y por el método de zonas, para evaporación en contracorriente.

Fluido	Parámetro	EES	Método por Zonas	Error
		Temperatura (°C)	Temperatura (°C)	(%)
R22	$T_2$	46.67	46.67	0
	$T_3$	46.67	46.67	0
	$T_{sal}$	66.79	71.85	7.04
Agua	$T_B$	88.53	88.21	0.36
	$T_C$	77.19	76.85	0.44
	$T_{sal}$	73.76	73.15	0.83
ZONA		Longitud (m)	Longitud (m)	(%)
Sobrecalentada	$L_{sobre}$	1.018	1.47	30.74
Bifásica	$L_{bif}$	3.641	3.66	0.51
Sub-enfriada	$L_{sub}$	1.341	1.38	2.82

El error obtenido para la longitud de la zona sobrecalentada, es debido a la aproximación por parte de EES de las propiedades del R22 en la zona sub-enfriada. Lo que modifica la longitud de la zona sobrecalentada para sostener la equivalencia en la suma de las tres zonas igual a la longitud total. El resto de errores son bastante pequeños, estando todos por debajo del 8%.

#### 4.2.3 IC en flujo cruzado

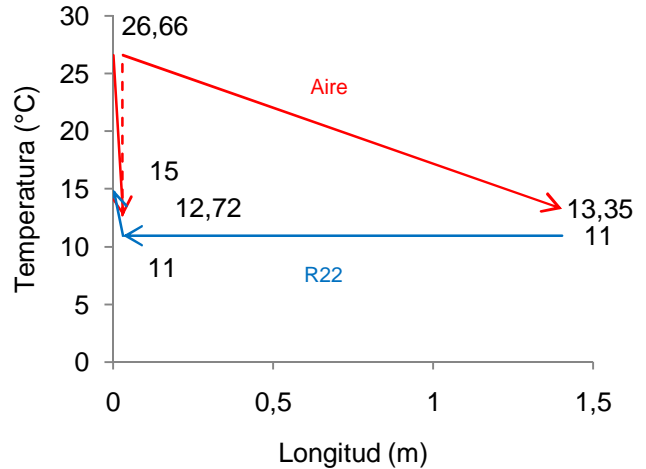
Aprovechando el hecho de que en muchos evaporadores de sistemas de refrigeración, el proceso de cambio de fase se lleva a cabo desde la zona bifásica hasta la sobre-calentada, las pruebas para evaporación se realizarán con refrigerante con calidad=0.2 y se llevará hasta el estado sobrecalentado. Adicionalmente, esto nos permite demostrar el funcionamiento del algoritmo para sólo dos zonas de intercambio de calor.

Tabla 12. Ejemplo de validación 5. IC de flujo cruzado en evaporación

Longitud del IC	1.4 m
L <sub>1</sub>	— m
L <sub>2</sub>	1.37 m
L <sub>3</sub>	1.4 m
Coeficientes de TC en las zonas	
h <sub>int_sobre</sub>	757.9 W/m <sup>2</sup> K
h <sub>ext_sobre</sub>	61.63 W/m <sup>2</sup> K
h <sub>int_bif</sub>	2679 W/m <sup>2</sup> K
h <sub>ext_bif</sub>	61.63 W/m <sup>2</sup> K
h <sub>int_sub</sub>	1786 W/m <sup>2</sup> K
h <sub>ext_sub</sub>	61.63 W/m <sup>2</sup> K
Fluido interior: R22	
Presion de entrada	700 Kpa
Flujo masico	0.02 Kg/s
Temperatura de entrada	11 °C
Temperatura zona 1	11 °C
Temperatura de salida	15 °C
Fluido exterior: AIRE	
Presion de entrada	300 Kpa
Flujo masico	1.5 Kg/s
Temperatura de entrada	26.66 °C
Temperatura zona 1	12.72 °C
Temperatura de salida	13.35 °C

Parametros de los tubos			
Diametro interior	0.025 m	Numero de tubos/fila	10
Espesor	3 m	Numero de filas	10
Material	—	SL	0.08 m
Conductividad	50 W/mK	ST	0.08 m
Aletas			
Espesor	2 m		
Paso aletas	50 m		
Diametro aletas	0.04 m		
Material	—		
Conductividad	50 W/mK		



Como se ve en la tabla 13, los resultados obtenidos por el método de las zonas, son una muy buena aproximación y que los errores presentados con respecto a los dados por EES son menores del 7 % para todos los casos.

Tabla 13. Comparación entre valores obtenidos por EES y por el método de zonas, para evaporación en cruzado.

Fluido	Parámetro	EES	Método por Zonas	Error (%)
		Temperatura (°C)	Temperatura (°C)	
R22	T <sub>2</sub>	11	11	0
	T <sub>3</sub>	11	11	0
	T <sub>sal</sub>	14.3	15	4.67
Aire	T <sub>B</sub>	26.66	26.66	0
	T <sub>C</sub>	11.95	12.72	6.05
	T <sub>sal</sub>	13.1	13.35	1.87
ZONA		Longitud (m)	Longitud (m)	(%)
Sobrecalentada	L <sub>sobre</sub>	-	-	-
Bifásica	L <sub>bif</sub>	1.29	1.37	5.84
Sub-enfriada	L <sub>sub</sub>	1.35	1.4	3.57

## 5 CONCLUSIONES

El método de zonas desarrollado para el análisis del comportamiento bifásico del IC, presentó la mejor alternativa de cálculo en cuanto a rapidez, validez de los resultados y acoplamiento para todas las configuraciones de IC.

Se demostró numéricamente que para el caso de diseño, el algoritmo es capaz de obtener resultados válidos sin importar qué parámetros sean dados por el usuario para el cálculo. Y para el resto de casos, el algoritmo es igualmente efectivo si se sabe de la existencia del cambio de fase.

Se efectuó una validación para diferentes casos de IC con comportamiento multifásico. Los resultados de la comparación entre el modelo suministrado por EES y el de las ZONAS, presentan coherencia razonable. Adicionalmente el método mejoró la rapidez en la convergencia y presentó diferencias menores del 11% en todos los casos, lo que no afecta significativamente la exactitud de los resultados.

El entorno de desarrollo integrado Microsoft Visual Studio 2008, utilizado para el tratamiento de este tipo de problemas, presenta grandes ventajas en cuanto a flexibilidad, acoplamiento y libertad de uso, frente a otras plataformas conocidas.

## 6 RECOMENDACIONES

Este proyecto incluye el cálculo de IC en flujo paralelo (X-Corriente, C-Corriente) y cruzado. Se recomienda la inclusión de nuevas configuraciones de intercambiador de calor utilizando el mismo código fuente y beneficiándose de la programación orientada a objetos utilizada en este proyecto.

Los coeficientes de convección en cada zona de IC se tomaron constantes. Aunque cuando se consideró la variación de estos coeficientes calculados con software comercial, se obtuvo una mejora en la precisión de los resultados, finalmente no se implementó en el algoritmo por considerarse fuera de los objetivos de éste proyecto. Por lo tanto, la inclusión de las correlaciones para cálculo de coeficientes de convección en cada zona del IC será un complemento apropiado para este proyecto.

El método de solución numérico usado en este proyecto, permite la manipulación de la mayoría de parámetros ligados al IC. Con una implementación apropiada, éste permitiría incluso variar parámetros más específicos como requerimientos de refrigerante o diámetros de tuberías.

Los resultados son la parte más importante de todo el software y por tanto, la interfaz desarrollada para su representación puede ser modificada por medio de la integración de librerías gráficas, con el fin de obtener el mejor provecho de las capacidades del software.

Este es el primero de una serie de proyectos encaminados a proveer una propuesta sólida de software para análisis general de IC. Se espera que, aprovechando la modularidad OOP y la organización estructurada de éste código,

se continúen desarrollando algoritmos complementarios para el diseño y cálculo de IC con características no examinadas en este proyecto.

## BIBLIOGRAFÍA

CENGEL, Yunus A. Heat Transfer: A Practical Approach. New York: McGraw-Hill Companies, 2002.

LIENHARD, John H. A Heat Transfer Textbook. Cambridge: Phlogiston, 2006

INCROPERA, Frank P and David P. DeWitt. Fundamentos de transferencia de Calor. Upper Saddle River: Prentice Hall, 2001.

MILLS, A. F. Transferencia de Calor. New York: McGraw-Hill / Irwin, 1996.

WILLIAM, H. et al. Numerical Recipes in C: The Art of Scientific Computing. Cambridge: Cambridge University Press, 1992.

CORVERÁN, José Miguel y otros. Análisis modelado y optimización de sistemas térmicos. Apuntes de clase. Universidad Politécnica de Valencia, 2002.

MORALES-RUIZ, S. et al. Numerical analysis of two-phase flow in condensers and evaporators with special emphasis on single-phase/two-phase transition zones. Elsevier. Journal of Applied Thermal Engineering. 2008.

## **GLOSARIO**

**ALGORITMO:** Conjunto ordenado y finito de operaciones que permite hallar la solución de un problema.

**MÓDULO:** Conjunto de funciones, subprogramas y estructuras de datos que se puede acoplar a otros módulos para trabajar de forma simultánea.

**MULTIZONAL:** Que presenta variedad de etapas o estados llamados zonas, en este caso intercambiadores en cuyo interior se presentan etapas geométricamente definidas donde ocurren fenómenos diferentes.

**PLATAFORMA:** Hace referencia a un sistema operativo, que funciona en equipos informáticos concretos y bajo unas determinadas condiciones (tipos de programas instalados, etc.).

**INSTANCIACIÓN:** La acción opuesta de la abstracción es la instanciación. La abstracción es obtenida eliminando algunos detalles, la instanciación es obtenida llenando algunos detalles.

## ANEXOS

**HEX**® **βeta**  
Multiphase  
Calculation

# **Cálculo de Intercambiadores de Calor Multi-fásicos**



**Versión Beta**

Copyright © 2009

Todos los derechos reservados.

Los autores no dan garantía de que este software esté libre de fallas o de que los resultados dados por éste puedan tener errores. Además, no se hacen responsables de la confiabilidad y precisión de los resultados los cuales quedan sujetos al juicio y conocimiento del usuario.

Hex fue desarrollado en Visual Studio 2008.

Las librerías **PROPERTY** y **PSTEAMLIB**, para cálculo de propiedades de fluidos, **Unidades** para sistemas de unidades y **SOLVERLIB** para el método de Newton, fueron usadas bajo la autorización del Dr. Ing. David Fuentes Díaz de la UIS.

# ***Tabla de Contenido***

## ***1. Presentación***

## ***2. Primeros pasos con H&X***

### 2.1. Requisitos del sistema

## ***3. Ventanas de H&X***

### 3.1. Información General

### 3.2. Interfaz para IC's en Flujo Paralelo

### 3.3. Interfaz para IC's en Flujo Cruzado

### 3.4. Interfaz de resultados

## ***4. Características Adicionales***

## ***5. Consejos para el uso de H&X***

## ***6. Ejemplo de aplicación***

---

# **1. *Presentación***

---

HεX es un software de cálculo de intercambiadores de calor de diferentes configuraciones geométricas, en la versión actual HεX soporta cálculo de intercambiadores de calor de tubos concéntricos en flujo paralelo y en contracorriente, además de intercambiadores de calor de flujo cruzado del tipo aletas y tubos, con aletas anulares y tubos dispuestos en arreglo cuadrado. En versiones posteriores HεX será adaptado para otros posibles intercambiadores.

La novedad de HεX es la implementación de un método general de zonas para evaluar comportamientos multi-fásicos en intercambiadores de calor como evaporadores y condensadores de sistemas de refrigeración. Éste método demostró resultados rápidos sin afectar significativamente la precisión de los resultados.

---

## **2. *Primeros pasos con H&X***

---

### ***2.1 Requisitos del sistema***

Procesador Intel Pentium a 2000 MHz o equivalente

RAM 512Mb

---

### 3. Ventanas de H&X

---

H&X es un software que fue pensado para su usabilidad, el conjunto de interfaces graficas logran hacer fácil la adaptación del modelo físico a uno calculable por el software, esta compuesto por una interfaz general, una para cada tipo general de intercambiador de calor y una para mostrar los resultados obtenidos.

Tabla 14. Sistemas de unidades implementados en H&X

Magnitud	Sistema internacional	Sistema métrico	Sistema ingles
Longitud	milímetros (mm)	metros (m)	pulgadas (in)
Temperatura	Kelvin (K)	grado centígrado (°C)	grados Farenheit (°F)
Presión	Bar (bar)	Bar (bar)	libras por pulgada cuadrada (psi)
Flujo másico	kilogramos por segundo (kg/s)	kilogramos por segundo (kg/s)	libras masa por hora (lbm/hr)
Flujo volumétrico	metros cúbicos por segundo (m <sup>3</sup> /s)	metros cúbicos por segundo (m <sup>3</sup> /s)	pies cúbicos por segundo (ft <sup>3</sup> /s)
Velocidad	milímetros por segundo (mm/s)	milímetros por segundo (mm/s)	pies por segundo (ft/s)

La interfaz general además permite seleccionar el tipo de intercambiador de calor a crear, para esto consta de 2 botones en los cuales el usuario puede escoger una configuración geométrica que lo lleva a una de las siguientes ventanas.

Comunes a las dos ventanas de captura de datos está la columna izquierda de datos térmicos y geométricos del intercambiador incluyendo su longitud, temperaturas y flujos másicos a la entrada y a la salida del intercambiador, y también el conjunto de posibles coeficientes de transferencia de calor para cada zona.

Tabla 15. Nomenclatura de los coeficientes de transferencia de calor.

$h_{1int}$	Coeficiente de transferencia de calor interno en zonas monofásicas
$h_{3int}$	
$h_{1ext}$	Coeficiente de transferencia de calor externo en zonas monofásicas
$h_{3ext}$	
$h_{2int}$	Coeficiente de transferencia de calor en zonas bifásicas, interno y externo
$h_{2ext}$	

### ***3.2 Interfaz para intercambiadores de calor en flujo paralelo***

La interfaz de captura datos para un intercambiador de flujo paralelo empieza con un check button que le permite al usuario escoger si la configuración de flujo es en X-corriente es decir que ambos fluido recorren el intercambiador en la misma dirección o si en cambio es en contracorriente.

Luego de la columna izquierda común a los dos tipos de intercambiador tratados, se encuentran los conjuntos de datos geométricos del intercambiador de tubos concéntricos entre estos se incluyen los diámetros de los tubos, el material de estos y grupos de datos para la descripción de aletas que pueden ir en el flujo

interno o en el externo, esto incluye longitud de las aletas, espesor, cantidad y material.

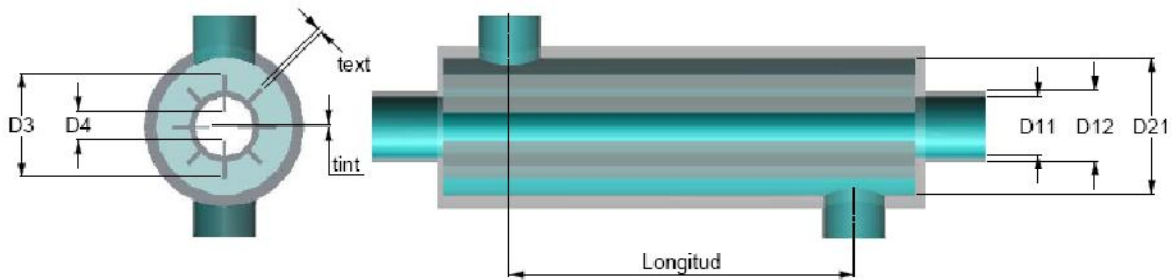


Tabla 16. Nomenclatura de los parámetros geométricos IC flujo paralelo.

D11	Diámetro interno del tubo interior
D12	Diámetro externo del tubo interior
D21	Diámetro interior del tubo exterior
D3	Diámetro de las aletas externas vistas transversalmente
D4	Diámetro de las aletas internas vistas transversalmente

Los parámetros de las aletas son opcionales y no son requeridos para un cálculo.

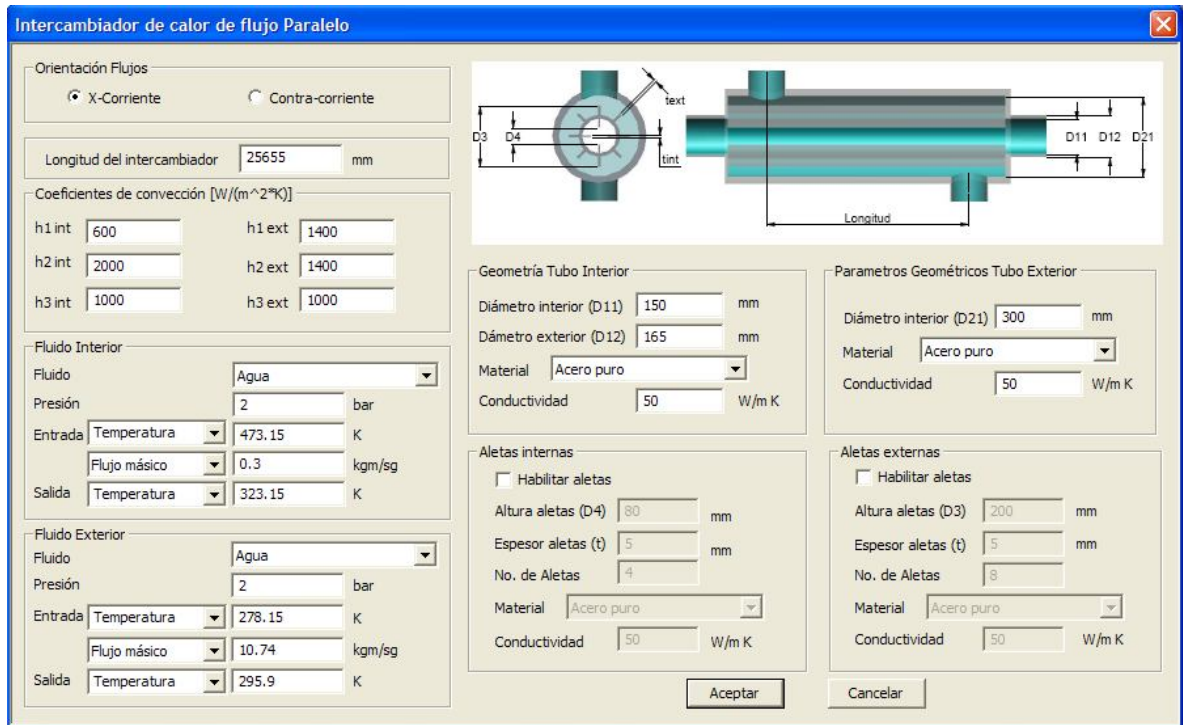


Figura 9. Interfaz para intercambiadores de calor en flujo paralelo.

### 3.3 Interfaz para intercambiadores de calor en flujo cruzado

La interfaz de datos para los intercambiadores de flujo cruzado de aletas anulares y tubos muestra además de la columna común de datos, los parámetros que definen un conjunto de tubos en arreglo cuadrado y su geometría (diámetro interno, espesor, paso transversal, paso longitudinal, número de tubos por fila, número de filas de tubos y material), además del grupo referente a las aletas (diámetro exterior, espesor de aletas, número de filas de aletas y material).

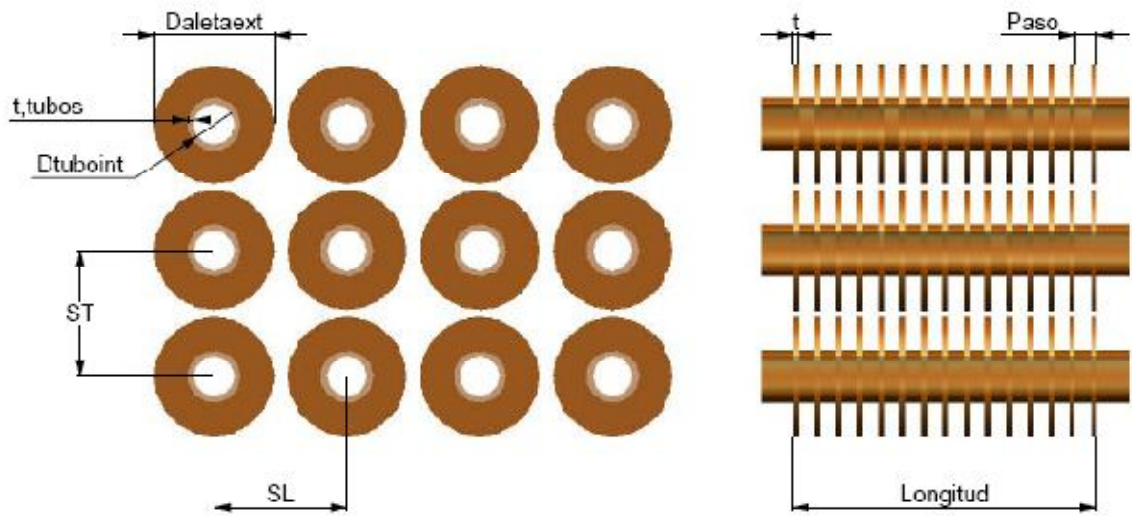


Figura 10. Representación esquemática de un intercambiador de calor de flujo cruzado.

Tabla 17. Nomenclatura parámetros geométricos IC flujo cruzado.

Daletasext	Diametro externo de las aletas
Dtuboint	Diametro interno de los tubos
t,tubos	Espesor de los tubos
ST	Paso transversal
SL	Paso longitudinal
t	Espeso de las aletas
Paso	Paso de las aletas

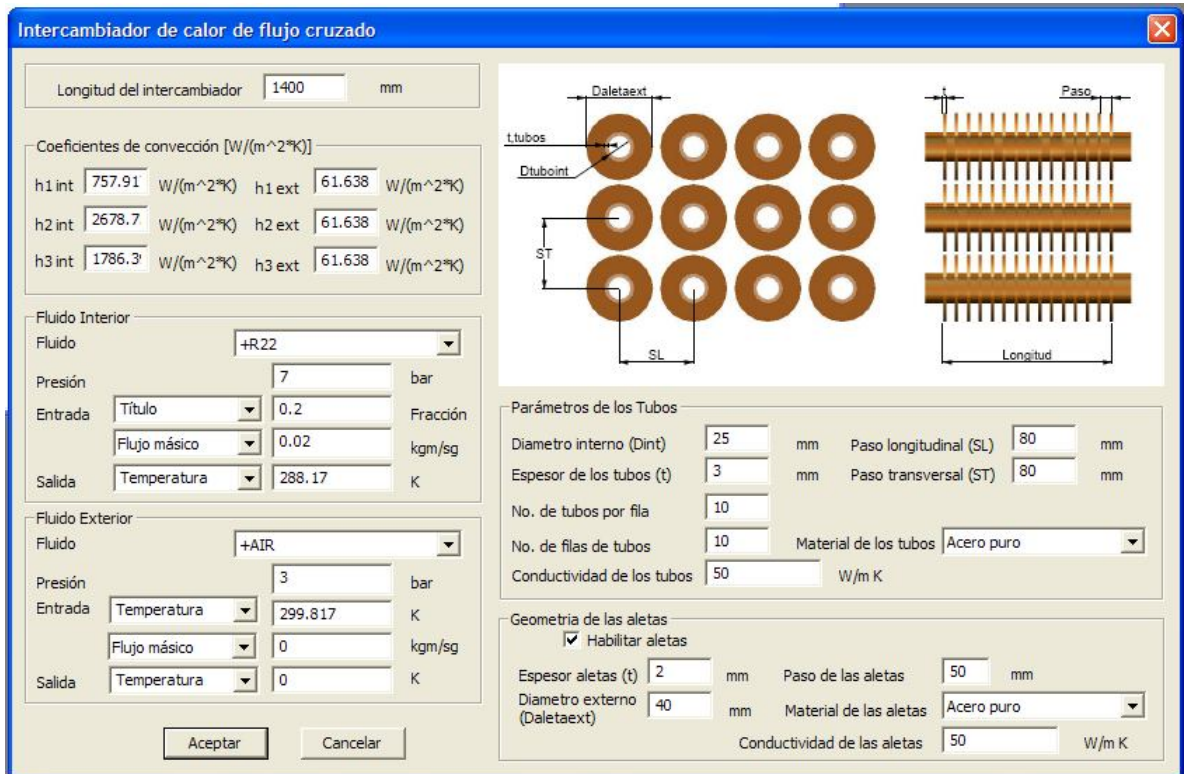


Figura 11. Interfaz para intercambiadores de calor en flujo cruzado.

### 3.4 Interfaz de resultados

Una vez el software haya calculado satisfactoriamente el problema y dependiendo de las zonas obtenidas, H&X muestra el mismo número de ventanas ilustrando los resultados. Como ejemplo se muestran los resultados para R22 y agua en contracorriente y en condensación.

Resultados Int Calor		
Longitud calculada	1358.3779	mm
Temp. Entrada Caliente	359.1500	K
Temp. Salida Caliente	319.7849	K
Temp. Entrada Frío	291.5169	K
Temp. Salida Frío	294.2590	K
Flujo másico caliente	0.3000	kgm/sg
Flujo másico frío	1.0000	kgm/sg
Calor intercambiado	11.4728	kW
Area Transferencia Calor Interior	0.6401	mm <sup>2</sup>
Area Transferencia Calor Exterior	0.7041	mm <sup>2</sup>
Eficiencia intercambiador	0.5820	Fracción
UA	260.3192	kW/K

Aceptar

Figura 12. Resultados para la zona 1

Resultados Int Calor		
Longitud calculada	3879.1356	mm
Temp. Entrada Caliente	319.7849	K
Temp. Salida Caliente	319.7849	K
Temp. Entrada Frío	280.1693	K
Temp. Salida Frío	291.5169	K
Flujo másico caliente	0.3000	kgm/sg
Flujo másico frío	1.0000	kgm/sg
Calor intercambiado	47.5631	kW
Area Transferencia Calor Interior	1.8280	mm <sup>2</sup>
Area Transferencia Calor Exterior	2.0108	mm <sup>2</sup>
Eficiencia intercambiador	0.2864	Fracción
UA	1414.5145	kW/K

Aceptar

Figura 13. Resultados para la zona 2

Resultados Int Calor		
Longitud calculada	1282.4865	mm
Temp. Entrada Caliente	319.7849	K
Temp. Salida Caliente	298.3286	K
Temp. Entrada Frío	278.1500	K
Temp. Salida Frío	280.1693	K
Flujo másico caliente	0.3000	kgm/sg
Flujo másico frío	1.0000	kgm/sg
Calor intercambiado	8.4857	kW
Area Transferencia Calor Interior	0.6044	mm <sup>2</sup>
Area Transferencia Calor Exterior	0.6648	mm <sup>2</sup>
Eficiencia intercambiador	0.5153	Fracción
UA	294.5132	kW/K

Aceptar

Figura 14. Resultados para la zona 3

Las tres anteriores ventanas, corresponden a las tres zonas obtenidas en este problema específico. Finalmente se presenta una ventana donde se muestran los resultados globales para todo el intercambiador de calor, figura 6.

Resultados Int Calor		
Longitud calculada	6520.0000	mm
Temp. Entrada Caliente	359.1500	K
Temp. Salida Caliente	299.7849	K
Temp. Entrada Frío	278.1500	K
Temp. Salida Frío	298.1500	K
Flujo másico caliente	0.3000	kgm/sg
Flujo másico frío	1.0000	kgm/sg
Calor intercambiado	67.5216	kW
Area Transferencia Calor Interior	3.0725	mm <sup>2</sup>
Area Transferencia Calor Exterior	3.3797	mm <sup>2</sup>
Eficiencia intercambiador	0.1989	Fracción
UA	1253.6072	kW/K

Aceptar

Figura 6. Resultados generales del IC

---

## **4. Características del software**

---

H&X está en capacidad de calcular intercambiadores de calor con flujo paralelo en x-corriente y contracorriente y flujo cruzado para ambos fluidos sin mezclar y un fluido sin mezclar.

Existen dos tipos de cálculo representativos para los IC: el de diseño y el analítico. El primero calcula el área de IC necesaria para cumplir con los parámetros de temperatura y flujo dados y el segundo permite estudiar el IC a partir del conocimiento del área (longitud). Además, las condiciones de entrada y/o salida de los fluidos pueden variar entre sobrecalentado, cambio de fase o sub-enfriado.

H&X está diseñado para calcular IC para cualquier condición de los fluidos en el caso de diseño. En el caso de análisis, el cálculo para cualquier condición de los fluidos es posible siempre y cuando se sepa de la existencia o no de cambio de fase. Por consiguiente en este último caso, el software preguntará al usuario si sabe del cambio de fase y cuál fluido lo experimenta, para poder calcular completamente el IC.

Si el usuario no sabe de la existencia del cambio de fase, H&X intentará calcularlo suponiendo el cambio de fase, lo que conllevará a un cálculo exitoso si efectivamente el cambio de fase existe. Si el procedimiento anterior no consigue el cálculo, el usuario puede utilizar los módulos individuales para IC con flujo completamente monofásico o con un fluido cambiando de fase durante todo el

proceso (presentes en la interfaz principal de HεX), con el fin de analizar el comportamiento de los fluidos y determinar si para los requerimientos del problema en cuestión, existe cambio de fase.

HεX es una herramienta de cálculo de IC desarrollada para calcular IC con las geometrías y clases cálculo mencionadas anteriormente y con variedad de requerimientos de flujo, área y tipo de fluido. A pesar de esto, pueden existir problemas que el software no pueda solucionar a no ser que el usuario suministre valores iniciales apropiados para el cálculo, los cuales HεX es incapaz de obtener debido a la diversidad de problemas encontrados en el cálculo de IC.

## **5. Consejos para el uso de H&X**

---

Las siguientes recomendaciones harán que H&X proporcione los mejores resultados en cuanto a tiempos de cálculo y convergencia del problema:

- Aunque H&X tiene un sistema de verificación de la autenticidad de las variables dadas por el usuario, haga una verificación previa de todos los datos antes de ingresarlos al software ya que el IC debe ser geométrica y térmicamente viable para poder hacer el cálculo.
- Para los casos de análisis en los que el software necesita saber de la existencia de cambio de fase y usted no lo sabe, use los módulos individuales para flujo completamente monofásico y bifásico (presentes en la interfaz principal de H&X ), con el fin de analizar el comportamiento de los fluidos para los requerimientos específicos de su problema. Por ejemplo, si su problema presenta un fluido sobrecalentado, usted conoce la longitud del IC y necesita saber si el fluido cambiará de fase durante el proceso, use el módulo: monofásico e intente poner como primera incógnitas la longitud del IC y ponga la temperatura de saturación (o calidad) como temperatura (o título) de salida del fluido en cuestión. Este cálculo le dará como resultado la longitud necesaria para llevar el fluido hasta el cambio de fase. Si la longitud obtenida es mayor que la que usted tiene para su problema, significa que su fluido no va a cambiar de fase para los requerimientos dados. Si es menor cambiará de fase.

- Si el software no es capaz de obtener una solución después de un tiempo considerable, intente dar valores aproximados de las variables que usted no conoce (en el valor inicial del software), con el fin de ayudar al algoritmo a converger.
- Si sabe que un fluido no cambiará de fase para los requerimientos de su problema o que permanecerá cambiando de fase durante todo el proceso, vaya directamente a los módulos individuales para monofásico y bifásico, ya que esto reduce considerablemente el tiempo de cálculo.
- Las cifras decimales de las variables pueden ser precedidas por un punto o una coma, dependiendo de la configuración del computador en el que se ejecute HεX. así que verifique cual debe usar antes de introducir los datos al dialogo.

---

## **6. *Ejemplo de aplicación***

---

Se desarrollará un problema de condensación de refrigerante R22 enfriado por agua en un intercambiador de calor en flujo paralelo X-corriente, con el fin de ilustrar el manejo general del software. El problema es el siguiente:

*Se tiene un intercambiador de calor de longitud 12 m en contra-corriente al cual entra agua a 5 °C, 2 Bar y 1 kg/s y se usa para enfriar refrigerante R22 que va por el tubo interno a 86 °C, 17.97 bar y 0.3 kg/s. El tubo tiene diámetros interno de 0.15 m y externo de 0.165 m y el tubo externo tiene un diámetro de 0.3 m. Los tubos están hechos de cobre comercial. Determine la existencia de cambios de fase en el refrigerante, las longitudes de cada zona de cambio de fase y las temperaturas de salida de los fluidos. Ver Figura (7)*

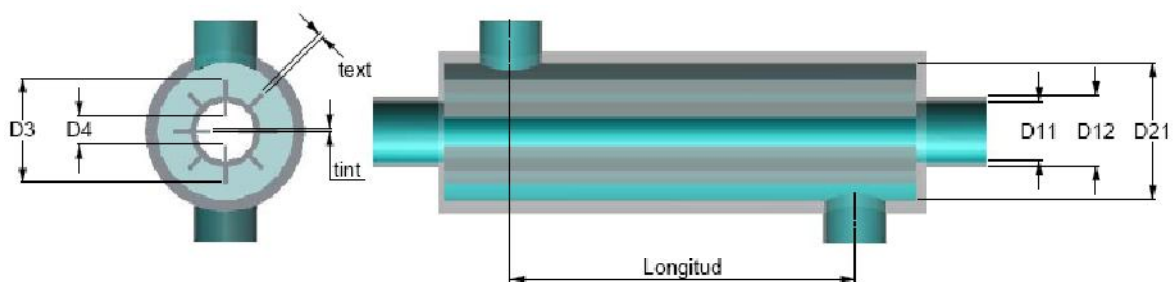


Figura 7. Intercambiador de calor en flujo paralelo.

Nos enfrentamos a un problema en donde no tenemos certeza de la existencia de cambios de fase de algún fluido. H<sub>ε</sub>X determina la existencia de estos comportamientos bifásicos y además calcula las longitudes correspondientes a cada zona de intercambiador de calor en las que el fluido se encuentra en estado monofásico o bifásico. En caso de que no exista cambio de fase, H<sub>ε</sub>X calcula el intercambiador de calor normalmente.

Aparecerá la interfaz de la figura 9, ésta muestra la interfaz para intercambiadores de calor en flujo paralelo. Seleccione X-Corriente e introduzca los datos dados en el problema en unidades del sistema métrico, de la siguiente manera:

Longitud: 12 m

Coeficientes de convección ( $\frac{W}{m^2 \times K}$ ): Como se sabe, las zonas 1 y 3 son monofásicas y la zona 2 es bifásica. Se toman valores típicos en cada zona, así:

$h_{1int}$	400	$h_{1ext}$	100
$h_{2int}$	2000	$h_{2ext}$	100
$h_{3int}$	500	$h_{3ext}$	100

Fluido por el tubo interior: R22  
 Presión de entrada fluido interior: 17.97 Bar  
 Temperatura entrada: 86 °C  
 Flujo másico: 0.3 kg/s  
 Fluido por el tubo exterior: Agua  
 Presión de entrada fluido exterior: 2 Bar  
 Temperatura entrada: 5 °C  
 Parámetros tubo interior:  
 D11: 0.15 m  
 D12: 0.165 m  
 Material: Cobre comercial

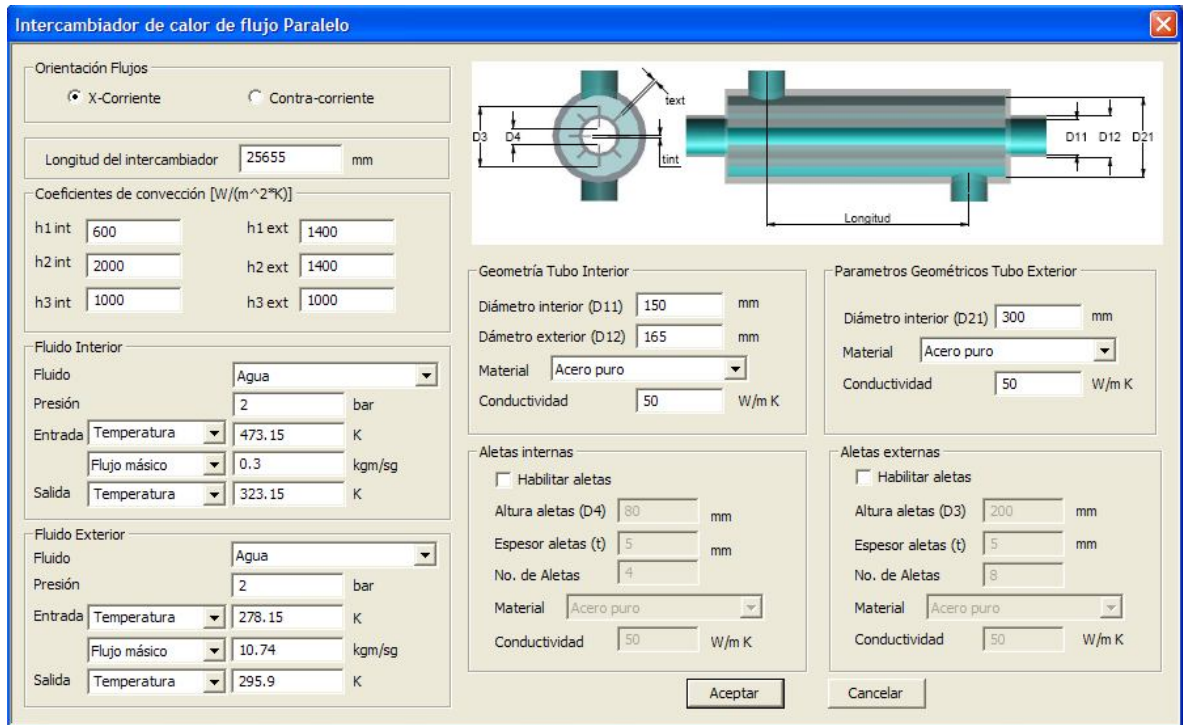


Figura 9. Interfaz intercambiadores de calor en flujo paralelo.

Parámetros tubo exterior:

D21: 0.30 m

Material: Cobre comercial

Deje desactivados los checkbox para las aletas.

Haga clic en aceptar. Una vez terminado el cálculo, aparecerá la interfaz de resultados (figura 10). Se puede ver que H&X determinó la existencia de cambio de fase en este problema. El R22 entra al intercambiador de calor a 86 °C y empieza a condensarse a los 1.35 m del intercambiador de calor a 46.67°C, continúa en proceso de transición 4.72 m adicionales y finalmente sale del intercambiador como líquido a 21.77 °C.

Resultados Int Calor		
Longitud calculada	3879.1356	mm
Temp. Entrada Caliente	319.7849	K
Temp. Salida Caliente	319.7849	K
Temp. Entrada Frío	280.1693	K
Temp. Salida Frío	291.5169	K
Flujo másico caliente	0.3000	kgm/sg
Flujo másico frío	1.0000	kgm/sg
Calor intercambiado	47.5631	kW
Area Transferencia Calor Interior	1.8280	mm <sup>2</sup>
Area Transferencia Calor Exterior	2.0108	mm <sup>2</sup>
Eficiencia intercambiador	0.2864	Fracción
UA	1414.5145	kW/K

Aceptar

Figura 10. Interfaz de resultados.

## ANEXO 2: Análisis de intercambiadores de calor: Método de eficiencia NTU

El método de la diferencia de temperaturas media logarítmica (LMTD) es conveniente para analizar el intercambiador de calor cuando se conocen las temperaturas de entrada del fluido y las temperaturas de salida se especifican o se determinan con facilidad a partir de las expresiones de balance de energía. En este caso el valor de  $\Delta T_{ml}$  para el intercambiador se puede determinar. Sin embargo, si sólo se conocen las temperaturas de entrada, el uso del método LMTD requiere un procedimiento iterativo. En tales casos es preferible utilizar un método alternativo, que se denomina método de *eficiencia-NTU*.

### 1 Definiciones

Para definir la eficiencia de un intercambiador de calor, se debe determinar primero la transferencia de calor máxima posible,  $q_{m\acute{a}x}$ , para el intercambiador. Esta transferencia de calor se puede alcanzar, en principio, en un intercambiador de calor en contraflujo de longitud infinita. En tal intercambiador, uno de los fluidos experimentarí la diferencia de temperaturas máxima posible,  $T_{h,i} - T_{c,i}$ . Para ilustrar este punto, considere una situación en la que  $C_c < C_h$ , en cuyo caso,  $|dT_c| > |dT_h|$ . El fluido frío experimentarí entonces el cambio de temperatura más grande, y como  $L \rightarrow \infty$ , se calentarí a la temperatura de entrada del fluido caliente ( $T_{c,o} = T_{h,i}$ ). En consecuencia,

$$C_c < C_h: \quad q_{m\acute{a}x} = C_c (T_{hi} - T_{ci})$$

De manera similar, si  $C_h < C_c$ , el fluido caliente experimentarí el cambio de temperatura más grande y se enfriarí a la temperatura de entrada del fluido frío ( $T_{h,o} = T_{c,i}$ ). Se obtiene entonces

$$C_h < C_c: \quad q_{m\acute{a}x} = C_h(T_{hi} - T_{ci})$$

A partir de los resultados anteriores se nos sugiere escribir la expresi3n general

$$q_{m\acute{a}x} = C_{m\acute{i}n} (T_{hi} - T_{ci}) \quad (1)$$

Donde  $C_{min}$  es igual al menor entre  $C_c$  o  $C_h$ . Para las temperaturas de entrada del fluido caliente o fr3o establecidas, la ecuaci3n 1 proporciona la transferencia de calor m\acute{a}xima que podr3a entregar el intercambiador. Hay que tener en cuenta que la transferencia de calor m\acute{a}xima posible no es igual a  $C_{m\acute{a}x}(T_{h,i} - T_{c,i})$ . Si el fluido que tiene la capacitancia t\acute{e}rmica de flujo m\acute{a}s grande experimentara el cambio de temperatura m\acute{a}ximo posible, la conservaci3n de la energ3a en la forma  $C_c(T_{c,o} - T_{c,i}) = C_h(T_{h,i} - T_{h,o})$  requerir3a que el otro fluido experimentara un cambio de temperatura a\fc{n mayor. Por ejemplo, si  $C_{m\acute{a}x} = C_c$  y se argumenta que es posible que  $T_{c,o}$  sea igual a  $T_{h,i}$ , se sigue que  $(T_{h,i} - T_{h,o}) = (C_c/C_h)(T_{h,i} - T_{c,i})$ , en cuyo caso  $(T_{h,i} - T_{h,o}) > (T_{h,i} - T_{c,i})$ . Tal condici3n es claramente imposible.

Ahora es l3gico definir la eficiencia,  $\varepsilon$ , como la raz3n entre la transferencia real de calor para un intercambiador de calor y la transferencia de calor m\acute{a}xima posible:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{m\acute{a}x}} \quad (2)$$

De las ecuaciones de balance de energ3a, y 1, se sigue que

$$\varepsilon = \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (3)$$

$$\varepsilon = \frac{C_c(T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (4)$$

Por definición la eficiencia, que es adimensional, debe estar en el rango  $0 \leq \varepsilon \leq 1$ . Es útil porque, si se conocen  $\varepsilon$ ,  $T_{h,i}$ , y  $T_{c,i}$ , la transferencia real de calor se puede determinar fácilmente a partir de la expresión

$$q = \varepsilon C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (5)$$

Para cualquier intercambiador de calor se puede mostrar que:

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{C_{min}}{C_{max}}\right) \quad (6)$$

Donde  $C_{min}/C_{max}$  es igual a  $C_c/C_h$  o  $C_h/C_c$ , dependiendo de las magnitudes relativas de las capacitancias térmicas de flujo del fluido caliente y frío. El número de unidades de transferencia (NTU) es un parámetro adimensional que se usa ampliamente para el análisis del intercambiador de calor y se define como

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (7)$$

## 2 Relaciones de la eficiencia-NTU

Para determinar una forma específica de la relación de eficiencia-NTU, ecuación 6, considere un intercambiador de calor de flujo paralelo para el que  $C_{min} = C_h$ . De la ecuación 3 obtenemos

$$\varepsilon = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad (8)$$

y de las ecuaciones de balance de energía, se sigue que

$$\frac{C_{mín}}{C_{máx}} = \frac{\dot{m}C_{p,h}}{\dot{m}C_{p,c}} = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad (9)$$

Considerando ahora la ecuación 13, que se puede expresar como

$$\ln\left(\frac{T_{h,o} - T_{c,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}}\right) = \frac{UA}{C_{mín}} \left(1 + \frac{C_{mín}}{C_{máx}}\right)$$

o de la ecuación 7

$$\frac{T_{h,o} - T_{c,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}} = \exp\left[-NTU_i \left(1 + \frac{C_{mín}}{C_{máx}}\right)\right] \quad (10)$$

Al reacomodar el lado izquierdo de esta expresión como

$$\frac{T_{h,o} - T_{c,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}} = \frac{T_{h,o} - T_{h,i} + T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}}$$

Y sustituir para  $T_{c,o}$  de la ecuación 9 se sigue que

$$\frac{T_{h,o} - T_{c,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}} = \frac{(T_{h,o} - T_{h,i}) + (T_{h,i} - T_{c,i}) - \left(\frac{C_{mín}}{C_{máx}}\right)(T_{h,i} - T_{h,o})}{(T_{h,i} - T_{c,i})}$$

O de la ecuación 8

$$\frac{T_{h,o} - T_{c,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}} = \varepsilon + 1 - \left(\frac{C_{mín}}{C_{máx}}\right) \varepsilon = 1 - \varepsilon \left(1 + \frac{C_{mín}}{C_{máx}}\right)$$

Al sustituir la expresión anterior en la ecuación 10 y resolver lo que corresponde a  $\varepsilon$ , obtenemos para el intercambiador de calor de flujo paralelo

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_r)]}{1 + C_r} \quad (11a)$$

Dado que se puede obtener precisamente el mismo resultado para  $C_{mín} = C_c$ , la ecuación 11a se aplica para cualquier intercambiador de calor en flujo paralelo, sin importar si la capacitancia térmica de flujo mínima se asocia con el fluido caliente o con el frío.

Se han desarrollado expresiones similares para una variedad de intercambiadores de calor, y en la tabla 1 se resumen resultados representativos, donde  $C_r$  es la relación de capacidad de calor  $C_r \equiv C_{mín}/C_{máx}$ . Al derivar la ecuación 14a, se supone que la NTU total se distribuye igualmente entre los pasos de coraza del mismo arreglo,  $NTU = n(NTU)_1$ . De aquí que, cuando se usa  $\varepsilon_1$  con esta expresión, NTU se reemplaza por  $(NTU/n)$  en la ecuación 13a. Nótese que para  $C_r=0$ , como en una caldera o en un condensador,  $\varepsilon$  está dado por la ecuación 36a para todos los arreglos de flujo. Por tanto, para este caso especial, se sigue que el comportamiento del intercambiador de calores independiente del arreglo de flujo. Para el intercambiador de calor de flujo cruzado con ambos fluidos sin mezclar, la ecuación 15 es exacta sólo para  $C_r=1$ . Sin embargo, se puede usar con una excelente aproximación para toda  $0 < C_r \leq 1$  Para  $C_r = 0$ , se debe usar la ecuación 18a.

**Tabla 1.** Relaciones de eficiencia de un intercambiador de calor

Arreglo de flujo	Relación
<b>Tubos Concéntricos</b>	
Flujo paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_r)]}{1 + C_r} \quad (11a)$
Contraflujo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]} \quad (C_r < 1)$
	$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (C_r = 1) \quad (12a)$
<b>Coraza y tubos</b>	
Un paso de coraza (2, 4, ... pasos de tubo)	$\varepsilon_1 = 2[1 + C_r + (1 + C_r)^{1/2}] \times \frac{1 + \exp\left[-NTU(1 + C_r^2)^{1/2}\right]}{1 - \exp\left[-NTU(1 + C_r^2)^{1/2}\right]} \quad (13a)$
	$\varepsilon = \left[ \left( \frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[ \left( \frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - C_r \right]^{-1} \quad (14a)$
<b>Flujo cruzado (un solo paso)</b>	
Ambos fluidos sin mezclar	$\varepsilon = 1 - \exp \left[ \left( \frac{1}{C_r} \right) (NTU)^{0.22} \{ \exp[-C_r NTU^{0.78}] - 1 \} \right] \quad (15)$
C <sub>máx</sub> (mezclado), C <sub>mín</sub> (sin mezclar)	$\varepsilon = \left( \frac{1}{C_r} \right) (1 - \exp\{-C_r[1 - \exp(-NTU)]\}) \quad (16a)$
C <sub>mín</sub> (mezclado), C <sub>máx</sub> (sin mezclar)	$\varepsilon = 1 - \exp(-C_r^{-1}\{1 - \exp[-C_r(NTU)]\}) \quad (17a)$
<b>Todos los intercambiadores (Cr=0)</b>	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (18a)$

En cálculos de diseño de intercambiadores de calor, es más conveniente trabajar con relaciones  $\varepsilon$ -NTU de la forma

$$NTU = f\left(\varepsilon, \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)$$

En la tabla 2 se proporcionan relaciones explícitas para NTU como función de  $\varepsilon$  y  $C_r$ . Note que la ecuación 15 no se puede manipular para obtener una relación directa para NTU como función de  $\varepsilon$  y  $C_r$ . Advierta, también, que al usar las ecuaciones 14b y 14c con 13b y 13c, es el NTU por paso de coraza el que se calcula de la

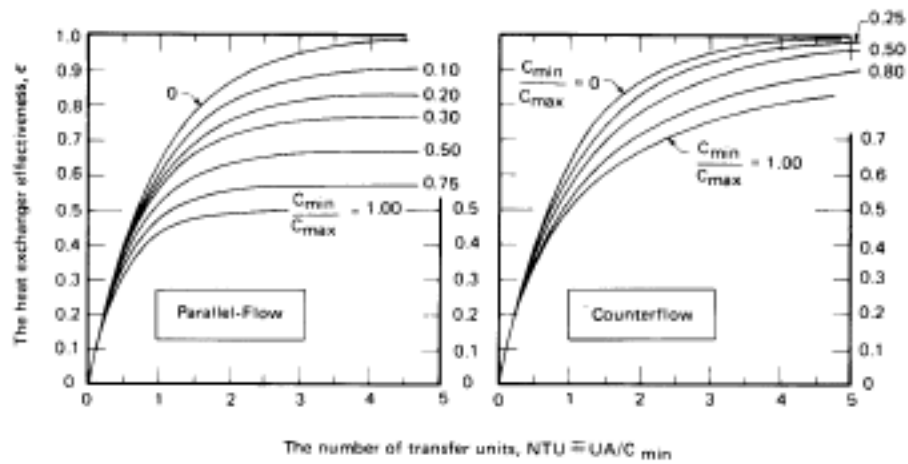
ecuación 13b. Este resultado se multiplica por  $n$  para obtener el NTU correspondiente a todo el intercambiador.

**Tabla 2.** Relaciones del NTU de un intercambiador de calor

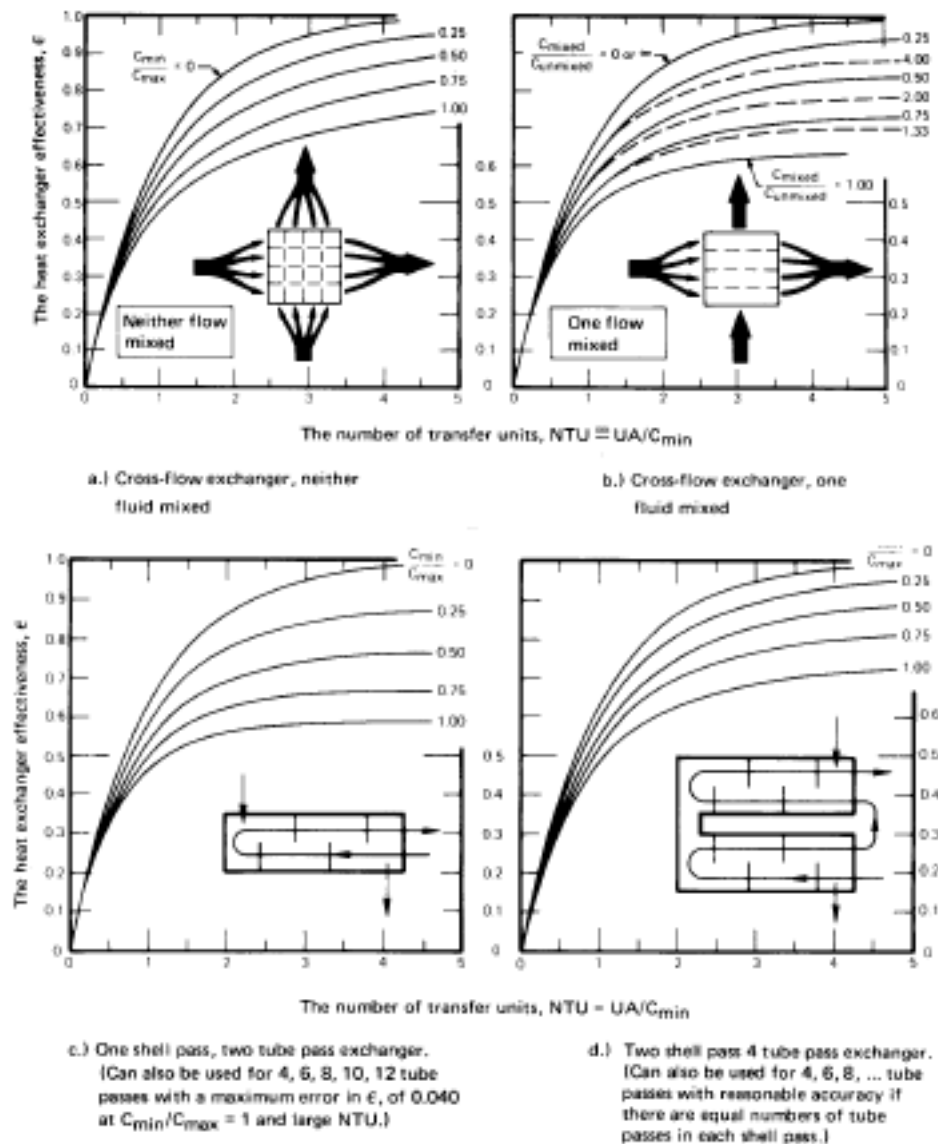
Arreglo de flujo	Relación
<b>Tubos Concéntricos</b>	
Flujo paralelo	$NTU = -\frac{\ln[1 - \varepsilon(1 + C_r)]}{1 + C_r} \quad (11b)$
Contraflujo	$NTU = \frac{1}{C_r - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1}\right) \quad (C_r < 1)$
	$NTU = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \quad (C_r = 1) \quad (12b)$
<b>Coraza y tubos</b>	
Un paso de coraza (2, 4, ... pasos de tubo)	$NTU = -(1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}} \ln\left(\frac{E - 1}{E + 1}\right) \quad (13b)$
	$E = \frac{2/\varepsilon_1 - (1 + C_r)}{(1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}}} \quad (13c)$
Use las ecuaciones 11.31b y 11.31c con:	
n Pasos de coraza (2n, 4n, ... pasos de tubo)	$E_1 = \frac{F - 1}{F - C_r}, F = \left(\frac{\varepsilon C_r - 1}{\varepsilon - 1}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (14b, c)$
<b>Flujo cruzado (un solo paso)</b>	
C <sub>máx</sub> (mezclado), C <sub>mín</sub> (sin mezclar)	$NTU = -\ln\left[1 + \left(\frac{1}{C_r}\right) \ln(1 - \varepsilon C_r)\right] \quad (15b)$
C <sub>mín</sub> (mezclado), C <sub>máx</sub> (sin mezclar)	$NTU = -\left(\frac{1}{C_r}\right) \ln[C_r \ln(1 - \varepsilon) + 1] \quad (16b)$
<b>Todos los intercambiadores (C<sub>r</sub>=0)</b>	$NTU = -\ln(1 - \varepsilon) \quad (17b)$

Las expresiones anteriores se representan de forma gráfica en las figuras 11 y 12. Para la figura 12b la curva sólida corresponde a C<sub>mín</sub> mezclado y C<sub>máx</sub> sin mezclar, mientras que las curvas punteadas corresponden a C<sub>mín</sub> sin mezclar y C<sub>máx</sub> mezclado. Se observa que para C<sub>r</sub> = 0, todos los intercambiadores de calor tienen la misma eficiencia, la cual se puede calcular de la ecuación 18a. Además, si NTU  $\approx \geq 0.25$ , todos los intercambiadores de calor tienen aproximadamente la misma

eficiencia, sin importar el valor de  $C_r$ , y se puede otra vez calcular de la ecuación 18a. De manera más general, para  $C_r > 0$  y  $NUT \approx \geq 0.25$ , el intercambiador de contraflujo es el más eficiente. Para cualquier intercambiador, los valores máximo y mínimo de la eficiencia se asocian con  $C_r = 0$  y  $C_r = 1$ , respectivamente.



**Figura 11.** La eficiencia de intercambiadores de calor en paralelo y contraflujo



**Figura 12.** La eficiencia de algunas otras configuraciones comunes de intercambiadores de calor