

Sept 76



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

"ANALISIS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR
MEDIANTE LA APLICACION DE BALANCES
DIFERENCIALES DE ENERGIA"



EXAMENES PROFESIONALES
FAC. DE QUIMICA

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO QUIMICO
P R E S E N T A :
SANCHEZ CEBALLOS LEON ISAAC

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

1 9 8 8



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

TEMARIO.

- *Objetivos y observaciones.*
- *Capítulo I: "Generalidades sobre transferencia de calor".*
- *Capítulo II: "Modelo matemático de un intercambiador de calor".*
- *Capítulo III: "Desarrollo de una estructura computacional para la resolución de los modelos de intercambiadores de calor".*
- *Capítulo IV: "Aplicaciones y análisis de resultados".*
- *Capítulo V: "Observaciones y conclusiones".*
- *Bibliografía.*

Objetivos y Observaciones.

- El objetivo del presente trabajo es la elaboración de un paquete computacional útil para el estudio y análisis de intercambiadores de calor.

- Este trabajo está dirigido a cualquier persona interesada y/o relacionada con los equipos de transferencia de calor (Intercambiadores de calor del tipo "Doble tubo" y "Coraza y tubos"), presentándoles una metodología para el análisis de estos equipos.

- El método usado en el presente trabajo es de tipo "Diferencial", es decir, se subdivide el sistema en partes más pequeñas y se realizan los balances de energía a estos elementos y por lo tanto produce un perfil de temperaturas a lo largo del intercambiador. Debido a lo anterior, se hace innecesario el uso del concepto de "Temperatura media logarítmica" y de otros parámetros requeridos en diversos métodos.

- El uso del mencionado método tiene la ventaja de que produce resultados más exactos y precisos, además gracias al tipo de modelo matemático y al uso de un ordenador, se proporciona versatilidad en una diversidad de cálculos; adicionalmente abre nuevas opciones no contempladas en otros métodos, tal como la obtención del perfil de temperaturas a lo largo del intercambiador.

CAPITULO 3.

"Generalidades sobre transferencia de calor".

En el presente capítulo se hará una breve revisión de los conceptos básicos involucrados en los procesos de transferencia de calor.

En primera instancia nos abocaremos a los procesos de transferencia de calor. Hay tres formas diferentes en que el calor es transferido de la fuente al receptor, aún cuando muchas de las aplicaciones en ingeniería son combinaciones de dos o tres de ellas. éstas son: conducción, convección y radiación, ésta última sólo la mencionaremos ya que en el presente estudio no se considera su efecto, que para las cuestiones a tratar es despreciable.

Como segundo término se revisará el equipo de transferencia, así como los elementos y cualidades de los mismos, en esta corta referencia se hará hincapié en los intercambiadores de calor de tipo doble tubo y de conaza y tubos, que son los equipos a los cuales está dedicado el presente trabajo.

Si bien, el objetivo de este trabajo no es una revisión formal y exhaustiva de los conceptos anteriores, si se pretende en esta parte del mismo, lograr una claridad e integración de tales conceptos para su posterior tratamiento de acuerdo a las necesidades de los capítulos siguientes.

Conducción.- El calor en materiales sólidos, líquidos y gaseosos se debe a la energía cinética de los electrones, átomos y moléculas presentes. La temperatura es una medida de la energía cinética promedio del sistema. En un sólido los átomos y moléculas tienen una posición fija pero vibran moviéndose más rápidamente a medida que aumenta la tempe-

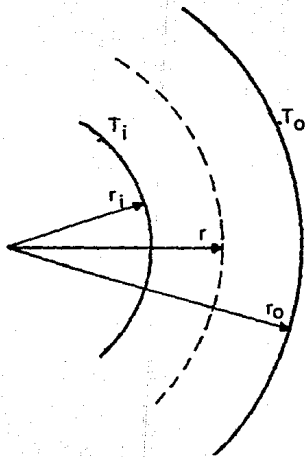
natura. En sólidos metálicos existen electrones libres (llamados así debido a que no están fijos en el espacio, sino que pueden moverse libremente dentro de los límites del cuerpo), que representan una fracción substancial de la energía cinética (o contenido calorífico) del cuerpo.

La conducción en un sólido en general ocurre cuando un átomo -- con mayor vibración (mayor temperatura) transmite su energía cinética a -- un átomo vecino con menor temperatura. Este proceso de transferencia de energía se repite sucesivamente de un átomo a otro hasta que el sólido -- alcanza una temperatura uniforme. En sólidos metálicos se presenta el mismo fenómeno sólo que la mayoría de la energía es transmitida por los electrones libres. Debido a que los electrones libres son los responsables -- de la conducción de una corriente eléctrica a través de un metal, existe relación entre la habilidad de un metal para conducir calor y electricidad. Los detalles del proceso de conducción son bastante complicados, -- afortunadamente para nuestros propósitos los podemos simplificar para manejar este fenómeno fácilmente.

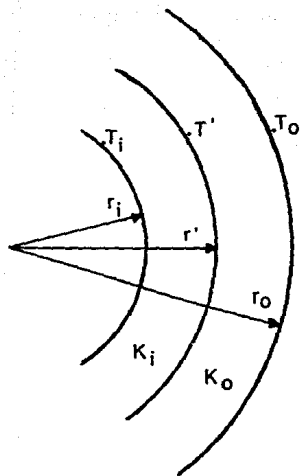
En el siglo XVII, investigadores franceses descubrieron experimentalmente que el flujo de calor a través de un sólido plano, homogéneo e isotrópico era proporcional a la diferencia de temperaturas entre las superficies e inversamente proporcional a su espesor. Actualmente, esto es rigurosamente cierto sólo cuando la diferencia de temperaturas es pequeña. Definiendo una constante de proporcionalidad K , la conductividad térmica, la relación anterior puede expresarse de la manera siguiente:

$$Q/A = K (T_1 - T_2) / \text{ESP.}$$

Para todos los propósitos prácticos, la conductividad se determina experimentalmente. Valores para la variedad de metales utilizados



(a)



(b)

FIGURA 1

en intercambiadores de calor se pueden encontrar en la literatura.

Es conveniente mencionar algunas consideraciones sobre los valores mostrados en dichas referencias.

1. La conductividad térmica de los metales utilizados en la industria varía desde valores inferiores a 10, hasta superiores a 200 BTU/hr ft²(°F/ft). Generalmente, la conducción a través de los tubos de un intercambiador es despreciable; sin embargo, debido a la variedad de metales existentes, esto puede no ser cierto, por lo tanto ésta resistencia deberá siempre incluirse en todos los cálculos.

2. La conductividad térmica de aleaciones es generalmente mucho menor que la de los metales puros, especialmente para conductores excelentes como el cobre y aluminio; este hecho es relacionado con la dislocación del movimiento de los electrones libres en los átomos de la aleación, lo cual también se traduce en una disminución en la conductividad eléctrica. Un error común es usar una K de 220 BTU/hr ft²(°F/ft) para tubos de cobre, los cuales generalmente se producen de cobre desoxidado con -- azufre que tiene una K de 160-170. Aún cuando este valor es alto y no -- tiene ningún efecto en el diseño de un intercambiador, sí es muy ilustrativo de los errores que se pueden tener al tomar sin precauciones un valor de la literatura.

3. Entre más fuerte y más resistente a la corrosión (y más caro) sea un metal, éste tendrá un valor más bajo en la conductividad térmica.

4. Comúnmente pasa desapercibido el hecho de que el grafito -

tiene una conductividad térmica comparable a la del bronce, 3 veces la de acero de bajo contenido de carbón y 8 veces la de aceros inoxidables.

5. La conductividad térmica varía con la temperatura y en algunos casos marcadamente. Para algunos diseños de intercambiadores de calor, es casi siempre suficiente evaluar la temperatura promedio del material y suponer que será constante.

6. La conductividad térmica es una función de la dirección del flujo de calor en los cristales del metal. En componentes metálicos, los cristales son extremadamente pequeños y aleatoriamente distribuidos, así que los valores medidos y utilizados son valores promedio. Algunos materiales como la madera tienen diferencias considerables en la conductividad en diferentes direcciones.

Conducción a través de la pared de un tubo. Refiriéndonos a la fig. 11(a), sea Q el calor total conducido a través de la pared del tubo por unidad de tiempo. En la posición radial r de la pared del tubo (ni r ni r_0), el área de transferencia para una longitud de tubo L es $2\pi rL$.

$$Q/2\pi rL = -K (dt/dr)$$

$$dt = \frac{-Q}{2\pi rL} \frac{dr}{r}$$

Integrando:

$$T_0 - T_i = \frac{Q}{2\pi rL} \ln (r_0/r_i)$$

$$Q = \frac{2\pi rL (T_i - T_0)}{\ln (r_0/r_i)}$$

Podemos reorganizar esta ecuación de las siguientes formas, las cuales son más sugestivas:

$$Q = \frac{T_i - T_o}{\frac{\ln r_o/r_i}{2\pi L K_i}} = \frac{\text{Gradiente}}{\text{Resistencia}}$$

Conducción a través de resistencias en serie. Refiriéndonos a la fig. 11(b), sea r' el radio exterior del tubo interior y r_i el radio interior del cilindro exterior y T' su temperatura correspondiente. A partir de resultados previos, podemos escribir directamente para el lado interior:

$$Q = \frac{2\pi L K_i (T_i - T')}{\ln (r'/r_i)}$$

Donde K_i es la conductividad térmica del material del tubo interior. Ya que a régimen continuo fluye la misma cantidad de calor a través de ambas paredes:

$$Q = \frac{2\pi L K_o (T' - T_o)}{\ln (r_o/r')}$$

Donde K_o es la conductividad del material del tubo externo, T' puede ser eliminada entre las dos últimas ecuaciones para dar:

$$Q = \frac{2 L (T_i - T_o)}{\frac{\ln (r'/r_i)}{2\pi K_i} + \frac{\ln (r_o/r')}{2\pi K_o}}$$

Este resultado puede ser fácilmente aplicado a cualquier número de cilindros concéntricos, identificando cada uno de los términos en el denominador como la resistencia térmica del cilindro respectivo; de -

tal forma que el flujo de calor total es el cociente de la diferencia global de temperaturas entre la suma de las resistencias térmicas.

En aplicaciones industriales, ocasionalmente es deseable utilizar tubos bimetalicos como se muestra en la fig. 11b). Por ejemplo, cuando por dentro de tubos se tiene un fluido de alta presión y es excesivamente corrosivo, se hace necesario el uso de alguna costosa aleación. Sin embargo, si se usa un delgado recubrimiento de aleación resistente a la corrosión sobre la superficie interna de un tubo de costo inferior, los costos del intercambiador se reducirían sustancialmente.

Resistencias en contacto. En lo mencionado anteriormente se hizo la suposición de que la superficie exterior del cilindro interior y la superficie interior del cilindro exterior estaban a la misma temperatura, implicando que no había resistencia a la transferencia de calor entre ambas. Esta suposición es correcta si ambas superficies están unidas metalúrgicamente, de lo contrario la suposición puede ser un grave error principalmente cuando las superficies están únicamente en contacto físico, -- aún a presiones elevadas.

Generalmente las superficies metálicas tienen una rugosidad -- que va desde 10 a 180 micropulgadas, el grado y forma de la rugosidad depende del metal y del método de formación de la superficie. Cuando dos superficies son puestas en contacto, sus "crestas" quedan en contacto, -- mientras que sus "valles" son ocupados por la atmósfera ambiental, que -- generalmente es aire. Debido a la baja conductividad térmica de los gases, prácticamente todo el calor se transmite por las crestas, donde las superficies hacen contacto. A bajas presiones, estos puntos serán una --

pequeña porción de la superficie (quizás menos del 1%), lo cual provoca una contracción en las líneas de flujo de calor, ocasionando una resistencia (interfacial) mucho mayor que la generada por los "valles".

Convección.- La transferencia de calor por convección puede definirse como el transporte de calor de un punto a otro dentro de un mismo fluido, como resultado del movimiento macroscópico del fluido. El proceso de convección ha recibido gran cantidad de atención tanto experimental como analíticamente, únicamente trataremos el resultado de estos estudios y no profundizaremos en sus detalles. Sin embargo, mencionaremos los procesos físicos de convección para definir términos y para establecer lo -- que tratan de representar las correlaciones que más adelante usaremos.

Si estudiamos un fluido a régimen turbulento cuando se desliza sobre una superficie de calentamiento, el flujo cerca de la pared es casi laminar, de tal forma que el mecanismo predominante para la transferencia de momentum es cortante y viscoso, y para la transferencia de calor es -- conducción, ambos a escala molecular. En la pared, la velocidad del fluido es supuesta como cero y la temperatura del fluido se supone como la -- misma de la pared. Debido a la relativa ineficiencia del transporte molecular, la velocidad y los gradientes de temperatura cerca de la pared son mucho más escalonados que en el seno del flujo, donde la formación de remolinos es predominante. Es innecesario hacer notar que cuando se menciona simplemente a la velocidad y temperatura de una corriente, nos referimos a valores promedio. Sin embargo, es importante recordar que posiblemente algunas porciones del fluido están a una temperatura significativamente mayor o menor, donde puede ocurrir degradación térmica o

un cambio de fase, resultando una diferencia considerable, en caso de no considerarlo dentro de los mecanismos de transferencia de calor y de flujo de fluidos.

Para muchos procesos de convección, el flujo local es aproximadamente proporcional a la diferencia de temperaturas entre la pared y el seno del fluido. Por lo cual definimos una constante de proporcionalidad que se conoce como "Coeficiente de película de transferencia de calor" de nominada generalmente como "h" :

$$Q/A = h (T_f - T_s)$$

El valor de h depende de la geometría del sistema, las propiedades físicas y la velocidad del fluido. El concepto de coeficientes de transferencia de calor sólo es útil cuando existe alguna relación cuantitativa entre estas variables y el coeficiente de transferencia. Además, esta relación debe ser razonablemente válida para las condiciones existentes en la aplicación que se presente. Estas relaciones o correlaciones -- como las llamaremos, pueden provenir de análisis teóricos y experimentales o de una combinación de ambos. Las correlaciones pueden presentarse en ecuaciones, gráficas o tablas de valores. Al utilizar las correlaciones, el diseñador debe conocer o al menos tener una idea de la aproximación que requiere el problema.

El coeficiente de película también se emplea en casos en que el flujo no es exactamente proporcional a la diferencia de temperaturas, como es el caso de coeficientes de ebullición nucleada.

Considerando la situación que presenta la fig. 11a). El calor es transferido desde un fluido dentro del tubo (a una temperatura del --

seno del fluido T_i , a través de una película de ensuciamiento de la pared del tubo, hasta alcanzar al otro fluido (por fuera del tubo), a una temperatura del seno del fluido T_o . A_i y A_o son respectivamente las áreas de transferencia del tubo interior y exterior para una longitud dada de un tubo liso (para un tubo aletado A_o/A_i puede ser tan alto como 15 a 20, pero la eficiencia de aleta puede estar entre 0.8 a 0.95).

La transferencia de calor entre el fluido dentro del tubo a la superficie interior de la película de ensuciamiento está representada por una ecuación semejante a la ya mencionada, al igual que para el fluido externo. Generalmente los valores de h_i y h_o deberán ser calculados con las correlaciones apropiadas, aunque para propósitos ilustrativos se pueden encontrar valores típicos en la literatura.

En la mayoría de los intercambiadores de calor que están en operación se desarrolla una película o depósito de sedimento, bacteria o cultivo orgánico (pocos fluidos, tales como el aire o el gas natural licuado, son generalmente tan limpios que el ensuciamiento no se presenta o es tan pequeño que resulta despreciable). La transferencia de calor a través de estas películas es predominantemente por conducción, pero el diseñador normalmente desconoce el espesor y la conductividad térmica de ellas para calcular su resistencia como un problema de conducción. Así que el diseñador estima estas resistencias por medio de una tabla de valores estándar o también en base a su experiencia (probablemente dolorosa). El efecto de incluir estas resistencias adicionales es suministrar al intercambiador una mayor cantidad de área de la que pueda requerir en el inicio de su operación, para que éste siga cumpliendo con su servicio aún cuando se haya acumulado ensuciamiento sobre la superficie de transferencia.

Para el caso mencionado, el flujo de calor Q para un tubo de longitud L es de nuevo igual a la diferencia global de temperaturas dividida entre la suma de sus resistencias, la ecuación es:

$$Q = \frac{T_i - T_o}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{fi}}{A_i} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi L K} + \frac{R_{fo}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o}}$$

Nótese que hemos supuesto que el ensuciamiento tiene un espesor despreciable, de tal forma que los valores de r_o , A_i y A_o son los del tubo limpio y son independientes de la formación del ensuciamiento, esto no sólo resulta conveniente, sino que también es lo único que podemos hacer.

Ahora definiremos el coeficiente global de transferencia de calor $U\#$ basado en cualquier área de referencia.

$$\frac{1}{U\#} = \frac{A\#}{h_i A_i} + \frac{R_{fi} A\#}{A_i} + \frac{A\# \ln(r_o/r_i)}{2\pi L K} + \frac{A\# R_{fo}}{A_o} + \frac{A\#}{h_o A_o}$$

Frecuentemente, pero no siempre $A\#$ es considerada igual a A_o , en cuyo caso $U\#=U_o$, entonces la ecuación anterior resulta en:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{A_o}{h_i A_i} + \frac{R_{fi} A_o}{A_i} + \frac{A_o \ln(r_o/r_i)}{2\pi L K} + \frac{R_{fo}}{A_o} + \frac{1}{h_o}$$

Si el área de referencia $A\#$ se considera igual a A_i , el coeficiente global U_i correspondiente será:

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_i} + \frac{R_{fi}}{A_i} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi L K} + \frac{R_{fo} A_i}{A_o} + \frac{A_i}{h_o A_o}$$

Como se ha escrito la ecuación anterior sólo se aplica al punto particular donde $(T_i - T_o)$ es el gradiente de temperaturas. La aplica-

cación de esta ecuación a un intercambiador donde T_i y T_o varían de punto a punto, será tratada más adelante.

Al inspeccionar el orden de magnitud de los términos del denominador de las ecuaciones anteriores, para cualquier caso de diseño en particular, revela cuál (es) término(s), y por lo tanto cual resistencia a la transferencia de calor predomina.

Este término (o términos) gobierna el tamaño del intercambiador y es sobre el cual el diseñador debe enfocar su atención. ¿Puede ser mejorado este término (disminuir la resistencia) por un cambio en el diseño o en las condiciones de operación del intercambiador? ¿Debería de utilizarse otro tipo de intercambiador? Aún al resolver estas preguntas, el diseñador debe mantener su atención al calcular el valor de este término, ya que cualquier error incertidumbre en los datos o en la correlación tendrá un efecto desproporcionado sobre el tamaño o la operación del equipo.

Ahora hemos llegado al punto central del diseño de intercambiadores de calor; la universalidad de la incertidumbre. La composición, -- temperatura, presión, flujo, propiedades físicas de cada corriente de servicio serán conocidas a priori sólo dentro de ciertos rangos y estos rangos generalmente cambiarán con el tiempo, algunas veces cíclicamente (a diario y temporalmente), a menudo irregularmente (cambios en la alimentación). Las correlaciones básicas nunca son exactas (especialmente cuando son extrapoladas a fluidos o condiciones no incluidas en la base original) y los modelos de diseño que las utilizan son construcciones idealizadas de un intercambiador real en una planta de proceso real.

La comparación de los criterios anteriores, los cuales pueden

representar la situación real, pueden llevar a preguntarse si existe justificación en realizar cálculos detallados para el diseño de un intercambiador. La respuesta puede ser sí o no, dependiendo de las circunstancias que se presenten en particular. A menudo un diseñador experimentado puede realizar un diseño aceptable con unas cuantas operaciones aritméticas, especialmente si el caso es simple y directo. Por otra parte, sólo se puede ser un diseñador experimentado después de haber realizado innumerales cálculos respetando todas las reglas pertinentes para cada caso, con juntamente con la experiencia lograda en campo.

Además existen ciertas áreas críticas donde alguna variación en el coeficiente global es de menor importancia en el diseño final de un intercambiador, que otras consideraciones que requieren un análisis y cálculo lo muy cuidadoso.

Finalmente, con el continuo mejoramiento tanto en el conocimiento fundamental de la transferencia de calor, como la incorporación de este conocimiento a los procedimientos de diseño, hacen que las variaciones en el valor probable del coeficiente global (y en muchos otros parámetros importantes) vaya disminuyendo dando por resultado métodos de diseño más aproximados.

Las correlaciones de las que hemos venido hablando, las describiremos en el siguiente capítulo, ya que dependen del tipo físico de intercambiador, es decir, de su geometría, además se hará mención de referencias que tratan el tema más extensamente que la presente revisión.

Intercambiadores de calor.

Estos equipos tienen importancia relevante en las plantas químicas.

micas de procesamiento, tal vez estén en segundo término de los reactores, por varias razones adicionales a las de tipo económico tales como: a) Son los responsables de llevar a cabo la recuperación y aprovechamiento de la energía del proceso; b) En una planta dada, se encuentran en número considerable; c) Su costo es elevado, comparado con otros tipos de equipo y, d) De ellos depende en buen grado la operación satisfactoria y la frecuencia de mantenimiento, ya sea preventivo o correctivo de la planta química.

Tanto los intercambiadores de calor como los demás equipos de proceso son considerados como bienes de capital dentro del ámbito de la industria de transformación, por ende su gran importancia económica. De acuerdo a un estudio preparado en forma conjunta por Nacional Financiera (NAFINSA) y la Organización de las Naciones Unidas para el Desarrollo Industrial (ONUODI), el concepto de bienes de capital corresponde a: "Productos que fabrica la industria metal-mecánica y que se incorporan a lo que en la contabilidad nacional se denomina formación bruta de capital, es decir, la maquinaria y equipo que forma parte de la inversión". Cabe aclarar que, si bien esta definición es un tanto general y poco técnica, antes de ella no existía una que tipificara adecuadamente las características de estos bienes.

En 1978 PEMEX publicó una clasificación de los bienes de capital empleados con mayor frecuencia en la industria petrolera, en esta clasificación se puede encontrar en primer término a los intercambiadores de calor, lo cual nuevamente remarca la importancia de tales equipos.

Clasificación del equipo de transferencia de calor. De acuerdo al tipo de equipo, éste se clasifica en 7 grupos familiares:

1).- *Cambiadores de calor de Tubo Concéntrico.* Se usan sólo para servicios en los que se transfieren bajas cargas térmicas del orden del millón de BTU/hr. No son frecuentes en la industria de refinación, pero en la petroquímica y farmacéutica sí se encuentran a menudo. Se usan para calentar o enfriar fluidos sin que lleguen a presentar un cambio de fase.

2).- *Cambiadores de calor de Haz y Envolverte.* Este tipo de cambiadores son los más usados en la industria de proceso. Su nomenclatura está dada por el código TEMA (Tubular Exchangers Manufactures Association), la cual considera tres componentes principales: el cabezal de entrada, la envolvente y carcaza y el cabezal de retorno. El tipo de cambiador se designa por tres letras: la primera denota el tipo de cabezal de entrada de los fluidos (A, B, C, y D), la segunda indica el tipo de envolvente (E, F, G, H, J y K) y la tercera letra señala el tipo de cabezal de retorno (L, M, N, P, S, T, y U). Las combinaciones más frecuentes de estos componentes son:

- | | |
|-----------|---|
| AES | estandar. |
| AET | fácil mantenimiento del haz de tubos. |
| AGS | caídas de presión bajas del lado de la envolvente. |
| AGT | proporciona mejor potencial de temperaturas de los fluidos. |
| BKU y BKT | rehervidores del tipo "Kettle". |
| CEN y AEL | espejo fijo para evitar fugas de fluidos de la envolvente. |

En términos generales, los cambiadores de calor de espejos fijos se usan para el enfriamiento de efluentes de reactores, con o sin generación de vapor por el lado de la envolvente. En estos equipos se presenta todo tipo de fenómenos, tales como: transferencia de calor sin cambio de fase, condensación de vapores puros o de mezclas de multicomponentes, vaporización natural o forzada (rehervidores tipo termosifón) y las combinaciones factibles. Sin embargo no se recomienda usar estos tipos para el enfriamiento de fluidos viscosos. En general, estos equipos pueden operar dentro de un rango muy amplio de la temperatura de los fluidos, dependiendo del material de construcción, por ejemplo:

- de -200° hasta 20° F; aleaciones de níquel,
- de 20° hasta 650° F; acero al carbón,
- de 650° hasta 1200° F; aleaciones de cromo molibdeno,
- más de 1200° F; aceros inoxidables.

La selección de los materiales de construcción, obviamente depende de la naturaleza corrosiva y de la erosión que puedan causar los fluidos, tal es el caso de agua fluyendo por el interior de los tubos, donde éstos son de admiralty. El código ASME, sección VIII, división 2, presenta la composición química, la codificación o clave y el esfuerzo permisible, de acuerdo a la temperatura de operación de cada uno de los materiales de construcción de esta clase de equipos, en función de la presentación del material, es decir, si es forja, placas, tubos, etc. Este código, así como el TEMA, son la base para efectuar el diseño mecánico de los cambiadores de calor de haz y envolvente.

3).- Cambiadores de calor enfriados por aire. Este tipo de

cambiadores también conocidos por "Solvaires", consiste en un conjunto de tubos aletados transversalmente, colocados por debajo o encima de uno o varios ventiladores instalados en un "Plenum" para propiciar un flujo --- apreciable de aire atmosférico (medio de enfriamiento) a través del haz de tubos.

4).- Cambiadores de calor compactos o de placas. Estos equipos han sido introducidos en el mercado por licenciadores y fabricantes en fecha reciente (en la década de los setentas) y se caracterizan por imprimir gran turbulencia en los fluidos. Con ello el coeficiente de transferencia de calor es mucho mayor y el área de transferencia necesaria se reduce apreciablemente. Las caídas de presión de los fluidos en estos equipos son moderadas. Su diseño se hará con correlaciones empíricas obtenidas por los licenciadores. Estos equipos tienen algunas limitaciones para su uso; sólo manejan fluidos limpios y a presiones moderadas y los materiales de construcción son costosos (acero inoxidable generalmente). Se usan típicamente en plataformas marinas de explotación de pozos petroleros y en procesos de pasteurización.

5).- Cajas enfriadoras. Estos equipos manejan grandes flujos de fluidos viscosos, siendo a su vez la viscosidad de estos fluidos muy sensible a la temperatura, de tal manera que si se enfrían demasiado, podrían llegar prácticamente a solidificarse en la tubería. Consisten en una serie de serpentines de gran diámetro (de 4 a 8 pulgadas) sumergidos en un gran recipiente rectangular de paredes de concreto o metálicas, que recuerda a una alberca. Se usan básicamente en la industria de refinación de petróleo crudo. Los fluidos al recorrer grandes longitudes de tubería, generalmente en régimen laminar, presentan caídas de presión

tes principales: los tubos, la envolvente, los cabezales de entrada y retorno o salida y las mamparas. De acuerdo con los estandares del TEMA es recomendable que el tamaño y tipo de cambiador se designe mediante números y letras, tal y como se mencionará a continuación. El tamaño de la unidad se designa mediante dos números que indican el diámetro nominal de la undad que corresponde al diámetro interno en pulgadas, redondeado al entero más cercano, y a la longitud nominal expresada en pies que para tubos rectos es la longitud total real y para tubos en U es la longitud recta del extremo del tubo a la tangente del doblaje de los tubos exteriores del haz; por ejemplo 37"x20". También se mencionó el tipo de cambiador que se designa por letras que describen el cabezal estacionario, la envolvente y el cabezal de retorno en el orden mencionado.

Mientras que existe una amplia variedad de aspectos referentes al diseño de estos equipos, el número de componentes básicos es relativamente pequeño. En los párrafos siguientes se hará una breve descripción de cada uno de ellos.

a).- Tubos. Los tubos son los componentes básicos de los intercambiadores, ya que son los que proveen la superficie de transferencia de calor entre los fluidos que van dentro y fuera de ellos. Los tubos metálicos generalmente son sin costura. Los materiales frecuentemente son: - acero al carbón, aceros de baja aleación, aceros inoxidables, cobre, adminalty, cuproniquel, inconel, aluminio, (en varias aleaciones) titanio y algunos otros materiales específicos para aplicaciones especiales como - el grafito. Los tubos pueden ser lisos o aletados, se utilizan estos últimos cuando el fluido por el lado externo tiene un coeficiente substancialmente menor al interno. Los tubos para intercambiadores no deberán

confundirse con tubos de acero u otro tipo de tubería comercial obtenida por extrucción a tamaños normales de tubería de hierro.

Tipos de arreglo y espaciamento (pitch). Los orificios de los espejos no pueden taladrarse muy cerca uno del otro, ya que una franja de demasiado estrecha de metal entre tubos adyacentes debilitaría estructuralmente al espejo. Es por ésto que deberá existir una distancia mínima entre los tubos. El pitch es el espacio de centro a centro de los tubos, - los cuales pueden estar arreglados en pitch triangular, triangular rotado, cuadro y cuadro rotado. El pitch triangular se utiliza generalmente en cambiadores de espejos fijos, cuando no se necesita limpiar el exterior de los tubos, ya sea mecánicamente o manualmente, debido a que este arreglo no permite el acceso mecánico a los tubos por su parte externa. Sin embargo, la limpieza puede efectuarse por medio de solventes químicos. - El pitch cuadrado es recomendado cuando se tiene un fuerte ensuciamiento de fluido y es necesaria la limpieza mecánica o donde la caída de presión permisible por el lado de la envolvente está muy limitada. La longitud de los tubos está dada por la disponibilidad comercial y va en dimensiones desde 8, 10, 16, 20 y 24 pies usualmente, aunque en diseños especiales se llega a longitudes hasta de 40 pies. Otros factores que afectan la longitud de los tubos del equipo, son la disponibilidad de espacio en la planta y la caída de presión permitida.

b1.- *Espejos.* Los espejos son placas circulares de metal que son barrenadas y ranuradas para colocar los tubos y las varillas separadoras, así como el círculo de tornillos y empaques para que embonen en la envolvente. Los tubos son sostenidos en su lugar al ser incertados en orificios practicados a los espejos y posteriormente son expandidos o sol-

dados. Sin embargo, cuando se requiere evitar totalmente el mezclado entre los fluidos debido a fugas en los barrenos del espejo, se puede utilizar espejos dobles con un considerable aumento en el costo.

c1.- *Envolvente y boquillas.* La envolvente es simplemente el recipiente del fluido externo a los tubos y las boquillas son la entrada y salida de él. La envolvente está hecha comúnmente de placas de metal, las cuales son cortadas a las dimensiones requeridas y soldadas longitudinalmente. Las envolventes de diámetro menor a 24 pulgadas se pueden construir de tubería comercial. La redondez de la envolvente es importante para fijar el diámetro máximo de las mamparas y el efecto de la fuga entre la envolvente y la mampara. La boquilla de alimentación con frecuencia cuenta con una mampara de choque colocada inmediatamente bajo la entrada para dispersar el chorro de fluido alimentado a fin de que no golpee y erosione las primeras hileras de tubos del haz. Para colocar la placa de choque y dejar suficiente área de flujo entre la envolvente y la placa y para que el fluido descargue sin una pérdida de presión excesiva será necesario eliminar algunos tubos. De acuerdo con el T.E.M.A., se tienen 6 diferentes tipos de envolventes en los equipos de tubos y envolventes: el tipo "E" de un solo paso, la "F" de dos pasos, la "G" llamada de tipo "Split", la "H" doble split, la "J" de flujo dividido, la "K" llamada de tipo Kettle y la "X" de flujo cruzado. Tomando como base la envolvente tipo "E" podemos decir que la envolvente de dos pasos "F", se utiliza cuando existe cruce de temperaturas y se pretende lograr una contracorriente pura entre los fluidos de tubos y la envolvente, o bien, evitar un valor bajo en el factor de corrección F_t del potencial de temperaturas. La envolvente tipo "G" de flujo split básicamente presenta las cualidades

de la envolvente tipo "F" sólo que su uso principal es la condensación de vapores, también suele usarse en rehervidores tipo termosifón horizontales, la envolvente tipo "H", doble split se utiliza para reducir la caída de presión en condensadores. La alimentación de vapor se divide en dos boquillas de entrada, la envolvente se divide en dos compartimientos separados por un soporte transversal en el centro de la envolvente; el vapor fluye por cada mitad de la envolvente por encima de la mampara longitudinal y regresa por la parte inferior hacia la boquilla de salida prácticamente se unen los dos en una línea. Las mamparas longitudinales distribuyen el flujo a lo largo del tubo. También es común usarse en rehervidores de termosifón horizontales. Un método alternativo para reducir la caída de presión en la envolvente lo da la envolvente tipo "J" de flujo dividido. En esta envolvente, el vapor se puede alimentar en dos boquillas, o si está vaporizando el fluido, se alimenta en forma contraria y se separa por medio de un soporte. La mezcla líquido-vapor fluye de las boquillas superiores a la inferior pasando por las mamparas. Los internos de esta envolvente son más sencillos que los de doble split. La envolvente tipo Kettle se utiliza cuando se requiere generar vapor y por lo tanto hay que mantener un nivel de líquido que se alimenta y dejar todavía espacio por encima de dicho nivel, para que el vapor producido no arrastre las gotas de líquido. Otro tipo de envolvente utilizado es la "X" de tipo flujo cruzado, en la cual hay una serie de boquillas de alimentación y en posición contraria a las de salida.

d1.- Canales y boquillas. Los canales y boquillas sirven para controlar el flujo que entra y sale por los tubos de intercambiador. Generalmente el fluido más corrosivo va por el lado de los tubos, por lo

CAPITULO 33.

"Modelo matemático de un intercambiador de calor".

que los canales y boquillas se hacen de algunas aleaciones compatibles con los espejos y los tubos. Como ya se mencionó, los cabezales de intercambiador son de tres tipos: 1. Espejos fijos; 2. Cabezal U (tubos en U); Cabezales flotantes.

el.- Mamparas. Las mamparas tienen tres funciones: 1) soportar los tubos en la posición apropiada durante su ensamble y operación del equipo; 2) Prevenir la vibración de los tubos causada por remolinos en el flujo, y 3) Guiar al fluido de la envolvente en forma transversal al haz de tubos, aumentando su velocidad y el coeficiente de transferencia de calor. El tipo de mampara más común es la segmentada con corte vertical, horizontal o inclinado; otros tipos son los de dona y disco y los doblemente segmentados. Las mamparas segmentadas son círculos de diámetro ligeramente menor que la envolvente, con un corte segmental que puede variar desde un 10% a un 35% de área de la mampara. El corte de la mampara generalmente es vertical en condensadores, rehervidores, vaporizadores e intercambiadores cuyo servicio se realiza manejando materiales con sólidos en suspensión o fluidos pesados. Con este arreglo, en caso de tener gases condensables, pueden escapar en el tope del equipo. También es importante drenar el líquido que condensa.

Por último, hablaremos de los códigos y normas o estándares de diseño de intercambiadores de calor de haz y envolvente que se utilizan para tal fin, éstos son: T.E.M.A.; A.S.M.E.; A.S.T.M.

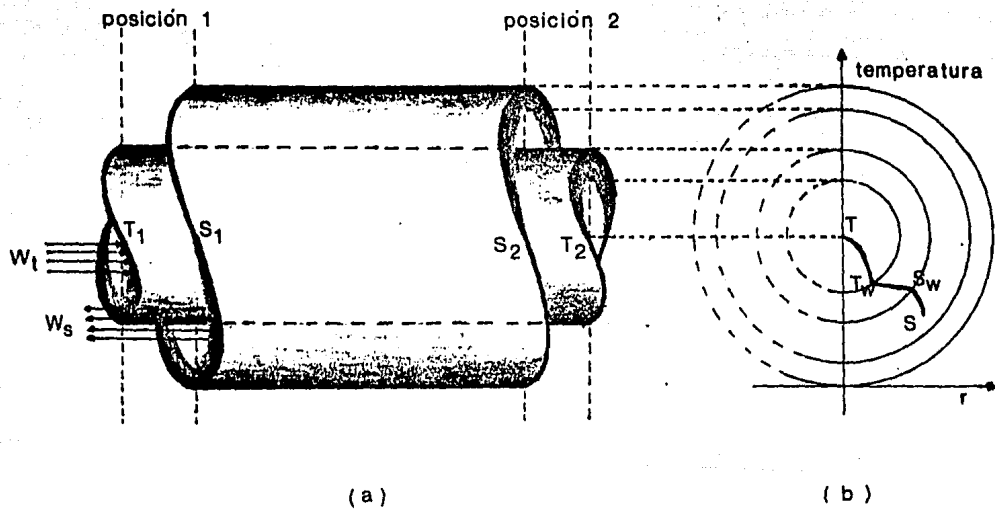


FIGURA 2

En el capítulo anterior se ha hecho una breve revisión de los conceptos y mecanismos involucrados en el fenómeno de la transferencia de calor, mencionando correlaciones útiles al estudio cuantitativo de tales fenómenos, siendo estas correlaciones dependientes de la estructura física del sistema a estudiar.

En este capítulo se estudiarán dos tipos de intercambiadores: - "Doble tubo" y "Coraza y tubos". Se hablará de su forma física, de las correlaciones necesarias para su estudio y se planteará el balance de energía para tal conjunto. En el caso de los intercambiadores de coraza y tubos se estudiará el caso de multipasos en los tubos y de dos pasos en la coraza.

Como ya se había esbozado con anterioridad, el fin que se busca al realizar el balance de energía, es encontrar un modelo matemático que represente el comportamiento térmico del sistema y el objeto del presente trabajo, es llegar a este modelo de una manera más extensiva y general - pero sin recurrir al concepto de temperatura media logarítmica que es -- utilizada en los métodos clásicos, esta tendencia se reflejará en el tratamiento que a continuación se presenta.

Balance de energía en un intercambiador de "Doble tubo".

Este intercambiador consiste en dos tubos concéntricos como se muestra en la figura 2, de manera que el área de transferencia de calor es la que presenta el tubo interior.

Para poder plantear el balance de energía, se debe hacer referencia a la fig. 2, en donde se considera un elemento diferencial del sistema, se puede plantear un balance de calor a lo largo del eje longitudinal del tubo, siendo:

W_s = flujo másico del fluido exterior.

W_t = flujo másico del fluido interior.

C_{ps} = capacidad calorífica del fluido exterior.

C_{pt} = capacidad calorífica del fluido interior.

Considerando tal elemento acotado de la posición 1 a la 2:

$$Q_t = W_t (H_2 - H_1) = W_t (C_{pt} (T_2 - T_1))$$

Siguiendo el mismo procedimiento con el flujo exterior:

$$Q_s = W_s (C_{ps} (S_2 - S_1))$$

De donde, expresando tales balances en forma diferencial, resulta:

$$dQ_t = W_t C_{pt} dT \quad \dots \dots \dots \text{ec. 2.1}$$

$$dQ_s = W_s C_{ps} dS \quad \dots \dots \dots \text{ec. 2.2}$$

Siendo C_{ps} y C_{pt} funciones de las respectivas temperaturas, que varían en cada elemento diferencial.

Independientemente de la dirección del flujo de calor, se puede

hablar de la disposición de temperaturas en este sistema: S es la temperatura a la cual se encuentra el fluido exterior, S_w es la temperatura de la pared exterior del tubo interior, T_w es la temperatura de la pared interior del tubo interior y T es la temperatura del fluido interior.

Dado un perfil de temperaturas radial o transversal como el que muestra la figura 2(b), se puede observar las distintas resistencias que se le presentan al flujo de calor. Siendo un proceso de transferencia en serie, una será, la que presenta el fluido exterior, vía un mecanismo de convección, el flujo de calor a través de esta fase, se puede expresar como:

$$Q_1 = h_o A_o (S - S_w) \dots\dots\dots \text{ec. 2.3}$$

donde h_o es el coeficiente de transferencia de calor relativo al sistema (Doble tubo); el cual puede ser evaluado mediante alguna correlación, - tal como:

$$h_o = 0.027 (k/De)(DG/u)^{0.8} (c/k^{1/3} (u/w))^{0.14}$$

donde De es el diámetro equivalente propio del anulo de flujo exterior.

Otra resistencia será la que se oponga al flujo de calor a través de la pared del tubo interior vía un mecanismo de conducción como se puede apreciar en la fig. 2(b), se consideran dos temperaturas de pared, una externa S_w y una interna T_w , de tal forma que el flujo de calor en esta etapa es:

$$Q_2 = 2hm/D_o \ln D_i/D_o (S_w - T_w) \dots\dots\dots \text{ec. 2.4}$$

donde hm es la conductividad térmica del metal evaluada a la temperatura

media $(S_w + T_w) / 2$ y el término $2/Do \ln Di/Do$, es el resultado de integrar el espesor a lo largo de la trayectoria del flujo de calor en el sistema (tubos concéntricos).

La tercera resistencia, se opone al flujo de calor a través del fluido interior, desde una temperatura T_w en la pared interior del tubo interior hasta una temperatura T en el seno del fluido interior, esto según un mecanismo de convección, por lo que el flujo de calor será:

$$Q_3 = h_i A_i (T_w - T) \dots \dots \dots \text{ ec. 2.5}$$

Si el proceso es a régimen estacionario, implique que no habrá acumulación de calor en ningún paso, esto se debe a que los tres pasos se llevan a cabo con la misma rapidez, esto es, $Q_1 = Q_2 = Q_3$; considerando lo anterior:

paso 1 $Q_1 = \text{potencial 1} / \text{resistencia 1}$

$$Q_1 = (S - S_w) / (1 / (A_o h_o))$$

paso 2 $Q_2 = \text{potencial 2} / \text{resistencia 2}$

$$Q_2 = (S_w - T_w) / (Do / (2 h_m \ln Do / Di))$$

paso 3 $Q_3 = \text{potencial 3} / \text{resistencia 3}$

$$Q_3 = (T_w - T) / (1 / (A_i h_i))$$

de donde:

$$\text{potencial 1} = S - S_w = Q_1 (\text{resistencia 1})$$

$$\text{potencial 2} = S_w - T_w = Q_2 (\text{resistencia 2})$$

$$\text{potencial 3} = T_w - T = Q_3 (\text{resistencia 3})$$

sumando las anteriores ecuaciones y considerando $Q = Q_1 = Q_2 = Q_3$ y que las resistencias 1, 2 y 3 son resistencias en serie:

27.

$$\text{potencial total} = S-T = Q (\text{resistencia total})$$

y por lo tanto :

$$Q = (S-T) / (1/A_{oho} + D_o / (2km \ln D_o/D_i) + 1/A_{ohto}) \dots \text{ec. 2.6}$$

o bien:

$$q' = (S-T) / A_{oLo}$$

donde:

$$Q = q/A_o \text{ y } U_o = 1/ \text{resistencia total.}$$

Estimación de temperaturas de pared (S_w y T_w).

Para poder evaluar los coeficientes de transferencia de calor y la conductividad térmica, se requiere conocer S_w y T_w .

Mediante el uso de la equivalencia $Q=Q_1=Q_2=Q_3$, se obtiene a --
partir de las ec. 2.3 y 2.6:

$$\frac{S-S_w}{1/A_{oho}} = \frac{S-T}{1/A_{oho} + D_o / (2km \ln D_o/D_i) + 1/A_{ohto}}$$

$$S_w = S - \frac{(S-T)}{A_{oho} (1/A_{oho} + D_o / (2km \ln D_o/D_i) + 1/A_{ohto})} \dots \text{ec. 2.7}$$

$$\frac{S_w - T_w}{D_o / (2km \ln D_o/D_i)} = \frac{S-T}{1/A_{oho} + D_o / (2km \ln D_o/D_i) + 1/A_{ohto}}$$

$$T_w = S_w - \frac{(S-T)}{(2km/D_o) \ln D_i/D_o (1/A_{oho} + D_o / (2km \ln D_o/D_i) + 1/A_{ohto})}$$

..... ec. 2.8

Como se puede apreciar el sistema formado por las ecuaciones 2.7 y 2.8, no se puede resolver analíticamente, ya que tanto h_o como h_i

y h_m dependen de ambas temperaturas, por lo cual se tendrá que recurrir a una solución por iteraciones simultáneas de ambas temperaturas.

Modelo del intercambiador de calor "Doble tubo".

Del balance de calor sensible:

$$dQ/dS = W_s C_{ps} \dots\dots\dots \text{ec. 2.9}$$

$$dQ/dT = W_t C_{pt} \dots\dots\dots \text{ec. 2.10}$$

del balance de intercambio térmico entre los fluidos:

$$dQ/dA = U (S - T) \dots\dots\dots \text{ec. 2.11}$$

Condiciones iniciales y a la frontera para encontrar la solución

del modelo: Haciendo referencia a la fig. 2, tenemos:

	S	T	A
C. inicial	ENE	ENI	0
C. de frontera	SAE	SAI	A

donde:

ENE = temperatura de entrada del fluido exterior.

ENI = temperatura de entrada del fluido interior.

SAE = temperatura de salida del fluido exterior.

SAI = temperatura de salida del fluido interior.

A = área total de transferencia.

Independientemente de la forma en que se resuelvan estas ecuaciones, nos remitirán el perfil de temperaturas (S y T), así como el área requerida al integrar el sistema, vale la pena resaltar que en la ec. 2.11, el término " U " (El recíproco de la resistencia total) no es constante, ya que depende de S y T , y por lo tanto de S_w y T_w , no obstan

te, el sistema está completamente definido por estas tres ecuaciones.

Balace de energía en un intercambiador "Coraza y tubos".

Intercambiador 1-N; un paso en la coraza, N pasos en los tubos, este tipo de intercambiador puede apreciarse en la fig. 3, y consiste en una carcaza que contiene un haz de tubos, los cuales pueden agruparse en diversos pasos. (El intercambiador mostrado en la fig. 3 es un intercambiador 1-1).

Antes de comenzar el análisis de estos intercambiadores, se harán algunas consideraciones fundamentales:

- 1.- El mezclado en el fluido exterior a los tubos es perfecto.
- 2.- El fluido en los tubos está proporcionalmente distribuido para todos los pasos.
- 3.- El efecto debido a los remolinos producidos por la presencia de los deflectores es despreciable. Efecto "Eddic".

Como ya se mencionó, este sistema consta de dos tipos de flujo: uno en el interior de los tubos, y otro en el exterior de la carcaza (exterior de los tubos), el primer caso, flujo en el interior de cada tubo, es análogo al caso del intercambiador de doble tubo en lo que respecta al tubo interior, es decir, el diámetro usado en las correlaciones del factor de transferencia de calor corresponderá al diámetro externo de los tubos, y el flujo corresponderá al propio de cada tubo, el segundo flujo, el exterior a los tubos, debido a que su geometría es más compleja, requerirá de una correlación distinta para poder evaluar su factor de transferencia de calor correspondiente, tal como:

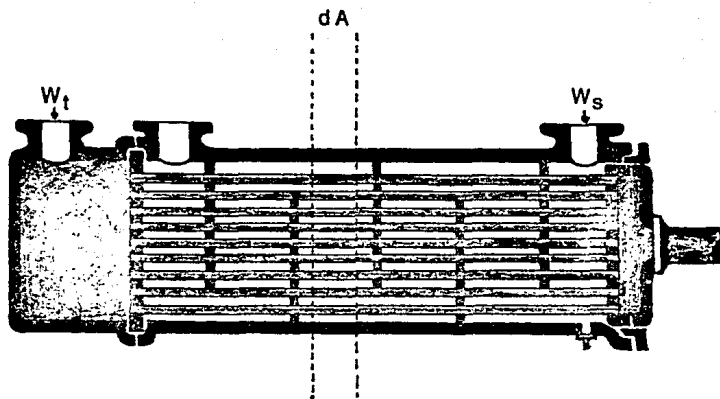


FIGURA 3

$$h_0 = 0.36(k/De)(DeG_s/\mu)^{0.55}(c/k)^{1/3}(\mu/w)^{0.14}$$

NOTA: No es objeto de este trabajo profundizar en este t6pico, no obstante, se puede encontrar al final del presente capitulo una recopilaci6n de distintas correlaciones sobre el factor de transferencia de calor o bien referirse a la bibliograf1a presentada.

En base a las consideraciones anteriores, se puede formular el siguiente conjunto de ecuaciones. Refiri6rase a la fig. 3. (n = no. de pasos en los tubos):

$$dQ_1/dA = U_1 (S - T_1) \quad dQ_1/dT_1 = Wt_1 C_{pt1}$$

$$dQ_2/dA = U_2 (S - T_2) \quad dQ_2/dT_2 = Wt_2 C_{pt2}$$

$$dQ_3/dA = U_3 (S - T_3) \quad dQ_3/dT_3 = Wt_3 C_{pt3}$$

.

.

.

$$dQ_n/dA = U_n (S - T_n) \quad dQ_n/dT_n = Wt_n C_{ptn}$$

Adem6s:

$$dQ = \sum dQ_i$$

$$dQ/dS = W_s C_{ps}$$

Combinando las ecuaciones anteriores se llega al siguiente sistema:

$$dS/dA = \sum U_i (S - T_i) / W_s C_{ps} \quad \dots \quad \text{ec. 2.12}$$

$$dT_1/dA = U_1 (S - T_1) / Wt_1 C_{pt1} \quad \dots \quad \text{ec. 2.13}$$

$$dT_i/dA = U_i (S - T_i) / W_i C_{pi} \dots\dots\dots \text{ec. 2.14}$$

.

.

$$dT_n/dA = U_n (S - T_n) / W_n C_{pn} \dots\dots\dots \text{ec. 2.15}$$

Este último sistema de ecuaciones constará de $n-1$ ecuaciones - diferenciales, así como de $n-2$ variables explícitas, por lo que se dispone de un grado de libertad para resolver el sistema.

Cabe hacer mención de que el presente formato de las ecuaciones sigue la idea original del tratamiento dado al sistema "Intercambiador - de doble tubo", con ésto se pretende lograr un método sistemático y coherente partiendo de un modelo simple.

En la solución del sistema de ecuaciones 2.12/2.15, existe la dificultad de que la variable independiente "A" (área), es una variable - no acotada, por lo cual se presenta cierta incertidumbre en los puntos de frontera y ésto ocasiona inestabilidad en el método, por lo anterior, es de particular utilidad presentar dicho sistema en el siguiente formato:

$$\frac{dA}{dS} = \frac{W_S C_{ps}}{\sum U_i (S - T_i)} \dots\dots\dots \text{ec. 2.16}$$

$$\frac{dT_i}{dS} = \frac{\frac{(-1)^{i-1} U_i (S - T_i)}{W_i C_{pi}}}{\sum U_i (S - T_i)} \dots\dots\dots \text{ec. 2.17}$$

$$\frac{dT_i}{dS} = \frac{\sum U_i (S - T_i)}{W_S C_{ps}}$$

En donde la variable independiente "S", es una variable acota-

da en cualquier caso y el orden de magnitud de la misma es más regular y uniforme que para el caso de la variable "A".

Intercambiador 2-N, un intercambiador de dos pasos en la coraza puede ser representado por dos intercambiadores de un paso en la coraza - dispuestos en serie, por lo que las ecuaciones para este sistema son idénticas a las ya presentadas para representar el modelo del "Intercambiador de coraza y tubos 1-N".

Algunas correlaciones para estimar el coeficiente de transferencia de calor, se presentan a continuación:

Dentro de los tubos.

1.- Líquido sin cambio de fase, $N_{Re} > 10\ 000$

$$h = 0.023 (CG) (N_{Re})^{-0.2} (N_{Pr})^{-2/3}$$

2.- Gas sin cambio de fase, $N_{Re} > 10\ 000$

$$h = 0.0144 G^{0.8} (Di)^{-0.2} C_p$$

3.- Gas sin cambio de fase, $2\ 100 < N_{Re} < 10\ 000$

$$h = 0.0059 (N_{Re})^{2/3} - 125 (1 + (D/L)^{2/3}) (C_p/Di) (\mu_l/\mu_b)^{-0.14}$$

4.- Líquido sin cambio de fase, $2\ 100 < N_{Re} < 10\ 000$

$$h = 0.116 (CG) (N_{Re})^{2/3} - 125 (1 + (D/L)^{2/3}) \frac{N_{Pr}^{-2/3}}{N_{Re}} (\mu_l/\mu_b)^{-0.14}$$

CAPITULO III

*"Desarrollo de una estructura computacional
para la resolución de los modelos
de intercambiadores de calor"*

5.- Líquido sin cambio de fase, $N_{Re} < 2100$

$$h = 1.86 (cG) N_{Re}^{-2/3} N_{Pr}^{-2/3} (L/Di)^{-1/3} (\mu_f/\mu_b)^{-0.14}$$

Fuera de los tubos.

6.- Líquido sin cambio de fase, flujo cruzado.

$$h = 0.33 (cG) N_{Re}^{-0.4} N_{Pr}^{-2/3} (0.6)$$

7.- Gas sin cambio de fase, flujo cruzado.

$$h = 0.11 G^{0.6} D^{-0.4} C_p (0.6)$$

8.- Gas sin cambio de fase, flujo paralelo

$$h = 0.0144 G^{0.8} D^{-0.2} C_p (1.3)$$

9.- Líquido sin cambio de fase, flujo paralelo.

$$h = 0.023 (cG) N_{Re}^{-0.2} N_{Pr}^{-2/3} (1.3)$$

Más información sobre éstos u otros coeficientes, se puede --
hallar en la bibliografía.

En el capítulo anterior se ha logrado llegar a plantear el modelo matemático que representa el comportamiento térmico de un intercambiador de calor, siendo en este caso un sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias de primer grado, corresponderá a este capítulo el desarrollo de una estructura computacional, que en base al modelo anteriormente encontrado, sirva para el estudio de un intercambiador de calor.

El presente trabajo considera tres posibles casos o aplicaciones que son:

1).- *Diseño*: esta aplicación consiste en encontrar el área de transferencia necesaria para un determinado servicio, pudiendo ser un área mínima (Un diseño exacto o bien un intercambiador experimental de laboratorio no comercial), o bien un área ajustada a las longitudes comerciales de tubos.

2).- *Perfiles*: esta aplicación consiste en encontrar el perfil de temperaturas correspondiente a un intercambiador ya construido con anterioridad y tal vez requerido para otro servicio, ésto es, que se conocen las temperaturas de entrada y la aplicación nos remite las temperaturas de salida, que se pueden alcanzar con tal intercambiador, en resumen esta aplicación verifica si tal intercambiador puede ser usado para otro servicio distinto para el que fué construido y nos remite el perfil de temperaturas con el que trabajaría.

3).- *RDT*: esta aplicación consiste en encontrar el factor de ensuciamiento o incrustación total de que se puede disponer en un intercambiador ya construido y el cual deberá cumplir con un conjunto de espe

cificaciones de entrada y salida de temperaturas, esta aplicación también nos da un criterio para decidir si tal intercambiador puede cumplir con tales requerimientos.

Por otra parte el proceso de integración es un conjunto de etapas, que junto con lo anterior, configuran una estructura de trabajo como se muestra en la fig. 4, como se puede observar en esta figura es lógico pensar en dos subestructuras en paralelo, una para la integración como tal y otra para las posibles aplicaciones, también se puede observar que existirá varias retroalimentaciones (iteraciones) que requerirán de un método de convergencia (ajuste por mínimos cuadrados, búsqueda de raíces, etc.) y de un método de integración para el sistema de ecuaciones diferenciales, ya que tratándose de un modelo físico tendrá que ser resuelto por métodos numéricos de integración debido a la complicación que presentan tales modelos. Por lo anterior y por la importancia que revisten, cabe en este punto hacer una pausa en el desarrollo de las estructuras, para revisar - estos métodos que más adelante serán requeridos.

APLICACIONES

INTEGRACION

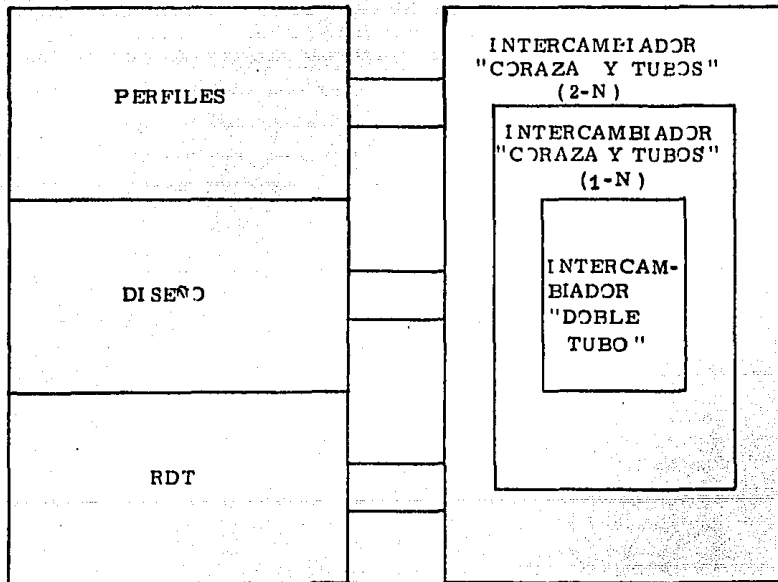


FIGURA 4

Método de integración.

Según se ha encontrado en las referencias bibliográficas, un -- buen método de resolución de sistemas de ecuaciones diferenciales ordinarias es el llamado método de "Runge-Kutta de 4° orden", que a continuación se describe.

El método de Runge-Kutta no requiere la predeterminación de ningún conjunto de valores iniciales y por ello es totalmente completo e independiente, en segundo lugar no es necesario que los valores de "x" - (variable independiente) que intervienen en la determinación de la solución se encuentren espaciados a intervalos iguales, de aquí que a lo largo del proceso pueda variarse el intervalo entre valores sucesivos de --- "x", según sea el grado de exactitud requerido o el tiempo de que se -- disponga.

El método de Runge-Kutta se puede considerar como una generalización del siguiente procedimiento, dada la ecuación diferencial de primer orden:

$$\frac{dy}{dx} = f(x, y)$$

y las condiciones iniciales de $y=y_0$ para $x=x_0$, se puede obtener un valor de y , por ejemplo; $y_1=y_0+\Delta y$, correspondiente a $x_1=x_0+\Delta x$, tomando para Δy el valor dado por la expresión normal de la diferencial,

$$\Delta y = \frac{dy}{dx} \Big|_{x_0, y_0} \cdot (\Delta x) = f(x_0, y_0) \Delta x \dots \dots \dots \text{ec. 3.1}$$

conocido este valor de Δy , se determina un valor aproximado de y_1 , dado

por la expresión,

$$y_1 = y_0 + \left. \frac{dy}{dx} \right|_{x_0, y_0} (\Delta x) = y_0 + f(x_0, y_0) \Delta x \dots \text{ec. 3.2}$$

repetiéndose el mismo procedimiento para obtener y_2, y_3, \dots , se puede determinar el valor de dy/dx en el punto (x_1, y_1) y después emplear en la ec.

3.2. el valor medio,

$$\frac{1}{2} \left[\left. \frac{dy}{dx} \right|_{x_0, y_0} + \left. \frac{dy}{dx} \right|_{x_1, y_1} \right] \text{ en vez de } \left. \frac{dy}{dx} \right|_{x_0, y_0}$$

para obtener un valor de y_1 , lógicamente más exacto, dado por:

$$y_1 = y_0 + \frac{1}{2} \left[\left. \frac{dy}{dx} \right|_{x_0, y_0} + \left. \frac{dy}{dx} \right|_{x_1, y_1} \right] \Delta x = y_0 + \frac{f(x_0, y_0) + f(x_1, y_1)}{2} \Delta x$$

..... ec. 3.3

antes de emprender la determinación de y_2 , para determinar un valor más aproximado de y_1 , también se puede calcular el valor de dy/dx en el punto,

$$\left(x_0 + \frac{\Delta x}{2}, y_0 + \frac{\Delta y}{2} \right)$$

y utilizarlo en la ec. 3.2 en vez de la derivada en (x_0, y_0) , obteniéndose,

$$y_1 = y_0 + \left. \frac{dy}{dx} \right|_{x_0 + \Delta x/2, y_0 + \Delta y/2} (\Delta x)$$

$$y_1 = y_0 + f\left(x_0 + \frac{\Delta x}{2}, y_0 + \frac{\Delta y}{2}\right) \Delta x \dots \text{ec. 3.4}$$

El procedimiento basado en la ec. 3.2 se conoce como método de "Euler"; el fundado en la ec. 3.3 se denomina método de "Euler modificado", y finalmente, el que se basa en la ec. 3.4 recibe el nombre de método de "Runge-Kutta", en éste se calculan tres o cuatro valores aproximados de Δy y después se toma como valor final de Δy para la determinación de y_1 , una combinación lineal de todos éstos, concretamente en la aproximación de tercer orden de Kutta:

$$\Delta y = k_1 = f(x_0, y_0) \Delta x = f(x_0, y_0) h.$$

$$\Delta 2y = k_2 = f(x_0 + p\Delta x, y_0 + p\Delta y) \Delta x = f(x_0 + ph, y_0 + pk_1) h.$$

$$\begin{aligned} \Delta 3y = k_3 &= f(x_0 + q\Delta x, y_0 + r\Delta 2y + (q-r)\Delta y) \Delta x. \\ &= f(x_0 + qh, y_0 + r\Delta 2y + (q-r)k_1) h. \end{aligned}$$

$$\Delta y = ak_1 + bk_2 + ck_3.$$

siendo a, b, c, p, q, r , constantes a determinar, de modo que nos proporcionen la mayor exactitud posible de Δy , para esto tenemos primero que desarrollar en serie k_1, k_2, k_3 , y luego Δy en función de las potencias de $\Delta x + h$, utilizando el procedimiento de derivación de las funciones implícitas para hallar las derivadas necesarias. Utilizando subíndices - para designar las derivas parciales de f , en el origen, es decir:

$$f_0 = f(x_0, y_0), \quad f_1 = \left. \frac{\partial f(x, y)}{\partial x} \right|_{x_0, y_0}, \quad f_2 = \left. \frac{\partial f(x, y)}{\partial y} \right|_{x_0, y_0}.$$

$$f_{11} = \left. \frac{\partial^2 f(x, y)}{\partial x^2} \right|_{x_0, y_0}, \quad \dots \dots \dots$$

y empleando la notación de dk_i/dh y d^2k_i/dh^2 como abreviatura de ---

$$\left. \frac{dk_i}{dh} \right|_{h=0} \quad \text{y de} \quad \left. \frac{d^2k_i}{dh^2} \right|_{h=0}, \quad \text{sustituyendo estos valores llegamos a:}$$

$$\Delta y = (a+b+c)f_0 h + (bp+cq) (bp+cq) (f_1+f_2 f_0) h^2 +$$

$$\frac{(bp^2+cq^2)}{2} (f_1 f_1 - 2f_1 f_2 f_0 + f_2 f_2 f_0^2) + cpaf_2 (f_1+f_2 f_0) h^3 + \dots$$

haciendo la equivalencia entre esta ecuación y el desarrollo en serie, según la precisión deseada, es posible encontrar los valores de las constantes, siendo un sistema con dos grados de libertad, lo que se encuentra es una familia de soluciones.

Para el caso del método de Runge-Kutta de 4° orden, el procedimiento es completamente similar y la solución nos proporciona diversos - sistemas particularmente útiles:

$$\Delta y = 1/6 (k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4)$$

$$\Delta y = 1/8 (k_1 + 3k_2 + 3k_3 + k_4)$$

$$\Delta y = 1/6 (k_1 + 2(1-1/\sqrt{2})k_2 + 2(1+1/\sqrt{2})k_3 + k_4)$$

de los cuales el más usado es el primero, que en forma explícita es:

$$k_1 = f(x_i, y_i)$$

$$k_2 = f(x_i + h/2, y_i + hk_1/2)$$

$$k_3 = f(x_i + h/2, y_i + hk_2/2)$$

$$k_4 = f(x_i + h, y_i + hk_3)$$

$$y_{i+1} = y_i + h/6 (k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4)$$

el cual puede ser generalizado para N ecuaciones diferenciales con N - condiciones iniciales:

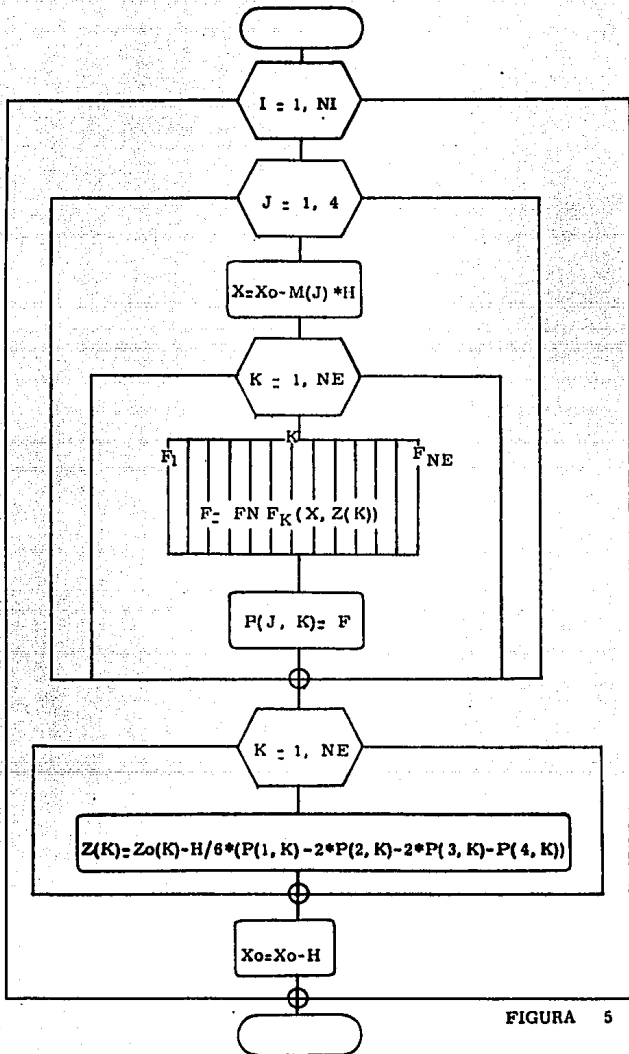


FIGURA 5

$$\begin{aligned} \frac{dy_1}{dx} &= f_1(x, y_1, y_1, \dots, y_n) & y_1(x_0) &= y_{1,0} \\ \frac{dy_2}{dx} &= f_2(x, y_1, y_1, \dots, y_n) & y_2(x_0) &= y_{2,0} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &\cdot \\ &\cdot \\ &\cdot \end{aligned}$$

$$\frac{dy_n}{dx} = f_n(x, y_1, y_2, \dots, y_n) \quad y_n(x_0) = y_{n,0}$$

$$k_1^1 = f_1(x_i, y_{1i}, y_{2i}, \dots, y_{ni})$$

$$\begin{aligned} &\cdot \\ &\cdot \\ &\cdot \end{aligned}$$

$$k_1^n = f_n(x_i, y_{1i}, y_{2i}, \dots, y_{ni})$$

$$k_2^1 = f_1(x_i + h/2, y_{1i} + hk_1^1/2, y_{2i} + hk_2^1/2, \dots, y_{ni} + hk_1^n/2)$$

$$\begin{aligned} &\cdot \\ &\cdot \end{aligned}$$

$$k_2^n = f_n(x_i + h/2, y_{1i} + hk_1^1/2, y_{2i} + hk_2^1/2, \dots, y_{ni} + hk_1^n/2)$$

$$\begin{aligned} &\cdot \\ &\cdot \\ &\cdot \end{aligned}$$

$$y_{i+1}^1 = y_i^1 + h/6(k_1^1 + 2k_2^1 + 2k_3^1 + k_4^1)$$

$$\begin{aligned} &\cdot \\ &\cdot \end{aligned}$$

$$y_{i+1}^n = y_i^n + h/6(k_1^n + 2k_2^n + 2k_3^n + k_4^n)$$

El principal esfuerzo computacional al aplicar los métodos de Runge-Kutta, es la evaluación de f , en los métodos de segundo orden el error de truncamiento local es $O(h^2)$, pero el costo es dos evaluaciones funcionales por paso, el método de Runge-Kutta de orden cuatro, requiere cuatro evaluaciones funcionales por paso, pero el error de truncamiento local es $O(h^4)$. En base a un estudio encontrado en la bibliografía, son preferibles los métodos de orden menor a 5 con un tamaño de paso más pequeño, a los métodos de orden mayor usando un paso más grande. Por su naturaleza misma, el método de Runge-Kutta, el cual requiere de cuatro evaluaciones por paso, proporciona respuestas más exactas que el método de Euler con un tamaño de red de una cuarta parte (donde se entiende por tamaño de red a la diferencia entre puntos consecutivos de la red de valores), así mismo, también es superior a un método de segundo orden con un tamaño de red de $1/2h$.

Debido a esta superioridad, el método de Runge-Kutta de 4° orden permite aumentar el tamaño de red con su consecuente ganancia en tiempo y esfuerzo sin decremento apreciable en la exactitud del cálculo.

La fig. 5 muestra el diagrama de flujo del método de Runge-Kutta de 4° orden generalizado para N ecuaciones diferenciales ordinarias de 1er. grado.

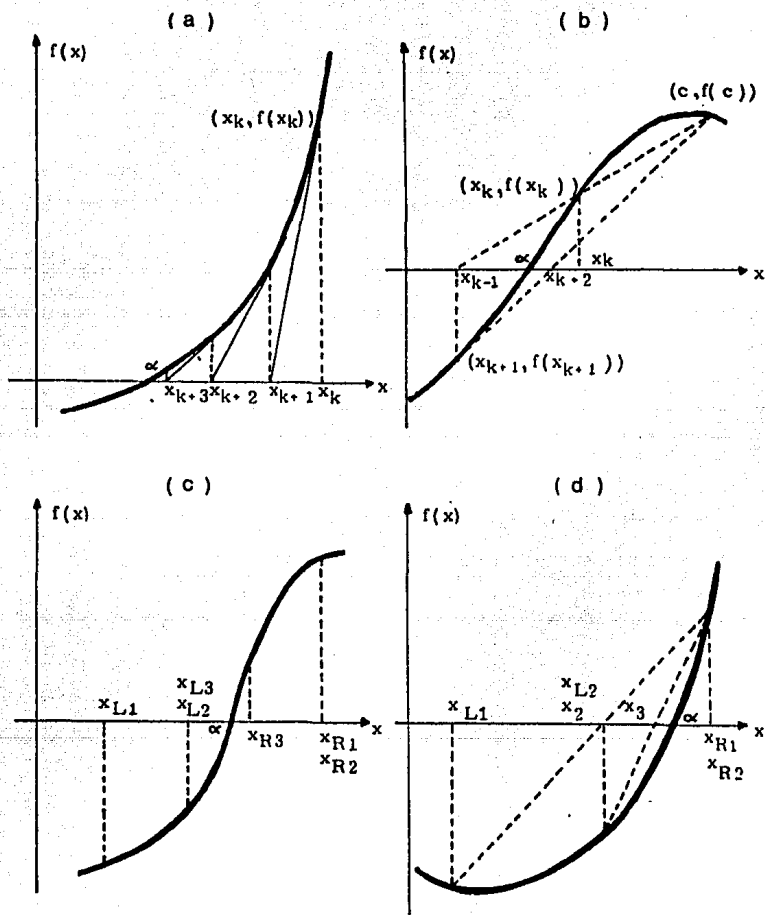


FIGURA 6

Métodos para búsqueda de raíces.

Un método para encontrar raíces es el llamado "Regula-Falsi", - que a continuación se describe:

El método base es el de "Newton";

$$X_{k+1} = X_k - f(X_k)/f'(X_k)$$

cuya interpretación gráfica se muestra en la fig. 6 a, pudiéndose dibujar una tangente a la curva $y=f(X)$ en el punto $(X_k, f(X_k))$, esta tangente se encuentra con el eje "X" en el punto $(X_{k+1}, 0)$, si entonces la curva cruza el eje "X" en el punto $(\alpha, 0)$ y se encuentra lo suficientemente cerca de $(X_k, f(X_k))$ como para que ambos puntos estén contenidos en una concavidad, puede observarse que para algunas iteraciones el valor de X_{k+1} estará sumamente cercano a α .

En base al método anterior se puede plantear otro método llamado de "Posición falsa", remitiéndose a la fig. 6b, puede ser construido - como sigue: siendo $(c, f(c))$ un punto contenido en la curva $y=f(X)$, dibujar una recta a través de este punto y el punto $(X_k, f(X_k))$, esta recta -- intersectará al eje "X" en el punto $(X_{k+1}, 0)$, de donde:

$$X_{k+1} = \frac{cf(X_k) - X_k f(c)}{f(X_k) - f(c)}$$

este nuevo punto es una mejor aproximación al valor de α , este método -- puede justificarse por una sucesiva sustitución, hasta que $f(X_k)=0$ y por lo tanto $X_{k+1} = X_k$.

Otra técnica de fácil explicación gráfica, es la ilustrada en

6c, este método nos da una raíz si conocemos los valores X_{L1} y X_{K1} así como $f(X_{L1})$ y $f(X_{K1})$ y son de signo opuesto, para funciones continuas, el valor $f((X_{L1} + X_{K1})/2)$, es un valor de la función en un punto medio, pudiendo ser cero o tener el signo de $f(X_{L1})$ o de $f(X_{K1})$, si el valor no es cero, un nuevo par de puntos X_{L2} y X_{K2} pueden ser encontrados a partir de los tres números X_{L1} , X_{K1} y $(X_{L1} + X_{K1})/2$, de tal forma que $f(X_{L2})$ y $f(X_{K2})$ sean de signo opuesto mientras:

$$\left| X_{L2} - X_{K2} \right| = \frac{1}{2} \left| X_{L1} - X_{K1} \right|$$

continuando de esta manera, tendremos siempre un punto en el intervalo --

$\left[X_{Li}, X_{Ki} \right]$ para el cual $f(x) = 0$, debido a que en cada paso el intervalo es reducido a la mitad, este método es llamado de "Medio intervalo".

Una técnica que en cierta forma combina los dos procedimientos anteriores y es una interpolación lineal inversa es la llamada de "Regula-Falsi", refiriéndose a la fig. 6d, hacer X_{L1} y X_{K1} números de tal forma que $f(X_{L1})$ y $f(X_{K1})$ sean de signo opuesto, siendo X_2 la abscisa en el punto de intersección con el eje "X" y la recta que une los puntos $(X_{L1}, f(X_{L1}))$, $(X_{K1}, f(X_{K1}))$; de tal forma que:

$$X_2 = \frac{X_{L1}f(X_{K1}) - X_{K1}f(X_{L1})}{f(X_{K1}) - f(X_{L1})}$$

Si $f(X_2) = 0$, el proceso termina con un valor de cero para $f(x)$, si $f(X_2)$ tiene el mismo signo que $f(X_{K1})$, hacer $X_{L2} = X_{L1}$ y $X_{K2} = X_2$. Si $f(X_2)$ tiene el mismo signo que $f(X_{L1})$, hacer $X_{L2} = X_2$ y $X_{K2} = X_{K1}$, el proceso continúa para crear la secuencia de pares (X_{Li}, X_{Ki}) .

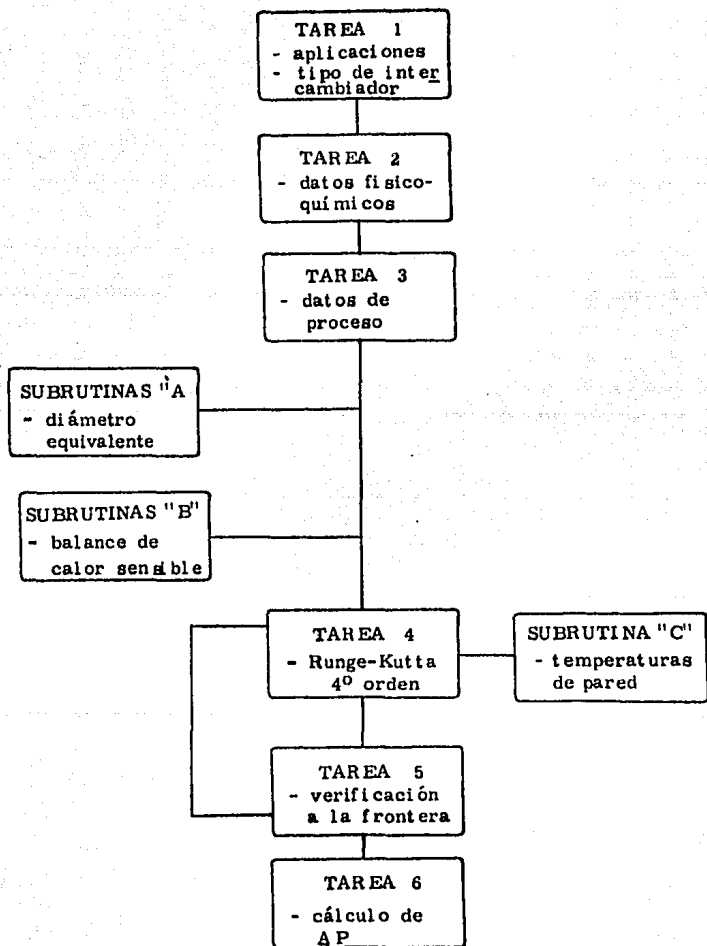


FIGURA 7

Una vez ya revisados los métodos matemáticos requeridos, se procederá a continuar el desarrollo del sistema computacional para el estudio de un intercambiador de calor.

Refiérase a la fig. 4, como se puede apreciar el sistema consiste en dos subestructuras, la primera "Aplicaciones", será la encargada de manipular el paquete o subestructura "Integración" para realizar las distintas tareas según la aplicación en cuestión, por lo que tendrá que ser un programa más externo, donde existirán las funciones entrada-salida más importantes. Por otra parte el programa "Integración", como se puede observar en la misma figura, consiste en tres programas anidados, siendo el correspondiente al intercambiador de "Doble tubo" un caso particular del intercambiador de "Haz y envolvente (1-N)" y éste a su vez un caso particular del intercambiador de "Haz y envolvente (2-N)". Este paquete "Integración" es el responsable del mayor volumen de cálculos, siempre supeditados a las condiciones que se establezcan en el programa exterior.

Como se puede apreciar en la fig. 7 el paquete "Integración" - consiste en una secuencia de tareas y subrutinas que a continuación se -- explican:

Tarea 1: es la zona de alimentación de: el tipo de intercambiador, el tipo de aplicación y el valor de las caídas de presión permitidas en el sistema. Siendo tres tipos de intercambiadores y tres tipos de aplicaciones, existen 9 posibilidades de cálculo. Al final de cada cálculo de aplicación siempre se remite nuevamente a esta tarea.

Tarea 2: Datos fisicoquímicos, es la zona de alimentación de las distintas propiedades fisicoquímicas (conductividad térmica, capaci-

dad calorífica, viscosidad y densidad) de los fluidos interno y externo, así como del metal (en el caso de la conductividad). En esta tarea se propone un modelo polinomial de la propiedad en función de la temperatura, esto proporciona una cierta versatilidad en dicho modelo, ya que podrá utilizarse un valor puntual o bien lineal, cuadrático o cúbico. Esta tarea tiene acoplada una subrutina, que nos remite los valores alimentados cuando se desea hacer uso de otro aplicación posteriormente, evitando una realimentación y permitiendo alguna corrección.

Tarea 3: Datos de proceso, es la zona de alimentación de los distintos parámetros geométricos (diámetros, espaciamiento entre baffles, tipo de arreglo, número de pasos, pitch, número de tubos), así como del factor de ensuciamiento y las temperaturas de entrada y salida para ambos fluidos. Esta tarea también tiene una subrutina acoplada que remite los distintos valores alimentados para su posible corrección o bien para volver a utilizarlos.

Tarea 4: Runge-Kutta, en esta tarea se verifica el cálculo de todos los valores y parámetros necesarios para integrar el sistema de ecuaciones diferenciales y nos remitirá el perfil de temperaturas correspondiente a las condiciones iniciales. Esta tarea trabaja simultáneamente con la subrutina "C", que le proporciona las temperaturas de pared en cada punto.

Tarea 5: Verificación de condiciones a la frontera, si después de realizar la tarea 4, las condiciones a la frontera no son satisfactorias, entonces se realiza una corrección sobre las condiciones iniciales y el proceso retorna a la tarea 4, las condiciones a la frontera se explican a continuación.

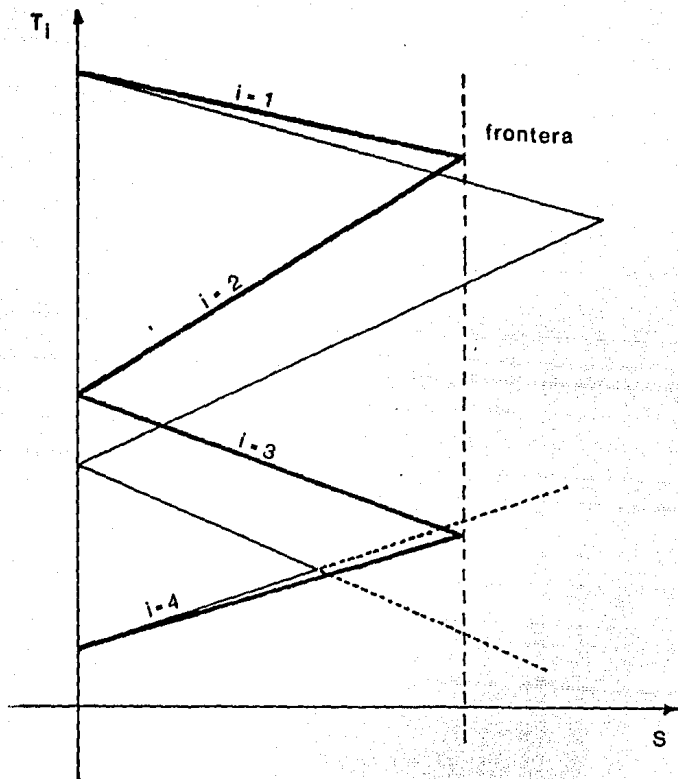


FIGURA 8

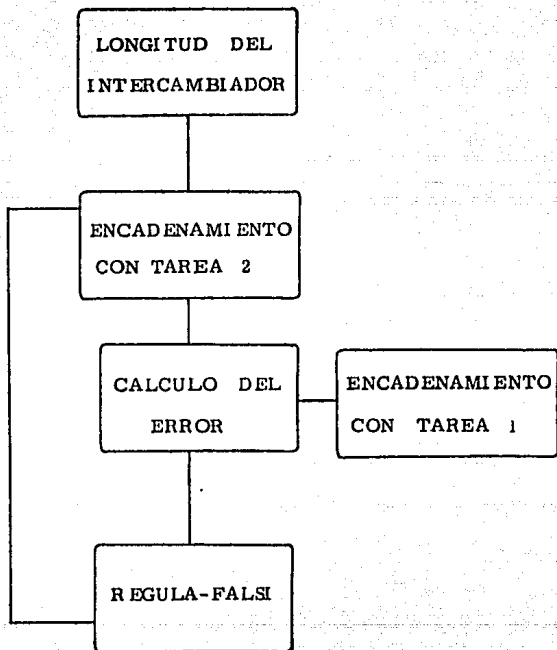


FIGURA 9

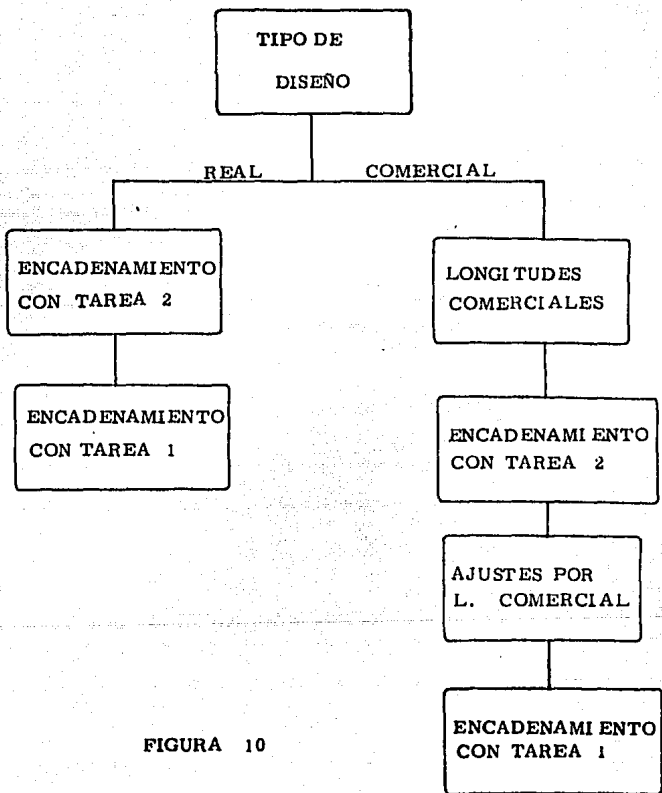


FIGURA 10

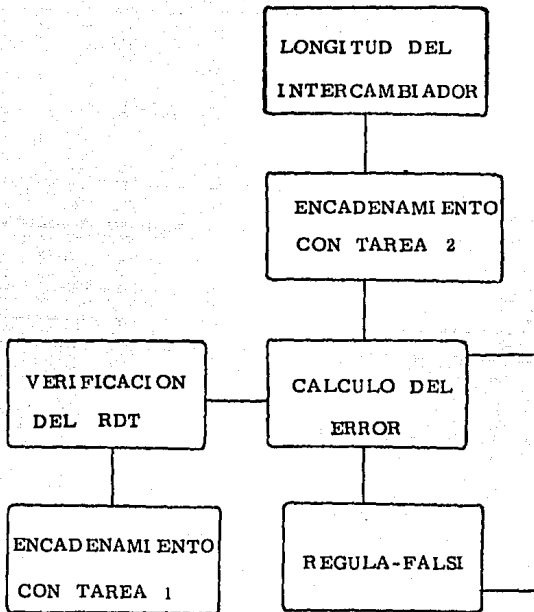


FIGURA 11

Según la fig. 8, la temperatura final o de frontera del paso 1 debe ser la misma que la final del paso 2; así también la t . final del paso 3 igual a la del paso 4, etc., si esto no sucede al terminar la integración deberán corregirse las temperaturas de entrada en cada paso (lógicamente hay cotas fijas de temperatura en el primer y último paso), cabe hacer notar que siempre la temperatura inicial del paso 2 y 3 serán idénticas, así como las del paso 4 y 5, etc., la corrección es una función del acortamiento en la frontera, que en el caso ideal será igual a cero.

Tarea 6: Cálculo de las caídas de presión, esta tarea realiza el cálculo de las caídas de presión en el sistema según el tipo de intercambiador elegido y verifica si cumple con las caídas de presión requeridas para tal servicio (alimentadas en la tarea 1), es decir verifica si el intercambiador cumple hidráulicamente.

Subrutinas "A": Cálculo del diámetro equivalente, éste es un conjunto de subrutinas que simplemente encuentran el diámetro equivalente de un intercambiador de "Haz y envolvente" según el tipo de arreglo en los tubos.

Subrutinas "B": Balance de calor sensible, éste es un conjunto de subrutinas que resuelven el balance de calor sensible, es decir, en caso de existir un grado de libertad en el balance (cuando no se conoce un flujo o una temperatura o bien hay versatilidad en uno de estos valores), existiendo una subrutina para cada caso, en el caso de los flujos es un cálculo directo, mientras que en el caso de temperaturas, se recurre a un método iterativo (Newton), bajo la condición polinomial de la capacidad calorífica.

Subrutina "C", Temperaturas de pared S_w y T_w , como ya se había mencionado en el capítulo II, la resolución de estas dos temperaturas no podía ser directa, esta subrutina usa un método de sustitución consecutiva de ambas temperaturas, las cuales son necesarias en el proceso de integración por lo cual esta subrutina es el corazón del programa y es uno de los factores más importantes en la velocidad del proceso.

Refiérase a las figs. 9-11, estas figuras muestran las secuencias de actividades que se realizan en cada aplicación. En las aplicaciones 1 y 3 aparece una actividad llamada "Regula-Falsi", que no es otra cosa que el uso de esta técnica revisada anteriormente.

En la aplicación 1: Perfiles, se busca acotar las temperaturas, mediante el uso del criterio de baja y alta eficiencia respectivamente, es decir, se propone una temperatura de salida muy cercana a la de entrada -- (baja eficiencia) y se resuelve el respectivo perfil de temperaturas, a -- continuación se supone una temperatura cercana a la temperatura de equilibrio (alta eficiencia) y se resuelve el respectivo perfil, con ésto se garantiza tener dos puntos con un error de distinto signo, necesarios para el método de Regula-Falsi, evitando así que en algún momento aparezca un valor no procesable en la computadora o no permisible en los modelos de -- propiedades físicoquímicas que son funciones de la temperatura.

En la aplicación 3: Cálculo de RDT , en esta aplicación, también es usada la técnica de Regula-Falsi, no obstante, el valor de RDT no presenta tantos problemas como en el caso anterior, no necesitando cotas e incluso pudiendo tomar valores negativos como solución, cuando sucede lo anterior significa que el RDT no puede existir como una resistencia -- térmica, sino deberá considerarse como un potencial faltante necesario --

para cumplir con los requerimientos iniciales.

Se anexan listados del programa externo e interno.

PROGRAMA EXTERIOR "DISJCA"

LISTADO.

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

LIST

```

10 REM ----- PROGRAMA EXTERIOR "DISTCA" -----
30 CLEAR: DIM MH(4), TEMCOR(10), RDTT(3), CORA(3)
50 INC=1: NN=1: INCR=.01: INAX=.01: INB%=0: INI%=3: DO=0: ICON=0: COT=0
60 IF CORA(1) <> 0 THEN ERASE CORA, RDTT
150 GOSUB 200: GOTO 20100
200 DEF FNAC*(I)=CHR$(27)+"&f1a"+STR$(I)+"*k&dlL"+"  "+"RIGHT$(STR$(I),1)+"  "+CHR$(0)
300 DEF FNCP*(X,Y)=CHR$(27)+"&a"+STR$(X)+"c"+STR$(Y)+"Y": HOME%=CHR$(27)+"H"+CHR$(27)+"J"
400 DEF FNENH*(A0)=CHR$(27)+"&d"+A+ONH%=CHR$(27)+"&slhID": OFH%=CHR$(27)+"&soH"

500 OFFKEY%=CHR$(27)+"&je"+FNAC*(1)+FNAC*(2)+FNAC*(3)+FNAC*(4)+FNAC*(5)+FNAC*(6)+FNAC*(7)+FNAC*(8): ONKEY%=CHR$(27)+"&jrb"
600 DEF FN NUM*(COL, RENGLON, CAMPO, TIPO%)=FNCR*(COL, RENGLON)+CHR$(27)+"0"+CHR$(27)+"1"+FNENH*(TIPO%)+FNCR*(COL, CAMPO, RENGLON)+CHR$(27)+"c"+FNENH*(0): ONFOR%=CHR$(27)+"W"+CHR$(27)+"&k1B"+ONH%: OFFFOR%=CHR$(27)+"&k0D"+CHR$(27)+"X"+OFH%: RETURN
700 PRINT HOME%; FNCR*(20,3); FNENH*( "J" ); " ESCOJA APLICACION "; FNENH*(0)
800 PRINT FNCR*(10,7); "1.- Calculo de perdida de temperatura"
900 PRINT FNCR*(10,10); "2.- Calculo del area de transferencia"
1000 PRINT FNCR*(10,13); "3.- Calculo del factor total de incrustacion"
1100 PRINT FNCR*(7,17); "APLICACION ELEGIDA ="; FNNUM*(29,17,4, "J"); OFFKEY%;
1200 PRINT ONFOR%; APL=VAL(INPUT$(4)); CC%=INPUT$(1); PRINT OFFFOR%; ONKEY%;
1210 PRINT HOME%; PRINT FNCR*(16,3); FNENH*( "J" ); " SELECCIONE TIPO DE INTERCAMBIADOR "; FNENH*(0); FNCR*(18,9); "1.- INTERCAMBIADOR DE DOBLE TUBO"; FNCR*(25,12); "INTERCAMBIADOR DE CORAZA Y TUBOS"; FNCR*(18,15); "2.- UN PASO EN LA CORAZA"
1215 PRINT FNCR*(18,18); "3.- DOS PAGOS EN LA CORAZA"
1220 PRINT FNCR*(13,22); "7 OPCION ELEGIDA ="; FNNUM*(38,22,5, "J"); OFFKEY%;
1220 PRINT ONFOR%; XZ=VAL(INPUT$(5)); CC%=INPUT$(1)
1240 NPC=XZ-1: NPT=1: ON XZ GOTO 1245, 1250, 1255
1245 XZ=" DOBLE TUBO ": NPC=1: NPT=1: GOTO 1260
1250 XZ=" 1 - H ": GOTO 1260
1255 XZ=" 2 - H "

1260 PRINT OFFFOR%; ONKEY%;
1270 IF XZ=1 THEN SF1%="INTERIOR": SP2%="EXTERIOR": SP3%=" CARACTERIST. DEL TUBO EXTERIOR": SP4%=" CARACTERIST. DEL TUBO INTERIOR": SP5%="DIAM. INTERNO": SP6%="SP1%"+": SP7%="SP2%"+": GOTO 1300
1275 SF1%="EN LOS TUBOS": SP2%="EN LA CORAZA": SP3%=" CARACTERISTICAS DE LA CORAZA": SP4%=" CARACTERISTICAS DE LOS TUBOS": SP5%="DIAM. DE LA CORAZA": SP6%="DE LOS TUBOS": SF7%="DE LA CORAZA"
1280 PRINT HOME%; PRINT FNCR*(3,7); "CAIDAS DE PRESION PERMISIBLES EN EL SISTEMA"
1290 PRINT FNCR*(2,13); "LB/IN^2 FERMISIBLES POR EL LADO "; SP4%; FNNUM*(60,10,7, "J")
1300 PRINT FNCR*(3,15); "LB/IN^2 PERMISIBLES POR EL LADO "; SP5%; FNNUM*(60,15,7, "J"); CFFK EY%
1340 PRINT ONFOR%; PRD=VAL(INPUT$(7)); CC%=INPUT$(1): FED=VAL(INPUT$(7)); CC%=INPUT$(1): PRINT OFFFOR%; ONKEY%; ON APL GOTO 2000, 2000, 13000
2000 PRINT HOME%
2100 PRINT FNCR*(1,10); "A CONTINUACION COMPLETE LOS DATOS NECESARIOS EXCEPTO LAS TEMPERATURAS DE SALIDA"
2200 PRINT FNCR*(5,5); "LONGITUD REAL DEL INTERCAMBIADOR ="; FNNUM*(40,15,7, "J"); OFFKEY%;
2210 PRINT ONFOR%; LI=VAL(INPUT$(7)); CC%=INPUT$(1): PRINT OFFFOR%; ONKEY%;
2340 IH=1: SAI=0
2350 IF ENI% THEN IH=-1
2400 PRINT: PRINT "ITERACION PAL. = 1": CHAIN "CAS", ALL
2500 PRINT: PRINT: PRINT "ITERACION PAL. = 1": PRINT: CHAIN "CAS", 2300, ALL
2600 CORA=(L-LI)/LI*100
2650 IF ABS(CORA)/.5 THEN PRINT: PRINT "EL PERFIL SIGUIENTE CUMPLE CON LAS ESPECIFICACIONES DE PROceso CON UN ERROR SOBRE EL AREA DE "; CCRAT%: CHAIN "CAS", 13000, ALL

```

```

2660 ICON=ICON+INC:PDTT(ICON)=SAE:CORA(ICON)=CORA
2665 IF ICON=1 THEN SAE = .9995*ENE:GOTO 2680
2670 ICON=2
2671 IF CORA(1)*CORA(3)<0 THEN RDTT(2)=PDTT(3):CORA(2)=CORA(3):GOTO 2680
2672 IF CORA(2)*CORA(3)<0 THEN RDTT(1)=FDTT(3):CORA(1)=CORA(3):GOTO 2680
2675 IF CORA(1)*CORA(2)<0 GOTO 2680
2676 IF CORA(3)<0 AND ABS(CORA(1))>ABS(CORA(2)) THEN CORA(1)=CORA(2):RDTT(1)=RDTT(3):GOTO 2680
2677 IF CORA(3)<0 AND ABS(CORA(2))>ABS(CORA(1)) THEN CORA(2)=CORA(3):RDTT(2)=RDTT(3)
2680 B%=2:A%=1:IF ABS(CORA(2))<ABS(CORA(1)) THEN A%=2:B%=1
2685 SAE=PDTT(A%)-COPA(A%)*(RDTT(B%)-RDTT(A%))/(CORA(B%)-CORA(A%))
2690 IF ABS(CORA)<5 THEN NI%=5
2692 IF ABS(CORA)<1 THEN NI%=7
2694 GOTO 2800
2696 BETA=ABS(CORA(1))+ABS(CORA(2)):IF ABS(CORA)>15 THEN BETA=ABS(CORA(1)):IF ABS(CORA(2))>ABS(CORA(1)) THEN BETA=ABS(CORA(2))
2697 DELTAX=-CORA(1)/(CORA(2)-CORA(1))*(RDTT(2)-RDTT(1))
2698 SAE = RDTT(1)*DELTA+*BETA/(ABS(CORA(1))+ABS(CORA(2)))
2800 PRINT"CORA=":CORA:PRINT"SAE=":SAE
2900 NI=NI+1:ITERACION=0:SAI=0:GOTO 2500
7000 PRINT HOME#:NI%=7:PRINT FNCR*(25,3):FNENH*(J):" ESCOJA TIPO DE DISEÑO " :FNENH*(Q):
7050 IF XZ=3 THEN NI%=3
7100 PRINT FNCR*(10,7):"1.- Diseño considerando longitud real"
7200 PRINT FNCR*(10,12):"2.- Diseño considerando longitud comercial"
7300 PRINT FNCR*(7,17):"DISEÑO ELEGIDO =":FNNUM*(26,17,4,"J"):OFFKEY#
7400 PRINT ONFOR#:DO=VAL(INPUT*(4)):CC#=INPUT*(1):PRINT OFFFOR#:ONKEY#
7500 ON DO GOTO 8000,10000
8000 CHAIN "CAS",ALL
8100 GOSUB 200:PRINT HOME#:FNCR*(5,10):"¿DESEA QUE SE VISUALICE EL PERFIL CORRESPONDIENTE DE TEMPERATURAS? (SI/NO) " :FNNUM*(40,14,3,"J"):OFFKEY#
8200 PRINT ONFOR#:Z#=INPUT*(3):CC#=INPUT*(1):PRINT OFFFOR#:ONKEY#
8300 IF Z#="SI " THEN CHAIN "CAS",13200,ALL
8400 CHAIN "CAS",15900,ALL
10100 LC(1)=0:LC(2)=10:LC(3)=12:LC(4)=16:LC(5)=20:LC(6)=24
10200 CHAIN "CAS",ALL
10300 IF XZ=1 THEN GOTO 10370
10310 FOR I=1 TO HLC :IF LC(I)>L THEN GOTO 10370
10350 NEXT I
10360 PRINT "LA MAXIMA LONGITUD COMERCIAL (24 FT) NO SATISFACE EL REQUERIMIENTO ACTUAL DE AREA , DEPERA MODIFICAR LA GEOMETRIA DEL SISTEMA O LOS REQUEFIMIENTOS MISHOS":GOTO 11000
10370 PRINT:PRINT:GOSUB 200:PRINT HOME#:FNCR*(5,10):"¿DESEA QUE SE VISUALICE EL PERFIL CORRESPONDIENTE DE TEMPERATURAS? (SI/NO) " :FNNUM*(40,14,3,"J"):OFFKEY#
10375 PRINT ONFOR#:Z#=INPUT*(3):CC#=INPUT*(1):PRINT OFFFOR#:ONKEY#
10380 IF Z#="SI " THEN CHAIN "CAS",13200,ALL
10385 CHAIN "CAS",15900,ALL
10400 PRINT HOME#: " CORRECCION DE CAIDAS DE PRECION DEPIDAS AL AJUSTE POR LONGITUD"
10500 PSC=PS*LC(1)/L:PRC=PS*LC(I)/L
10600 PRINT:PRINT:PRINT "CAIDA DE PRECION EN LOS TUBOS =":PRC:IF PRC>PRD THEN B=1
10700 PRINT :PRINT:PRINT "CAIDA DE PRECION EN LA CORAZA =":PSC:IF PSC>PED THEN B=1
10750 PRINT:PRINT:PRINT
10800 IF B=0 THEN PRINT" EL SISTEMA SATISFACE HIDRAULICAMENTE CON UNA LONGITUD C

```

```

OMERCIAL DE "LC(I)"; FT=GOTO 15000
10900 PRINT "EL SISTEMA NO SATISFACE HIDRAULICAMENTE HABLANDO, CON UNA LONGITUD
COMERCIAL DE "LC(I)"; FT, DEBERA CORREGIR EN PRIMERA INSTANCIA LA GEOMETRIA DE
L SISTEMA"
11000 CHAIN "CAS",10900, ALL
13000 PRINT HOME$;PRINT FNCR$(5,10);"LONGITUD DEL INTERCAMBIADOR =" ;FNNUM$(37,10
,7,"J");OFFKEY$;
13100 PRINT ONFOR$;LI=VAL(INPUT$(7));CC%=INPUT$(1);PRINT OFFFOR$;ONKEY$;
13100 PRINT FNCR$(5,15);"A CONTINUACION COMPLETE LOS DATOS REQUERIDOS Y ESTIME E
N SU OPORTUNIDAD EL FACTOR DE ENSUCIAMIENTO TOTAL"
13200 CHAIN "CAS",,ALL
13200 CORA=(L-LI)/LI
13400 IF ABS(CORA)<.01 THEN GOTO 14000
13450 IF ABS(CORA)>.1 AND DIR=1 THEN NI%=10
13500 ICON=ICON+INC;RDTT(ICON)=PDT:CCFA(ICON)=CORA
15502 IF ICON=1 THEN RDT=(1-(SGN(CORA(1))*5))*(PDTT(1)
17250 IF ICON=2 THEN RDT=(PDTT(2)*CORA(1)-RDTT(1)*CORA(2))/(CORA(1)-CORA(2));IN
C=0;DIR=1
13560 PRINT "CORA=";CORA;PRINT "RDT=";RDT;NI=NI+1;PRINT:PRINT:PRINT "ITERACION PA
L." "NI:PRINT:PRINT:ITERACION=0
13600 CHAIN "CAS",1003,ALL
14000 GOSUB 200:IF PDT=0 THEN GOTO 14500
14010 PRINT
14010 PRINT HOME$;FNCR$(1,5);" EL VALOR DEL FACTOR DE ENSUCIAMIENTO ES
DE "RDT
14020 PRINT FNCR$(1,8);" MATEMATICAMENTE EL PROBLEMA HA SIDO RESUELTO,
NO OBSTANTE EL SIGNO NEGATIVO SIGNIFICA QUE FISICAMENTE NO ES POSIBLE QUE EL IN
TERCAMBIADOR PROPUESTO OPEPE CON UNA RESISTENCIA RDT (FACTOR DE ENSUCIAMIENTO).
14030 PRINT FNCR$(1,12);" SI NO QUE INCLUSO REQUIERE UN POTENCIAL EXTRA
(1/PDT) PARA OPERAR EN LA FRONTERA CUANDO RDT=0"
14040 PRINT FNCR$(5,18);" ¿ DESEA HACER OTRO CALCULO ?";FNNUM$(35,18,3,"J");OFFKE
Y$;
14050 PRINT ONFOR$;TON%=INPUT$(3);CC%=INPUT$(1);PRINT OFFFOR$;ONKEY$;:IF TON%="
SI " THEN NI=ITERACION+0;GOTO 13000
14100 GOTO 15000
14200 PRINT:PRINT:PRINT"EL VALOR REQUERIDO DEL FACTOR DE ENSUCIAMIENTO ES DE "R
DT;PRINT"CONTINUACION SE MOSTRARA EL PERFIL DE TEMPERATURAS ASI COMO EL CALCULO
O DE "PRINT"LAS CAIDAS DE PRESION RESPECTIVAS"
14300 PRINT:PRINT:PRINT"PARA CONTINUAR OPRIMA CUALQUIER "ECLA";JJ%=INPUT$(1);CHA
IN"CAS",13200,ALL
15000 PRINT:PRINT:G
15000 PRINT:PRINT:GOSUB 200:PRINT HOME$;FNCR$(5,15);" ¿ DESEA HACER USO DE OTRA A
PLICACION ? (SI/NO)";FNNUM$(62,15,3,"J");OFFKEY$;
15100 PRINT ONFOR$;Y%=INPUT$(5);CC%=INPUT$(1);PRINT OFFFOR$;ONKEY$
15200 IF Y%="SI " THEN GOTO 50
15300 STOP:END
20100 PRINT HOME$
20500 PRINT FNCR$(20,5);FNEHH$( "J");" PAGUETE COMPUTACIONAL PARA EL ESTUDIO DE "
FNEHH$( " " );FNCR$(28,7);FNEHH$( "J");" INTERCAMBIADORES DE CALOR ";FNEHH$( " " )
20550 PRINT FNCR$(5,11);"OBSERVACIONES : - Cuando el cursor aparece dentro de un
campo "FNEHH$( "J");": "FNEHH$( " " )
20600 PRINT FNCR$(21,12);"el valor contenido en el mismo solo ser@ leido"
20650 PRINT FNCR$(21,13);"cuando se oprima la tecla ( Envía ) .
20700 PRINT FNCR$(21,14);" - Para cambiar el cursor de un campo a otro de"
20750 PRINT FNCR$(21,15);"la misma página usar la tecla ( Tab )".
20800 PRINT FNCR$(21,16);" - En cualquier otro caso de alimentación de datos"
20850 PRINT FNCR$(21,17);"usar la tecla ( Retorno )
20900 PRINT FNCR$(15,22);"PARA CONTINUAR OPRIMA CUALQUIER TECLA"
21000 J%=INPUT$(1);GOTO 700

```

PROGRAMA INTERIOR "CAS"

LISTADO.

```

10 PFM ----- PROPGAMA INTERIOR *CAS* -----
100 DEF FN FF(SH)=ACC*(S1-SH)+BCC*(S1^2-SH^2)+CCC*(S1^3-SH^3)+DCC*(S1^4-SH^4)
200 DEF FNGS(TN)=- (ATT*(TN^1)+ET*(TN^2)+CTT*(TN^3)+TT*(TN^4)+T^4)
400 DEF FNDI(S1)=ACC+BCC*S1+CCC*S1^2+DCC*S1^3
500 DEF FNDG(TN)=- (ATT+BTT*TN+CTT*TN^2+DTT*TN^3)
600 DEF FND2(Y1)=ATT+BTT*Y1+CTT*Y1^2+DTT*Y1^3
700 DEF FNK(X)=CK(1)+CK(2)*X+CK(3)*X^2+CK(4)*X^3
740 DEF FNKT(T)=DK(1)+DK(2)*T+DK(3)*T^2+DK(4)*T^3
760 DEF FNKS(X)=KD(1)+KD(2)*X+KD(3)*X^2+KD(4)*X^3
800 DEF FN MT(IPASO)=CT(1)+CT(2)*YY(IPASO+1)+CT(3)*YY(IPASO+1)^2+CT(4)*YY(IPASO+1)^3
900 DEF FN MS(X)=CS(1)+CS(2)*X+CS(3)*X^2+CS(4)*X^3
1000 DEF FNCPY(IPASO)=ATT+BTT*YY(IPASO+1)+CTT*YY(IPASO+1)^2+DTT*YY(IPASO+1)^3;DEF
FN CPC(X)=ACC+BCC*X+CCC*X^2+DCC*X^3
1100 DEF FN HO(IPASO)=(.36*(D*GS/FNMS(X))^*.55*(FNCPY(X)*FNMS(X)/FNKS(X))^11/D)
*(FNMS(X)/FNMS(XW(IPASO)))^14)*FNKS(X)/D
1200 DEF FNHIO(IPASO)=.027*(DI*GT/FNMT(IPASO))^3*(FNCPY(IPASO)*FNMT(IPASO)/FNKT
(YY(IPASO+1)))^11/3)*X(FNMT(IPASO)/FNHW(IPASO))^14*FNKT(YY(IPASO+1))/DE
1250 IF X2=1 THEN DEF FN HO(IPASO)=(.027*(D*GS/FNMS(X))^3*(FNCPY(X)*FNMS(X)/FNK
S(X))^11/3)*X(FNMS(X)/FNMS(XW(IPASO)))^14)*FNKS(X)/D
1300 DEF FN HW(IPASO)=CT(1)+CT(2)*TW(IPASO)+CT(3)*TW(IPASO)^2+CT(4)*TW(IPASO)^3
1400 DEF FN F1(X)=F1*(-1)*KBU(K-1)*X*(K)/(4*(K-1))*FN CPT(K-1)*WC*FNCF(C)*/S
UMA;DEF FN F2(X)=AKAMB*WC*FNCPY(X)/SUMA;PRINT HOME#
1500 DEF FNDET(T)=KS(1)+KS(2)*T+KS(3)*T^2+KS(4)*T^3
1600 DEF FNDET(T)=KT(1)+KT(2)*T+KT(3)*T^2+KT(4)*T^3
1700 DEF FNAG(T)=62.3
1800 DEF FNSP(TM)=CT(1)+CT(2)*TM+CT(3)*TM^2+CT(4)*TM^3
1850 GOSUB 1900;GOTO 2400
1900 DEF FNAK(I)=CHR$(27)+"&f1a"+STR$(I)+"&kcd1L"|" ("*RIGHT$(STR$(I),1)+"
+CHR$(0)
2000 DEF FNCR$(X,Y)=CHR$(27)+"&a"+STR$(X)+"&c"+STR$(Y)+"&y";HOME#CHR$(27)+"&H"+CHR
$(27)+"&J"
2100 DEF FN ENH$(A#)=CHR$(27)+"&d"+A#;ONH#CHR$(27)+"&klh1D";OFH#CHR$(27)+"&e0H
2200 OFFKEY#=#CHR$(27)+"&js0"+FNAK(1)+FNAK(2)+FNAK(3)+FNAK(4)+FNAK(5)+FNAK(
6)+FNAK(7)+FNAK(8);ONKEY#CHR$(27)+"&1j1B"
2300 DEF FN NUM$(COL,PENGLON,CAMPO,TIPO#)=FNCR$(COL,REI3LON)+CHR$(27)+"&B"+CHR$(2
7)+"&"+FNEH#(TIPO#)+FNCR$(COL,CAMPO,RENGLON)+CHR$(27)+"&C"+FNEH#("0");ONFOR#CH
R$(27)+"&W"+CHR$(27)+"&kl1B"+ONH#;OFFFOR#CHR$(27)+"&kl0B"+CHR$(27)+"&X"+OFH#;RETUR#
2400 PRINT HOME#;PRINT FNCR$(7,1);FNEH#("J");" PROPIEDADES FISICOGUIMICAS DE
LOS FLUIDOS *FNEH#("0")
2500 PRINT FNCR$(4,3);"Se supone una función polinomial de las propiedades sob
re la temperatura, *FNCF#(1,4);"Según: P(Propiedad)= a + bT + cT^2 + dT^3.
continúa en complete las *FNCR$(1,5);"respecto a las expresiones"
2600 PRINT FNCR$(31,7);FNEH#("J");" FLUIDO INTERIOR *FNEH#("0");I#;GOSUB 24
000
2750 PRINT OFFKEY#;GOSUB 23000
2800 PRINT ONFOR#;
2900 FOR I=1 TO 4 :DK(I)=VAL(INPUT$(10));CC#=INPUT$(1);NEXT I
3000 FOR I=1 TO 4 :CT(I)=VAL(INPUT$(10));CC#=INPUT$(1);NEXT I
3100 ATT=VAL(INPUT$(10));CC#=INPUT$(1);BTT=VAL(INPUT$(10));CC#=INPUT$(1);CTT=VAL
(INPUT$(10));CC#=INPUT$(1);DTT=VAL(INPUT$(10));CC#=INPUT$(1)
3200 FOR I=1 TO 4 :KT(I)=VAL(INPUT$(10));CC#=INPUT$(1);NEXT I;PRINT OFFFOR#;CHKE
Y#;
3300 PRINT HOME#;FNCR$(31,1);FNEH#("J");" FLUIDO EXTERIOR *FNEH#("0");I=3;GO
SUB 22000
3400 PRINT FNCR$(25,18);"-----";FNCR$(10,20);"Con
duct. del metal (BTU/ft^2G.Fah.)=";FNNUM$(40,20,10,"J");" +";FNH$(15,22,10,"J"

```

```

11:ST + *IFNUM#(31,22,10,"J")*T*2 + *IFNUM#(49,22,10,"J")*T*3*OFFKEY#;GO
SUB 24000
3450 PRINT ONFOR#;
3470 FOR I=1 TO 4 :KD(I)=VAL(INPUT#(10)):CC#INPUT#(1):NEXT I
3500 FOR I=1 TO 4 :CS(I)=VAL(INPUT#(10)):CC#INPUT#(1):NEXT I
3600 ACC=VAL(INPUT#(10)):CC#INPUT#(1):DCC=VAL(INPUT#(10)):CC#INPUT#(1):CCC=VAL
(INPUT#(10)):CC#INPUT#(1):DCC=VAL(INPUT#(10)):CC#INPUT#(1)
3700 FOR I=1 TO 4 :KS(I)=VAL(INPUT#(10)):CC#INPUT#(1):NEXT I
3750 FOR I=1 TO 4 :CK(I)=VAL(INPUT#(10)):CC#INPUT#(1):NEXT I
3800 PRINT OFFFOR#ONKEY#;
3900 PRINT HOMES;FOR I=4 TO 10:PRINT FNCR#(37,I)*"5":NEXT I:FOR I=17 TO 23:PRINT
FNCR#(37,I)*"5":NEXT I
4000 PRINT FNCR#(26,2);FNEH#("J")" DATOS DEL PROCESO " FNCR#(0,4);FNEH#("J
")" CARACTERISTICAS DEL FLUJO INTERIOR "FNEH#("Q") FNCR#(40,4);FNEH#("J")"
CARACTERISTICAS DEL FLUJO EXTERIOR "FNEH#("Q")
4100 PRINT FNCR#(0,6);"FLUJO "SP1#" LB/HR)="IFNUM#(28,6,7,"J");FN CR#(40,6);
"FLUJO "SP2#" (LB/HR)="IFNUM#(60,6,7,"J")
4200 PRINT FNCR#(0,9);"TEMP. INICIAL (G. FAH.)="IFNUM#(25,8,5,"J")
4300 PRINT FNCR#(40,9);"TEMP. INICIAL (G. FAH.)="IFNUM#(65,8,5,"J")
4400 PRINT FNCR#(0,10);"TEMP. FINAL (G. FAH.)="IFNUM#(23,10,5,"J");FNCR#(40,10)
;"TEMP. FINAL (G. FAH.)="IFNUM#(62,10,5,"J")
4500 PRINT FNCR#(0,12);"RESISTENCIA TOTAL POR DEPOSITOS="IFNUM#(33,12,7,"J")
4600 PRINT FNCR#(22,14);FNEH#("J")" INTERCAMBIADOR "X#;FNEH#("Q")
4700 PRINT FNCR#(0,15);FNEH#("J");SP3#;FNEH#("Q");FNCR#(40,15);FNEH#("J");SP4
#
4800 PRINT FNCR#(0,17);SP5#" (PULG.)="IFNUM#(28,17,7,"J");FNCR#(40,17);"DIAM.
EXTERNO (PULG.)="IFNUM#(63,17,7,"J")
4900 PRINT FNCR#(40,19);FNEH#("J")"DIAM. INTERNO (PULG.)="IFNUM#(60,19,7,"J");IF XZ=1 THE
N GOTO 5200
4950 PRINT FNCR#(0,19);"ESP. ENTRE BAFFLES (PULG.)="IFNUM#(28,19,7,"J")
5000 PRINT FNCR#(0,21);"NO. DE TUBOS="IFNUM#(14,21,4,"J");FNCR#(40,21);"PITCH (
PULG.)="IFNUM#(55,21,7,"J")
5100 PRINT FNCR#(40,23);"NO. DE PASOS="IFNUM#(54,23,2,"J")
5200 PRINT OFFKEY#;
5300 GOSUB 19300
5400 PRINT ONFOR#;
5500 DT=VAL(INPUT#(7)):CC#INPUT#(1):WS=VAL(INPUT#(7)):CC#INPUT#(1):ENI=VAL(INP
UT#(7)):CC#INPUT#(1):ENI=VAL(INPUT#(7)):CC#INPUT#(1)
5600 SAI=VAL(INPUT#(5)):CC#INPUT#(1):SME=VAL(INPUT#(5)):CC#INPUT#(1):RDT=VAL(I
NPUT#(7)):CC#INPUT#(1):SDS=VAL(INPUT#(7)):CC#INPUT#(1):SDE=VAL(INPUT#(7)):CC#
INPUT#(1)
5700 BE=VAL(INPUT#(7)):CC#INPUT#(1):IF XZ=1 THEN SDI=SB:SB=0:GOTO 5350
5800 SDI=VAL(INPUT#(7)):CC#INPUT#(1):INT=VAL(INPUT#(4)):CC#INPUT#(1):PT=VAL(INP
UT#(7)):CC#INPUT#(1):NPT=VAL(INPUT#(2)):CC#INPUT#(1)
5950 PRINT OFFFOR#ONKEY#
6000 IF NP<1 THEN NP=1:GOTO 5200
6060 NP=NP*2
5870 IF Z=0 THEN GOTO 6000
5900 EPASE Z20,YYY
6000 DIM Z20(NP*2),YYY(NP*2,10)
6010 Z=1:IF XZ=1 THEN GOTO 6700
6100 PRINT OFFFOR#ONKEY#
6200 PRINT HOMES;PRINT FNCR#(28,9);FNEH#("J")" ESCOJA TIPO DE ARREGLO "
6300 PRINT FNCR#(15,12);"1.- TIPO CUADRO"FNCR#(15,15);"2.- TIPO TRIANGULO"
6400 PRINT FNCR#(15,20);"TIPO DE ARREGLO ELEGIDO (1 o 2)="IFNUM#(46,20,3,"J");:G
OSUB 19600
6500 PRINT ONFOR#;
6600 DPP=VAL(INPUT#(3)):CC#INPUT#(1):PRINT OFFFOR#ONKEY#
6700 DE=SDE/12:DI=SDI/12:DS=SDS/12:ESP=(DE-DI)/2:Z20(1)=0
6800 PRINT HOMES

```



```

6900 ON OPF GOSUB 15400,15500
7000 PRINT :IF X2=1 THEN TA=2.1416*DI/2/4:D=(DS*2-DE*2)/DE:AS=3.1416*4D*DE/4:GOTO
7210
7200 CC=PT*12-DE:AS=D1+CC*BE/FT:TA=WT*.755*DI*2/NF
7210 IF APL>1 THEN GOTO 7300
7215 IF ICDI=0 GOTO 7300
7216 SAE=(WS*FND1(ENE)+ENE*WT*FND2(ENI)*ENI)/(WT*FND2(ENI)+WS*FND1(ENE))
7217 SAE=(WS*FND1(ENE+SAE)/2)+ENE*WT*FND2(ENI+SAE)/2)/ENI/(WT*FND2(ENI+SAE)/
2)+WS*FND1(ENE+SAE)/2)):GOTO 7300
7220 KFAC=1.061-5.4418*(1/LI)+12.041*(1/LI^2)-7.55921*(1/LI^3):IF KFAC<=1 THEN
KFAC=.998
7221 IF KFAC<.005 THEN KFAC=.005
7225 SAE=ENE+ENI-ENE)*KFAC/NP*(1/NP)*NP):SAI=0
7300 IF ENI=0 THEN GOTO 7700
7400 IF SAI=0 THEN GOTO 7700
7500 IF ENI<SAI THEN A=1:GOTO 7900
7600 GOTO 7800
7700 IF ENE>SAE THEN A=1: GOTO 7900
7800 A=-1
7900 IF A=1 THEN XX0=ENE:XXF=SAE:Z20(2)=SAI:XXX=XX0:Z20=Z20(2):TTT=ENI:IF NP=1 T
HEN Z20(NP+1)=ENI
8000 IF A=-1 GOTO 8200
8100 GOTO 8300
8200 XX0=SAE:XXF=ENE:Z20(2)=ENI:XXX=XX0:Z20=Z20(2):TTT=SAI:IF NP=1 THEN Z20(NP+1
)=SAI
8300 SN=XXF:S1=XX0:T1=Z20(2):TN=Z20(NP+1):IF NP=1 THEN TN=TTT
8400 IF A=1 THEN F="FINAL":I="INICIAL":GOTO 8600
8500 F="INICIAL":I="FINAL"
8600 IF WS=0 THEN GOSUB 19700:PRINT"FLUJO EXTERIOR=":WS:GOTO 9200
8700 IF WT=0 THEN GOSUB 20000:PRINT"FLUJO INTERIOR=":WT:GOTO 9200
8800 IF SN=0 THEN GOSUB 20300:PRINT"TEMPERATURA "I#:" EXTERIOR=":SN:XXF=SN:GOTO
9200
8900 IF S1=0 THEN GOSUB 20700:PRINT"TEMPERATURA "I#:" EXTERIOR=":S1:XX0=S1:GOTO
9200
9000 IF TN=0 THEN GOSUB 21100:PRINT"TEMPERATURA "I#:" INTERIOR=":TN:Z20(NP+1)=T
N:GOTO 9200
9100 IF T1=0 THEN GOSUB 21500:PRINT"TEMPERATURA "I#:" INTERIOR=":T1:Z20(2)=T1
9200 GS=NPC*WS/AS:GT=WT/TA:IF NPC=1 THEN NF=NP: GOTO 9400
9300 NP=NP*GT:TT0=Z20(2):SS0=XX0:SS1=XXF:TT1=Z20(NP+1)
9400 NE=NP+1:COF=NP*NI%
9500 FOR I=1 TO NP:WT(I)=WT:NEXT I
9600 MM(1)=0:MM(2)=1/2:MM(3)=1/2:MM(4)=1:DEF FN DEC(X,J)=INT(X*10^J+.5)/INT(10^J
):HOME=CHR$(27)+"H"+CHR$(27)+"J"
9900 FI=1:CAMB=-1
10000 GO=" PAGO EN LA CORAZA":PP="UNICO"
10100 IF NPC=1 THEN GOTO 10300
10200 SCS=(SS0+SS1)/2
10300 ITERACION=3:DESVIACION=0
10400 K=1:SN=SS1:T1=Z20(2):GOSUB 21100:CAMB=-1:FI=1:PP="FRIMER"
10500 XXF=SS1:IDE=0:IF NP>1 THEN Z20(NP+1)=TN
10600 IF NPT=1 THEN GOTO 10800
10700 NOVAP=INT(NP/2+.5):DT=(Z20(NP+1)-Z20(2))/NOVAR:K=0:FOR J=3 TO NF STEP 2:K=
V+1:Z20(1)=Z20(2)+DT*(Z20(2)+Z20(3)):NEXT J
10800 NH=(XXF-XX0)/NH:TEMCCRIO=XX0
10900 WC=WS:FOR IPASO=1 TO NP:XW(IPASO)=(XX0+Z20(IPASO+1))/2:TW(IPASO)=XW(IPASO)
:NEXT IPASO
11000 PRINT
11100 PRINT FPE("")
11150 IF X2=1 THEN PRINT "INTERCAMBIADOR DE DOBLE TUBO":GOSUB 15600:PRINT" TEMP
' ' TEMP.":PRINT"ANULAR: A R E A INTER.":GOSUB 15500:GOTO 11500

```

```

11178 PRINT PP*! "1000:PRINT:IF ITERACION=0 THEN DESVIA=0
11200 ITERACION=ITERACION+1:PRINT"INICIA PROCESO.....PARA ITERACION NUMERO "I
TEPACION:PRINT"ERROR ITERACION ANTERIOR:"DESVIA:GOSUB 15600:PRINT" TEMP.
!":FOR J=2 TO NEX:PRINT" TEMP.!!":NEXT J:PRINT"
11400 PRINT"CORAZA A R E A":FOR J=2 TO NEX:PRINT"PASO"RIGHT$(STR$(J-1),2)!"
!":NEXT J:PRINT" *GOSUB 15600
11500 PRINT"!!RIGHT$!" *STR$(FNDEC(XX0,2),6)!"!!RIGHT$( " *STR$(F
NDEC(ZZ0(1),0),7)!"!!":FOR J=2 TO NEX:PRINT RIGHT$!" *STR$(FNDEC(ZZ0(J),1
),6)!"!!":NEXT J:PRINT"
11550 SH=0:TH=0:FT=0:FS=0
11600 X0=XX0:X=X0:FOR I=1 TO NEX:Z0(I)=ZZ0(I):YYY(I,0)=Z0(I):NEXT I:FOR I=1 TO N
IX
11700 FOR J=1 TO 4
11800 X = X0 +HM(J)*HH
11900 FOR K=1 TO NEX
12000 YY(K)=Z0(K)+HM(J)*HH*KK(J-1,K):NEXT K:GOSUB 14000:FOR K=1 TO NEX
12100 IF K=1 GOTO 12300
12200 FF=FN F1(X): GOTO 12400
12300 FF=FN F2(X)
12400 KK(J,K)=FF:NEXT K,J
12500FOR K=1 TO NEX:Z0(K)=Z0(K)+1/6*(KK(1,K)+2*KK(2,K)+2*KK(3,K)+KK(4,K))*HH:YYY
(K,1)=Z0(K)
12600 NEXT K:X0 = X0 +HM:TEMCOR(I)=X0
12700 PRINT"!!RIGHT$( " *STR$(FNDEC(X0,1),6)!"!!RIGHT$( " *STR$(F
NDEC(ZZ0(1),0),7)!"!!":FOR J=2 TO NEX:PRINT RIGHT$!" *STR$(FNDEC(Z0(J),1)
,6)!"!!":NEXT J:PRINT"
12800 FOR IPASO=1 TO NP:TH=TH+YY(IPASO+1)/COF:FT=FT+TW(IPASO)/COF:FS=FS+XW(IPASO
)/COF:NEXT IPASO:SH=SH+X/NIX
12900 NEXT I
13000 DESVIACION=0:SUMAT=0:ADICION=0: FOR J=3 TO NP STEP 2: DESVI(J-1)=Z0(J-1)-Z
0(J):ADICION=ADICION+DESVI(J-1):ZZ0(J)=ZZ0(J)+ADICION:ZZ0(J+1)=ZZ0(J):DESVIACION
=DESVIACION+ABS(DESVI(J-1)):SUMAT=SUMAT+ABS(Z0(J-1)):NEXT J
13100 GOSUB 15600:IF DESVIACION<.0005*SUMAT THEN DESVIA=STR$(DESVIACION):PRINT:
GOTO 12000
13105 YYY(1,NIX)=YYY(1,NIX)*NPT/(3.1416*DE*NT):L=YYY(1,NIX):IF NPC=2 AND COT=0
THEN GOTO 1900
13106 IF NPC=2 AND COT=1 GOTO 13200
13107 IF DO =1 THEN CHAIN"DISICA",8100,ALL
13110 ON APL GOTO 13120,13130,13140
13120 CHAIN "DISICA",2600,ALL
13130 CHAIN "DISICA",10300,ALL
13140 CHAIN "DISICA",13300,ALL
13200 GOSUB 1900:PRINT HOME:FNCR$(5,15):"UTILIZARA IMPRESORA (SI O NO) ?":FNNUM
$(45,15,3,"")OFFKEYS:PRINT ONFOR$:"A=INPUT$(3):CC$=INPUT$(1):PRINT OFFFOR$;O
NKEYS:PRINT AS:PRINT HOME:CLOSE 1
13300 !P$="CON":IF A$="SI " THEN IP$="PRI"
13340 OPEN "O",1,IP$
13342 PRINT N1,"PERFIL DE TEMPERATURAS DENTRO DEL INTERCAMBIADOR ":PRINT N1," "
IF X2) THEN GOTO 13400
13350 PRINT N1,"INTERCAMBIADOR DE DOBLE TUBO":GOSUB 15700:PRINT N1,"LONGITUD:
TEMP. TEMP.!!":PRINT N1," !ANULAR!INTER.!!":GOSUB 15700:GOTO 13700
13400 PRINT N1," :PPIN1,"NUMERO DE PASOS EN LA CORAZA "":NPC:PRINTN1,"NUMERO
DE PASOS EN LOS TUBOS "":INPT
13500 PRINT N1,FP$:"1000:PRINT N1,"
13600 GOSUB 15700:PRINTN1,"LONGITUD! TEMP.!!":FOR J=2 TO NEX:PRINTN1," TEMP.!!
!":NEXT J:PRINTN1," :PRINTN1," "CORAZA!":FOR J=2 TO NEX:PRINTN1,"PASO":
RIGHT$(STR$(J-1),2)!"!":NEXT J:PRINT N1," *GOSUB 15700
13700 FOR I=0 TO NIX:YYY(1,I)=NPT/(2.1416*DE*NT)*YYY(1,I):NEXT I:I=0
13800 FOR I=0 TO NIX:PRINTN1,"!!RIGHT$( " *STR$(FNDEC(YYY(1,I),1),8)!"
:RIGHT$( " *STR$(FNDEC(TEMCOR(1),1),6)!"!!":FOR J=2 TO NEX:PRINT N1,RIGHT
$( " *STR$(FNDEC(YYY(J,I),1),6)!"!!":NEXT J:PRINT N1," :GOSUB 15700

```

```

13850 IF I=4 THEN PRINT"PARA CONTINUAR OPRIMA CUALQUIER TECLA":J0=INPUT*(1):GOSU
B 138700
13880 NEXT I
13900 CLOSE 1:PRINT:PRINT:PRINT:PRINT"PARA CONTINUAR OPRIMA CUALQUIER TECLA":J0=
INPUT*(1):GOTO 15800
14000 SUMA=0:II=0:FNR IPASO=1 TO NP:
14100 KL=DE*LOG(DE/DI)/(2*FNK((TW(IPASO)+XW(IPASO))/2))
14200 TWC(IPASO)=(X-YY(IPASO+1))/(FNHIO(IPASO)*(1/FNHIO(IPASO)+1/FNHIO(IPASO)+KL
)+YY(IPASO+1))
14300 XWC(IPASO)=TWC(IPASO)+(TWC(IPASO)-YY(IPASO+1))*FNHIO(IPASO)*KL
14400 IF ABS(XW(IPASO)-XWC(IPASO))<ABS(XW(IPASO))*0.001 GOTO 14800
14500 XW(IPASO)=XWC(IPASO):II=0
14600 IF ABS(TW(IPASO)-TWC(IPASO))<ABS(TW(IPASO))*0.001 GOTO 14900
14700 TW(IPASO)=TWC(IPASO):GOTO 14100
14800 II=1:GOTO 14600
14900 IF II=1 GOTO 15100
15000 GOTO 14100
15100 U(IPASO)=1/(1/FNHIO(IPASO)+1/FNHIO(IPASO)+RDT *KL)
15200 SUMA=SUMA+U(IPASO)*(X-YY(IPASO+1))
15300 NEXT IPASO:RETURN
15400 D=4*(PT^2/144 -(3.1416*DE^2)/4)/(3.1416*DE):RETURN
15500 D=8*(PT^2/144-86*PT/144-(3.1416*DE^2)/8)/(3.1416*DE):RETURN
15600 PRINT"!-----!"$:FOR J=2 TO NE$:PRINT"-----!":NEXT J:PRINT:RETUR
N
15700 PRINT#1,"!-----!"$:FOR J=2 TO NE$:PRINT #1,"-----!":NEXT J:PRI
NT #1," ":RETURN
15800 REM"CALCULO DE LAS CAIDAS DE PRESION"
15900 GG=(X*F+X*0)/2:LL=(ZZ0(NP+1)+ZZ0(2))/2
16000 SGS=FNDES(GG)/FNAG(GG):SGT=FNDET(LL)/FNAG(LL)
16050 IF X2=1 THEN D=DS-DE
16100 RES=D*GS/FNMS(SM):RET=DE*GT/FNSP(TH)
16200 IF(RET)>2100 THEN GOTO 16350
16250 IF X2=1 THEN FAT = 16/RET:GOTO 16600
16300 FAT=-.793-.9831*(LOG(RET)):FAT=EXP(FAT):RR=.25:GOTO 16500
16350 IF X2=1 THEN FAT = .0835+.264/RET*.42:GOTO 16600
16400 FAT=-5.819-.2577*(LOG(RET)):FAT=EXP(FAT):RR=.14
16500 CRUCES=12*YYY(1,NI)/BB
16600 IF(RES)>2100 THEN GOTO 16750
16650 IF X2=1 THEN FAS = 16/RES:GOTO 17010
16700 FAS=-.0811-1.603*(LOG(RES)) +.113*(LOG(RES)) ^2:FAS=EXP(FAS):GOTO 16900
16750 IF X2=1 THEN FAS = .0035+.246/RES*.42:GOTO 17010
16800 FAS=-4.45112-.1855*(LOG(RES)):FAS=EXP(FAS)
16900 FIT=(FNSP(TH)/FNSP(FT))*RR:FIS=(FNMS(SM)/FNMS(FS))^*.14
17000 PS=FAS*GS^2*(CRUCES)*DS/(5.22E+10*DI*SGS*FI):GOTO 17200
17010 PR=3.32E-11*(FAT*GT^2*KL/(FN DES(GG)*DE):PS=3.32E-11*(FAS*GS^2*KL/(FN DET(LL)*
D)
17020 V=GS/(3600*FNDES(GG)):PSS=V^2/64.4*FNDES(GG)/144
17040 IF DO<2 THEN GOTO 17400
17050 PRINT HOMES:FNCR*(5,2)"A CONTINUACION SE DAN LAS CAIDAS DE PRESION SEGUN
LA LONGITUD DE LA HORQUILLA USADA EN CUESTION"
17055 PRINT FNCR*(5,5)"CAIDA DE PRESION INTERIOR (LB/IN^2) = "PR
17060 PRINT FNCR*(5,7)"LONG. DE TUBO"IFNCR*(24,7)"NO. DE HORQUILLAS"IFNCR*(14,
7)"CAIDA DE PRESION EXT. (LB/IN^2)"
17070 FOR I=2 TO 12 STEP 2:J=1/2:NH=INT(L/(2*KL(J))*.75):PS0=PS+NH*PSS
17080 PRINT FNCR*(11,I+8)ILC(J):FNCR*(21,I+8)NH:IFNCR*(56,I+8)PS0:NEXT I
17090 PRINT"PARA CONTINUAR OPRIMA CUALQUIER TECLA":J0=INPUT*(1):CHAIN "DISICA",
15800,ALL
17200 PR=FAT*GT^2*KL*NP/(5.22E+10*DI*SGS*FIT)
17300 PR=PR+4*NP/SGT*EXP(-29.4956+1.99095*(LOG(GT)))
17400 PRINT:PRINT:FRINT

```

```

17500 PRINT"CAIDA DE PRESION "1SP2*1="1PS1:PRINT" LB/IN^2":PRINT:PRINT
17600 PRINT"CAIDA DE PRESION "1SP1*1="1PR1:PRINT" LB/IN^2"
17700 IF NPC=1 THEN GOTO 18010
17800 IF IDE=1 THEN GOTO 18400
17900 PRINT:PRINT:PRINT:L1=L:PS1=PS:PR1=PR:PRINT"L1=";L1
18100 IDE=1:CAMB=1:FI=1
18200 Z20(2)=TT1:XX0=SS1:ITERACION=0:PP*="SEGUNDO":IF NP=1 THEN Z20(NP+1)=TT1
18300 ITERACION=0:DESVIACION=0:GOTO 18700
18400 PRINT:PRINT:PRINT:L2=L:PR2=PR:PS2=PS:PRINT"L2=";L2
18500 EEE=(L1-L2)/(L1+L2):PRINT "ERROCR= "1EEE
18600 IF ABS(EEE).07 THEN SSS=SSS+.3*EEE*(SS0-SS1):ITERACION=ITERACION+1:XX0=XX
X:Z20(2)=Z20:GOTO 18300
18620 IF COT=1 GOTO 18650
18650 COT=1:INI*=7:SSS=SSS+.3*EEE*(SS0-SS1):ITERACION=ITERACION+1:XX0=XXX:Z20(2)=
Z20:GOTO 18300
18670 PS=PS1+PS2:PR=(PR1+PR2)/2
18700 PRINT:PRINT:PRINT:PRINT"CAIDA DE PRESION TOTAL EN LA CORAZA="1PS1" LB/IN^
2"
18900 PRINT:PRINT "CAIDA DE PRESION PROMEDIO EN LOS TUBOS="1PR1" LB/IN^2"
18910 PRINT:PRINT:PRINT:IF PS1PSD THEN PRINT"LA CAIDA DE PRESION "1SP2*1" ES MAY
CR QUE LA PERMISIBLE EN UN "100*IF(PSD)PSD1" %"
18920 PRINT:PRINT:PRINT:IF PR1PRD THEN PRINT"LA CAIDA DE PRESION "1SF1*1" ES MA
YOR QUE LA PERMISIBLE EN UN "100*(PR-PRD)/PRD;" %"
18930 PRINT"FAA CONTINUAR OPRIMA CUALQUIER TECLA"1JJ*=INPUT*(1)
18940 L=(L1+L2)/2:ITERACION=0
18950 IF DO =2 THEN CHAIN "DISICA",10300,ALL
18970 GOSUB 1900:PRINT HOME*1FNCR*(3,15)1"*** ¿ DESEA HACER ALGUNA RECTIFICACIO
N EN LOS DATOS DEL PROCESO ? ***1FINUM*(40,17,3,"J");OFFKEY*1:PRINT ONFOR*100
=INPUT*(3):CC*=INPUT*(1):PRINT OFFFOR*1ONKEY*1
19000 ITERACION=0
19100 IF
19100 IF DO*="SI " THEN GOTO 3900
19200 CHAIN"DISICA",15000,ALL
19200 REM "SUBROUTINA DE RETORNO"
19400 PRINT FNCR*(27,6):WT1FNCR*(67,6):WS1FNCR*(24,6):EN1FNCR*(64,8):ENE1FNCR*(
27,10):SA1FNCR*(62,10):SAE1FNCR*(32,12):PDT1FNCR*(27,17):SDS1FNCR*(62,17):SDE1F
NCR*(62,19):SD1:IF X2=1 THEN RETURN
19500 PRINT FNCR*(27,19):BBIFNCR*(13,21):NT1FNCR*(54,21):PT1FNCR*(53,23):NPT1RET
URN
19600 PRINT FNCR*(47,23):OPP:RETURN
19700 REM "SUBROUTINA PARA EVALUAR WS"
19900 WS=WT*FNCG(TN)/FNFF(SN)
19900 RETURN
20000 REM "SUBROUTINA PARA EVALUAR WT"
20100 WT=WS*FNFF(SN)/FNCG(TN)
20200 RETURN
20300 REM "SUBROUTINA PARA EVALUAR SN"
20400 SN=S1*.7:GT=WT*FNCG(TN)
20500 IF ABS(WS*FNFF(SN)-GT)<.0005*ABS(GT) THEN RETURN
20600 SN=SN-(WS*FNFF(SN)-GT)/(WS*FNDF(SN)):GOTO
20600 SN=SN-(WS*FNFF(SN)-GT)/(WS*FNDF(SN)):GOTO 20500
20700 REM "SUBROUTINA PARA EVALUAR S1"
20800 S1=SN*1.3:QT=WT*FNCG(TN)
20900 IF ABS(WS*FNFF(SN)-QT)<.5 THEN RETURN
21000 S1=S1-(WS*FNFF(SN)-QT)/(WS*FNDF(S1)):GOTO 20900
21100 REM "SUBROUTINA PARA EVALUAR TN"
21200 TN=T1*.7:OT=WS*FNFF(SN)
21300 IF ABS(WT*FNCG(TN)-OT)<.0005*ABS(OT) THEN RETURN
21400 TN=TN-(WT*FNCG(TN)-OT)/(WT*FNCG(TN)):GOTO 21300
21500 REM "SUBROUTINA PARA EVALUAR T1"

```

```

21600 T1=TN*1.2:OT=45*F*FF(SN)
21700 IF ABS(WT*FNGG(TN)-OT)<.3005*ABS(OT) THEN RETURN
21800 T1=T1-(WT*FNGG(TN)-OT)/(WT*FND2(T1)):GOTO 21700
21900 STOP
22000 PRINT FNCR*(6,I) ; "Conduct. (BTU/lb*G.Fah.)=" ; FNCR*(6,I+4) ; "Viscosidad(lb/ft
#sec) = " ; FNCR*(6,I+8) ; "Cp. (BTU/lb*G.Fah.) = " ; FNCR*(6,I+12) ; "Densidad(lb/f
t^3) = "
22100 FOR H=1 TO I+14 STEP 4 :PRINT FNNUM*(31,H,10,"J") ; " + " ; FNNUM*(44,H,10,"J"
) ; " * T + " ; FNNUM*(59,H,10,"J") ; " * T^2 + " ; FNNUM*(31,H+2,10,"J") ; " * T^3" ; FNCR*(1,22)
:NEXT H:RETURN
23000 PRINT FNCR*(31,9) ; DK(1) ; FNCR*(44,9) ; DK(2) ; FNCR*(59,9) ; DK(3) ; FNCR*(31,11) ; D
K(4) ; FNCR*(31,13) ; CT(1) ; FNCR*(44,13) ; CT(2) ; FNCR*(59,13) ; CT(3) ; FNCR*(31,15) ; CT(4)
23100 PRINT FNCR*(31,17) ; ATT ; FNCR*(44,17) ; BTT ; FNCR*(59,17) ; CTT ; FNCR*(31,19) ; DTT
23200 PRINT FNCR*(31,21) ; KT(1) ; FNCR*(44,21) ; KT(2) ; FNCR*(59,21) ; KT(3) ; FNCR*(31,23
) ; KT(4) ; RETURN
24000 PRINT FNCR*(31,3) ; KD(1) ; FNCR*(44,3) ; KD(2) ; FNCR*(59,3) ; KD(3) ; FNCR*(31,5) ; KD
(4)
24050 PRINT FNCR*(31,7) ; CS(1) ; FNCR*(44,7) ; CS(2) ; FNCR*(59,7) ; CS(3) ; FNCR*(31,9) ; CS
(4)
24100 PRINT FNCR*(31,11) ; ACC ; FNCR*(44,11) ; BCC ; FNCR*(59,11) ; CCC ; FNCR*(31,13) ; DCC
24200 PRINT FNCR*(31,15) ; KS(1) ; FNCR*(44,15) ; KS(2) ; FNCR*(59,15) ; KS(3) ; FNCR*(31,17
) ; KS(4)
24300 PRINT FNCR*(46,20) ; CK(1) ; FNCR*(15,22) ; CK(2) ; FNCR*(31,22) ; CK(3) ; FNCR*(47,22
) ; CK(4) ; RETURN
OK

```

CAPITULO IV.

"Aplicaciones y Análisis de Resultados."

El objetivo del presente capítulo es el análisis de los resultados obtenidos en el uso del paquete computacional desarrollado en el capítulo III, para lo cual se recurrirá a la solución de problemas resueltos en la bibliografía.

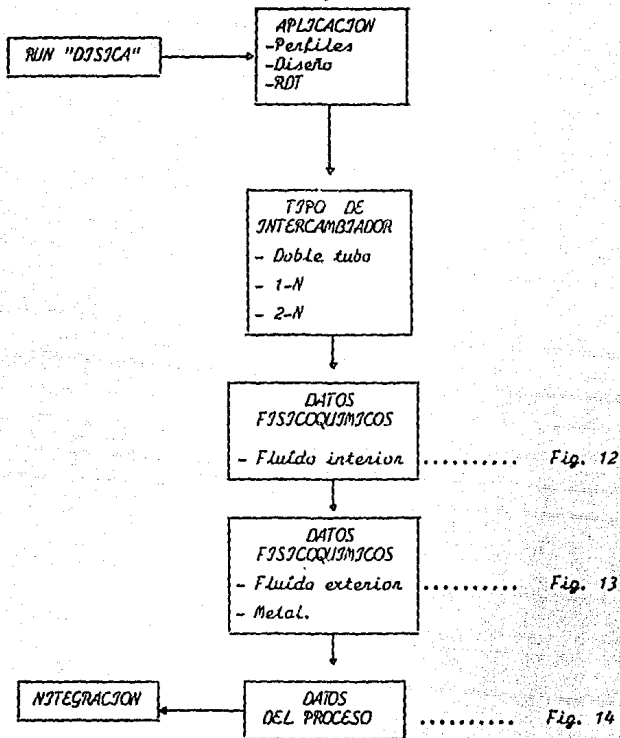
Se hará referencia del problema y se compararán los resultados reportados en la bibliografía con los resultados obtenidos de la aplicación del paquete computacional.

Para lograr un manejo accesible del paquete computacional se ha diseñado éste de una manera conversacional, de acuerdo a la siguiente metodología.

- 1.- Se hace el llamado del programa exterior (RUN "DISEÑO"); - aparece la bienvenida al paquete computacional.
- 2.- Aparece en la pantalla un formato para elegir aplicación; perfiles; diseño; RDT.
 - Si se ha elegido la aplicación "DISEÑO", el paquete pregunta ¿Qué tipo de diseño? (real o comercial).
 - Si se ha elegido la aplicación "PERFILES" o "RDT", el paquete pregunta ¿Qué longitud tiene el intercambiador en pies?
- 3.- Aparece en la pantalla un formato para elegir el tipo de intercambiador; doble tubo; conaza y tubos (1-N); conaza y tubos (2-N).
- 4.- Aparece en la pantalla un formato de captura de datos físicos/químicos para el fluido interior. Ver fig. 12

- 5.- Aparece en la pantalla un formato de captura de datos físico-químicos para el fluido exterior y para el metal. Ver fig. 13.
- 6.- Aparece en la pantalla un formato de captura de datos de -- proceso según el tipo de intercambiador elegido. Ver fig. - 14 (a)
 - Si el intercambiador elegido es del tipo "Conaza y tubos" (1-N ó 2-N), aparece un segundo formato para elegir el tipo de arreglo en los tubos (triangular o cuadro). Ver fig. 14 (b)
- 7.- Comienza la integración y van apareciendo en la pantalla -- los resultados de esta integración según la aplicación e - intercambiador elegidos.

A continuación se presenta la secuencia anterior en forma de -- diagrama de bloques.



Ejemplo 6.1 (Ref. No. 11. Intercambiador de doble tubo para tolueno-benceno. Se desea calentar 9820 lb/h de benceno frío de 80°F a 120°F, usando tolueno caliente que se enfría de 160°F a 100°F. Las gravedades específicas a 68°F son 0.88 y 0.87 respectivamente. Las propiedades de los fluidos se encontrarán en el apéndice. A cada corriente se le asignará un factor de obstrucción de 0.001 y la caída de presión permitida para cada corriente es de 10.0 lb/plg². Se dispone de cierto número de horquillas - de 20 pies de longitud de 2 por 1 1/4 plg. IPS. ¿Cuántas horquillas se requieren?

A continuación se tabulan los resultados más significativos.

	Referencia	Aplicación "Diseño"	Aplicación "RDT"
Longitud (ft).	116	112 (118)	116
RDT (hft ² /BTU).	0.002 (0.0023)	0.002	0.0023
ΔP ext. (lb/in ²).	9.2	8.9 (9.0)	9.3
ΔP int. (lb/in ²).	3.2	2.5 (2.6)	2.6

La solución de este problema por medio del paquete computacional se realiza según la secuencia siguiente:

PROPIEDADES FISICOQUIMICAS DE LOS FLUIDOS

Se supondrá una función polinomial de las propiedades sobre la temperatura
 Según: $P(\text{Propiedad}) = a + bT + cT^2 + dT^3$. A continuación complete las
 respectivas expresiones

FLUIDO INTERIOR

Conduct. (BTU/lb*G.Fah.) =	0	+	0	*T	+	0	*T ²	+	0	*T ³
Viscosidad (lb/ft*sec) =	0	+	0	*T	+	0	*T ²	+	0	*T ³
Cp. (BTU/lb*G.Fah.) =	0	+	0	*T	+	0	*T ²	+	0	*T ³
Densidad (lb/ft ³) =	0	+	0	*T	+	0	*T ²	+	0	*T ³

Tamaño: 1017
 C8

FIGURA 12

FLUIDO EXTERIOR

$$\begin{aligned} \text{Conduct. (BTU/lb*G.Fah.)} &= \boxed{0} + \boxed{0} * T + \boxed{0} * T^2 + \\ &\quad \boxed{0} * T^3 \\ \text{Viscosidad (lb/ft*sec)} &= \boxed{0} + \boxed{0} * T + \boxed{0} * T^2 + \\ &\quad \boxed{0} * T^3 \\ \text{Cp. (BTU/lb*G.Fah.)} &= \boxed{0} + \boxed{0} * T + \boxed{0} * T^2 + \\ &\quad \boxed{0} * T^3 \\ \text{Densidad (lb/ft^3)} &= \boxed{0} + \boxed{0} * T + \boxed{0} * T^2 + \\ &\quad \boxed{0} * T^3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Conduct. del metal (BTU/lb*G.Fah.)} &= \boxed{0} + \\ &\quad \boxed{0} * T + \boxed{0} * T^2 + \boxed{0} * T^3 \end{aligned}$$

Free: in 3510
Ok

FIGURA 13

a)

DATOS DEL PROCESO

CARACTERISTICAS DEL FLUJO INTERIOR	R	CARACTERISTICAS DEL FLUJO EXTERIOR
FLUJO EN LOS TUBOS (LB/HR) = 0	R	FLUJO EN LA CORAZA (LB/HR) = 0
TEMP. INICIAL (G. FAH.) = 0	R	TEMP. INICIAL (G. FAH.) = 0
TEMP. FINAL (G. FAH.) = 0	R	TEMP. FINAL (G. FAH.) = 0
RESISTENCIA TOTAL POR DEPOSITOS = 0	R	

CARACTERISTICAS DE LA CORAZA	INTERCAMBIADOR	1 - H	CARACTERISTICAS DE LOS TUBOS
DIAM. DE LA CORAZA (PULG.) = 0	R		DIAM. EXTERNO (PULG.) = 0
ESP. ENTRE BAFFLES (PULG.) = 0	R		DIAM. INTERNO (PULG.) = 0
NO. DE TUBOS = 0	R		PITCH (PULG.) = 0
	R		NO. DE PASOS = 0

Break in 5855
Ok

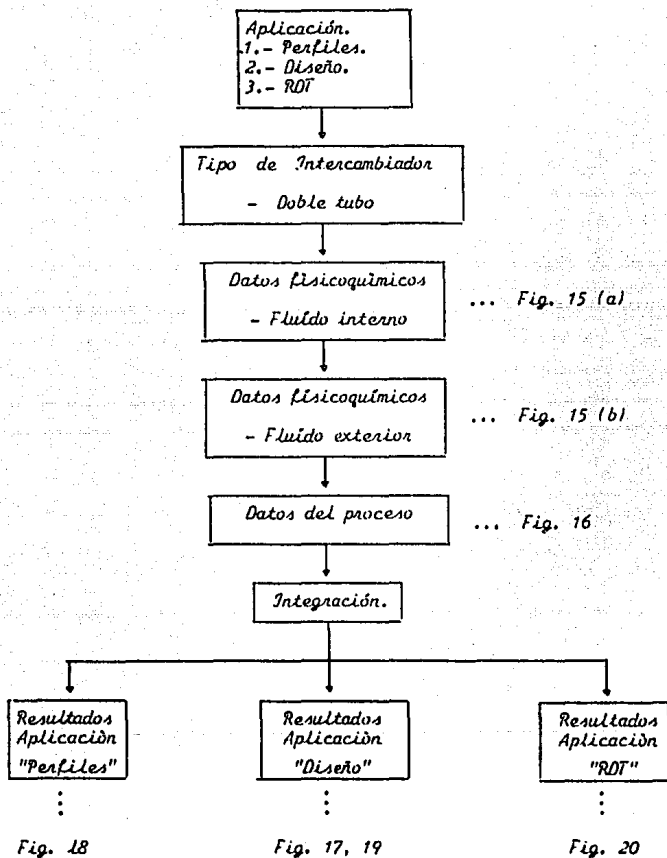
b)

ESCOJA TIPO DE ARREGLO

1.- TIPO CUADRO

2.- TIPO TRIANGULO

TIPO DE ARREGLO ELEGIDO (1 o 2) = 0





PROPIEDADES FISICOQUIMICAS DE LOS FLUIDOS

a)

Se supondrá una función polinomial de las propiedades sobre la temperatura, según: $P(\text{Propiedad}) = a + bT + cT^2 + dT^3$. A continuación complete las respectivas expresiones

FLUIDO INTERIOR

$$\begin{aligned} \text{Conduct. (BTU/lb}\cdot\text{G}\cdot\text{Fah.}) &= .301 + 0T + 0T^2 + 0T^3 \\ \text{Viscosidad (lb/ft}\cdot\text{sec)} &= 1.21 + 0T + 0T^2 + 0T^3 \\ \text{Cp. (BTU/lb}\cdot\text{G}\cdot\text{Fah.}) &= .425 + 0T + 0T^2 + 0T^3 \\ \text{Densidad (lb/ft}^3) &= 49.84 + 0T + 0T^2 + 0T^3 \end{aligned}$$

b)

FLUIDO EXTERIOR

$$\begin{aligned} \text{Conduct. (BTU/lb}\cdot\text{G}\cdot\text{Fah.}) &= .085 + 0T + 0T^2 + 0T^3 \\ \text{Viscosidad (lb/ft}\cdot\text{sec)} &= .99 + 0T + 0T^2 + 0T^3 \\ \text{Cp. (BTU/lb}\cdot\text{G}\cdot\text{Fah.}) &= .44 + 0T + 0T^2 + 0T^3 \\ \text{Densidad (lb/ft}^3) &= 54.2 + 0T + 0T^2 + 0T^3 \end{aligned}$$

Conduct. del metal (BTU/lb*G.Fah.) = $2a$

$$0 + 0T + 0T^2 + 0T^3$$

FIGURA 15



DATOS DEL PROCESO

CARACTERISTICAS DEL FLUJO INTERIOR	R	CARACTERISTICAS DEL FLUJO EXTERIOR
FLUJO INTERIOR (LB/HR)=	R	FLUJO EXTERIOR (LB/HR)=
TEMP. INICIAL (G. FAH.)=	R	TEMP. INICIAL (G. FAH.)=
TEMP. FINAL (G. FAH.)=	R	TEMP. FINAL (G. FAH.)=
RESISTENCIA TOTAL POR DEPOSITOS=	R	

INTERCAMBIADOR	R	DOBLE TUBO
CARACTERIST. DEL TUBO EXTERIOR	R	CARACTERIST. DEL TUBO INTERIOR
DIAM. INTERNO (PULG.)=	R	DIAM. EXTERNO (PULG.)=
	R	DIAM. INTERNO (PULG.)=
	R	
	R	
	R	

FIGURA 16



PERFIL DE TEMPERATURAS DENTRO DEL INTERCAMBIADOR

INTERCAMBIADOR DE DOBLE TUBO

LONGITUD	TEMP. ANULAR	TEMP. INTER.
0	160	120
11.9	151.4	114.3
24.8	142.9	108.6
38.9	134.3	102.8
54.2	125.7	97.1
71.2	117.1	91.4
90.2	108.6	85.7
111.6	100	80

CAIDA DE PRESION EXTERIOR= 9.893575 LB/IN²

CAIDA DE PRESION INTERIOR= 2.441133 LB/IN²

FIGURA 17



PERFIL DE TEMPERATURAS DENTRO DEL INTERCAMBIADOR

INTERCAMBIADOR DE DOBLE TUBO

LONGITUD	TEMP. ANULAR	TEMP. INTER.
0	160	120.5
17.4	147.9	112.4
36.9	135.7	104.3
59.1	123.6	96.2
84.8	111.5	88.1
115.4	99.3	80

CAIDA DE PRESION EXTERIOR= 9.195969 LB/IN²

CAIDA DE PRESION INTERIOR= 2.524135 LB/IN²



PERFIL DE TEMPERATURAS DENTRO DEL INTERCAMBIADOR

INTERCAMBIADOR DE DOBLE TUBO

LONGITUD	TEMP. ANULAR	TEMP. INTER.
3'	148'	120'
12.6'	151.4'	114.3'
26.3'	142.9'	108.6'
41.1'	134.3'	102.8'
57.4'	125.7'	97.1'
75.4'	117.1'	91.4'
95.4'	108.6'	85.7'
118.2'	100'	80'

A CONTINUACION SE DAN LAS CAIDAS DE PRESION SEGUN LA LONGITUD DE LA HORQUILLA USADA EN CUESTION

CAIDA DE PRESION INTERIOR (LB/IN²) = 2.586462

LONG. DE TUBO	NO. DE HORQUILLAS	CAIDA DE PRESION EXT. (LB/IN ²)
3	3	10.13362
10	6	9.953894
12	5	9.864029
14	4	9.774163
20	3	9.634279
24	3	9.684299

FIGURA 10



EL VALOR REQUERIDO DEL FACTOR DE ENSUCIAMIENTO ES DE $2.326108E-05$
A CONTINUACION SE MOSTRA EL PEFIL DE TEMPERATURAS ASI COMO EL CALCULO DE
LAS CAIDAS DE PRESION RESPECTIVAS

PERFIL DE TEMPERATURAS DENTPO DEL INTERCAMBIADOR

INTERCAMBIADOR DE DOBLE TUPO

LONGITUD	TEMP. ANULAR	TEMP. INTER.
0	160	120
30.5	140	106.7
67.9	120	93.3
116	100	80

CAIDA DE PRESION EXTERIOR= 9.240985 LB/IN²

CAIDA DE PRESION INTERIOR= 2.528737 LB/IN²

FIGURA 10

Comparación y análisis de resultados.

- La solución de este problema por medio del método de Kern, reporta una longitud requerida de 116 pies, por lo cual se necesitan conectar 3 honquillas de 20 pies en serie, haciendo el ajuste del factor de ensuciamiento, se reporta un valor de $0.0023 \text{ hft}^2 \text{ } ^\circ\text{F/BTU}$, así mismo se reporta una caída de presión en el ánulo de 9.2 lb/in^2 y de 3.2 lb/in^2 en el tubo interior. Para llegar a los resultados anteriores se ha considerado -- una temperatura media aritmética, bajo el criterio de baja viscosidad en los fluidos, así también se desprecia la resistencia térmica del metal.

- Mediante el uso de la aplicación "Diseño" y bajo la suposición de una alta conductividad térmica del metal, se encuentra una longitud de diseño de 112 ft, correspondiendo a la referencia un valor de 116 ft, esta diferencia es debida al uso de una temperatura media aritmética en la bibliografía en contraposición al método integral usado por el paquete computacional que otorga más exactitud en el cálculo.

- Mediante el uso de la aplicación "Perfiles" y bajo la suposición de una longitud real del intercambiador de 116 ft como es reportada en la referencia, se encuentra el perfil con el que trabajaría tal intercambiador y se observan pocas diferencias en las temperaturas de salida, que evidencian un ligero sobrediseño.

- Mediante el uso de la aplicación "RDT" y bajo la suposición de una longitud real del intercambiador de 116 ft como es reportado, se encuentra un valor del factor de incrustación de 0.0023 coincidiendo con el valor reportado, pero en el caso de la bibliografía se trata del valor -- ajustado a la longitud comercial de 120 ft, por lo cual nuevamente se de-

tecta un ligero sobrediseño.

Se utilizó la aplicación "Diseño", pero ahora utilizando una -- conductividad del metal de 26 BTU/Lb°F correspondiente al acero y se encontró una longitud de diseño de 118 ft comparada con 116 ft de la referencia, lo cual ilustra el efecto de hacer despreciable la resistencia térmica del metal.

- Ambos métodos al hacer el ajuste a longitudes comerciales de tubo coinciden en usar 3 honquillas de 20 ft, obteniéndose en el caso del paquete computacional una tabla con las demás posibilidades de tubo comercial así como las caídas de presión que se originarían con su uso.

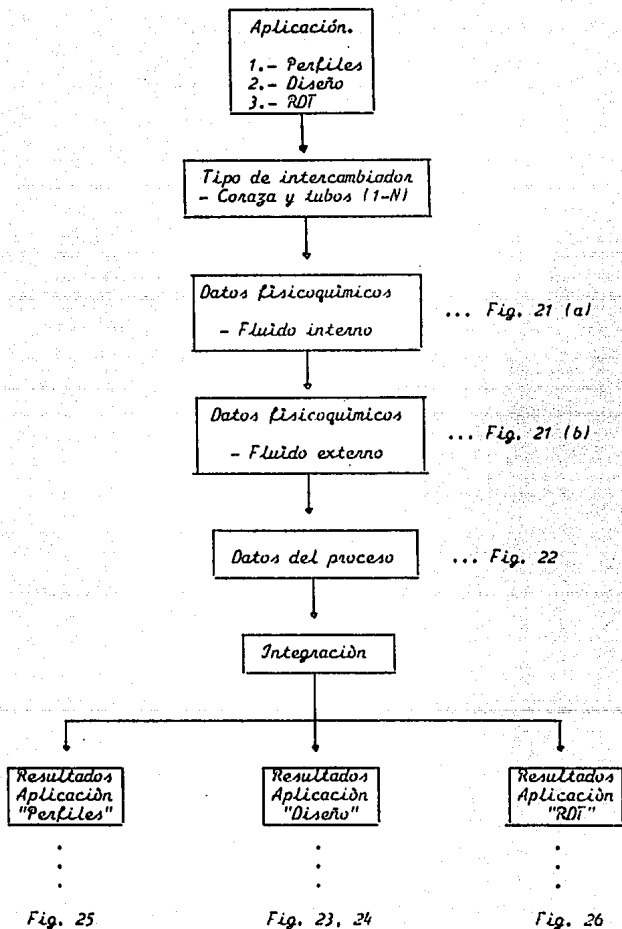
Analizando las comparaciones y resultados anteriores, se puede considerar que el paquete computacional proporciona resultados que correlacionan aceptablemente con los valores encontrados en la bibliografía y -- provee de criterios objetivos para el estudio en este caso de un intercambiador de "Doble tubo".

Ejemplo 7.3 (Ref. No.1), Cálculo de un intercambiador de kerosena-aceite crudo. 43800 lb/h de una kerosena de 42°APJ salen del fondo de la columna de destilación a 390°F y deben enfriarse a 200°F mediante ---- 149000 lb/h de un crudo de 34°APJ que viene del tanque de almacenamiento - a 100°F y se calienta a 170°F. Se permite una caída de presión de 10 lb/in² en las dos corrientes y de acuerdo con la tabla 12, un factor de obstrucción de 0.003 (combinado) debe considerarse. Se dispone para este servicio de un intercambiador de 21 1/4 plg. DJ que tiene 158 tubos de 1 plg. - DE, 13 BWG y 16'0" de largo y están arreglados en cuadro de 1 1/4 de paso. El haz de tubos está arreglado para cuatro pasos y los deflectores -- están espaciados a 5 plg. ¿Será adecuado el intercambiador?, ¿Cuál es el factor de obstrucción.

A continuación se tabulan los resultados más significativos:

	Referencia	Aplicación "Diseño"	Aplicación "RDT"
Longitud (ft).	16	14.4 (14.1)	16
RDT (hft ² /BTU).	0.00348	0.003	0.005
ΔP ext. (lb/in ²)/	9.2	8.3	9.0
ΔP int. (Lb/in ²).	3.5	3.2	3.6

La solución de este problema por medio del paquete computacional se realiza según la secuencia siguiente:





a)

PROPIEDADES FISICOQUIMICAS DE LOS FLUIDOS

Se supone una función polinomial de las propiedades sobre la temperatura, Segun: $P(\text{Propiedad}) = a + bT + cT^2 + dT^3$. A continuación complete las respectivas expresiones

FLUIDO INTERIOR

$$\begin{aligned} \text{Conduct. (BTU/lb}\cdot\text{G}\cdot\text{Fah.}^{-1}) &= 0.077 + 0T + 0T^2 + 0T^3 \\ \text{Viscosidad (lb/ft}\cdot\text{sec)} &= 16.98 + (-0.062)T + (-4.6E-5)T^2 + 2.5E-7T^3 \\ \text{Cp. (BTU/lb}\cdot\text{G}\cdot\text{Fah.}^{-1}) &= 49 + 0T + 0T^2 + 0T^3 \\ \text{Densidad (lb/ft}^3) &= 51.71 + 0T + 0T^2 + 0T^3 \end{aligned}$$

b)

FLUIDO EXTERIOR

$$\begin{aligned} \text{Conduct. (BTU/lb}\cdot\text{G}\cdot\text{Fah.}^{-1}) &= 0.065 + 0T + 0T^2 + 0T^3 \\ \text{Viscosidad (lb/ft}\cdot\text{sec)} &= 2.84 + (-0.00716)T + 3.59E-6T^2 + (-6.61E-9)T^3 \\ \text{Cp. (BTU/lb}\cdot\text{G}\cdot\text{Fah.}^{-1}) &= 59 + 0T + 0T^2 + 0T^3 \\ \text{Densidad (lb/ft}^3) &= 45.48 + 0T + 0T^2 + 0T^3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Conduct. del metal (BTU/lb}\cdot\text{G}\cdot\text{Fah.}^{-1}) &= 26 \\ &= 0T + 0T^2 + 0T^3 \end{aligned}$$

FIGURA 21

DATOS DEL PROCESO

CARACTERISTICAS DEL FLUJO INTERIOR	≠	CARACTERISTICAS DEL FLUJO EXTERIOR
FLUJO EN LOS TUBOS (LB/HR) = 149000	≠	FLUJO EN LA CORAZA (LB/HR) = 43800
TEMP. INICIAL (G. FAH.) = 180	≠	TEMP. INICIAL (G. FAH.) = 390
TEMP. FINAL (G. FAH.) = 170	≠	TEMP. FINAL (G. FAH.) = 200
RESISTENCIA TOTAL POR DEPOSITOS = 0.003		

	INTERCAMBIADOR	1 - N
CARACTERISTICAS DE LA CORAZA		CARACTERISTICAS DE LOS TUBOS
DIAM. DE LA CORAZA (PULG.) = 21.25	≠	DIAM. EXTERNO (PULG.) = 1
ESP. ENTRE BAFFLES (PULG.) = 5	≠	DIAM. INTERNO (PULG.) = 0.81
NO. DE TUBOS = 158	≠	PITCH (PULG.) = 1.25
	≠	NO. DE PASOS = 4

ESCOJA TIPO DE ARREGLO

- 1.- TIPO CUADRO
- 2.- TIPO TRIANGULO

TIPO DE ARREGLO ELEGIDO (1 o 2) = 1



PERFIL DE TEMPERATURAS DENTRO DEL INTERCAMBIADOR

NUMERO DE PASOS EN LA CORAZA = 1
 NUMERO DE PASOS EN LOS TUBOS = 4
 UNICO PASO EN LA COPAZA

LONGITUD	TEMP. CORAZA	TEMP. PASO 1	TEMP. PASO 2	TEMP. PASO 3	TEMP. PASO 4
0	390	170	139.9	139.9	100
1.1	362.9	167.8	142.2	137.5	102.6
2.3	335.7	165.6	144.6	135	105.3
3.8	308.6	163.5	146.9	132.6	108
5.5	281.4	161.4	149.2	130.1	110.7
7.7	254.3	159.4	151.4	127.6	113.5
10.5	227.1	157.4	153.5	124.9	116.4
14.4	200	155.5	155.4	122.1	119.4

CAIDA DE PRESION EN LA CORAZA= 3.203123 LB/IN²

CAIDA DE PRESION EN LOS TUBOS= 8.327506 LB/IN²



PERFIL DE TEMPERATURAS DENTRO DEL INTERCAMBIADOR

NUMERO DE PASOS EN LA CORAZA = 1
NUMERO DE PASOS EN LOS TUBOS = 4
UNICO PASO EN LA CORAZA

LONGITUD	TEMP. CORAZA	TEMP. PASO 1	TEMP. PASO 2	TEMP. PASO 3	TEMP. PASO 4
0	398	167.3	136.9	136.9	100
1.1	362.9	165.1	139.3	134.5	102.6
2.3	335.7	162.9	141.7	132.1	105.3
3.7	308.6	160.7	144	129.6	108
5.5	281.4	158.6	146.3	127.2	110.7
7.6	254.3	156.6	148.5	124.6	113.4
10.3	227.1	154.5	150.7	121.9	116.2
14.1	200	152.6	152.6	119.1	119.1

CAIDA DE PRESION EN LA CORAZA = 3.152363 LB/IN²

CAIDA DE PRESION EN LOS TUBOS = 8.256556 LB/IN²



PERFIL DE TEMPERATURAS DENTRO DEL INTERCAMBIADOR

NUMERO DE PASOS EN LA CORAZA = 1

NUMERO DE PASOS EN LOS TUBOS = 4

UNICO PASO EN LA CORAZA

LONGITUD	TEMP. CORAZA	TEMP. PASO 1	TEMP. PASO 2	TEMP. PASO 3	TEMP. PASO 4
0	390	170.3	139.1	139.1	100
1.1	361.6	168.1	141.6	136.6	102.8
2.4	333.2	165.8	144.1	134.1	105.6
4	304.8	163.6	146.5	131.5	108.4
5.9	276.4	161.4	148.9	128.9	111.2
8.3	248	159.3	151.2	126.2	114.2
11.4	219.6	157.2	153.4	123.4	117.2
16	191.2	155.4	155.3	120.3	120.4

CAIDA DE PRESION EN LA CORAZA= 3.574315 LB/IN²

CAIDA DE PRESION EN LOS TUBOS= 8.959909 LB/IN²

FIGURA 25



EL VALOR REQUERIDO DEL FACTOR DE ENSUCIAMIENTO ES DE 5.15154E-03
A CONTINUACION SE MUESTRA EL PERFIL DE TEMPERATURAS ASI COMO EL CALCULO DE
LAS CAIDAS DE PRESION RESPECTIVAS

PERFIL DE TEMPERATURAS DENTRO DEL INTERCAMBIADOR

NUMERO DE PASOS EN LA CORAZA = 1
NUMERO DE PASOS EN LOS TUBOS = 4
UNICO PASO EN LA CORAZA

LONGITUD	TEMP.	TEMP.	TEMP.	TEMP.	TEMP.
CORAZA	PASO 1	PASO 2	PASO 3	PASO 4	
0	398	167.3	137	137	100
3.1	326.7	162.2	142.5	131.4	106.2
7.8	263.3	157.3	147.9	125.5	112.5
16	200	152.7	152.7	119.2	119.2

CAIDA DE PRESION EN LA CORAZA= 3.612461 LB/IN²

CAIDA DE PRESION EN LOS TUBOS= 9.051226 LB/IN²

FIGURA 26

Comparación y análisis de resultados.

- La solución de este problema por el método de Kern, reporta un factor de obstrucción de $0.00348 \text{ hft}^2 \text{ F/BRI}$ siendo el requerimiento de 0.003 lo cual indica que el intercambiador es adecuado y se logra con él un periodo de mantenimiento razonable, así mismo se reporta una caída de presión en la coraza de 3.5 lb/in^2 y de 9.2 lb/in^2 en los tubos, por lo cual el sistema cumple hidráulicamente.

- Mediante el uso de la aplicación "Diseño" y bajo las condiciones que reporta la bibliografía, se encuentra una longitud de diseño de 14.4 ft , demostrando un sobrediseño, asimismo, se observa imprecisión en las temperaturas comunes a dos pasos, lo cual es debido a una inexactitud del balance de calor sensible efectuado en la bibliografía, por lo anterior se repitió el proceso, haciendo uso de las subrutinas "B" para encontrar el valor de la temperatura de salida interior, que la referencia reporta como 170°F y el correcto es de 167.3°F (El llamado de las subrutinas "B" se verifica cuando existe un campo vacío en el formato de captura de datos del proceso), posteriormente, mediante el uso de la aplicación "Diseño" y con la corrección antes descrita, se encuentra una longitud de diseño de 14.1 ft , en ambos casos el sistema cumple hidráulicamente.

- Mediante el uso de la aplicación "Perfiles" y bajo la suposición de una longitud real del intercambiador de 16 ft como es reportada en la referencia, se encuentra el perfil correspondiente de temperaturas con el que trabajaría el intercambiador, es interesante observar que la temperatura de salida de la coraza desciende a 191.2°F casi 10°F más abajo que el requerimiento (200°F).

- Mediante el uso de la aplicación "ROT" y bajo la suposición de una longitud real del intercambiador de 16 ft como es reportada en la bibliografía, se encuentra un valor del factor de incrustación de $0.005 \text{ hft}^2 \text{ F/BTU}$, siendo el reportado de 0.00348 y el requerido de 0.003 , lo cual confirma el sobrediseño.

Analizando las comparaciones y resultados anteriores, se puede considerar que el paquete computacional ha proporcionado resultados que correlacionan aceptablemente con los valores encontrados en la bibliografía y provee de criterios objetivos para el estudio, en este caso de un intercambiador de concha y tubos (1-1).

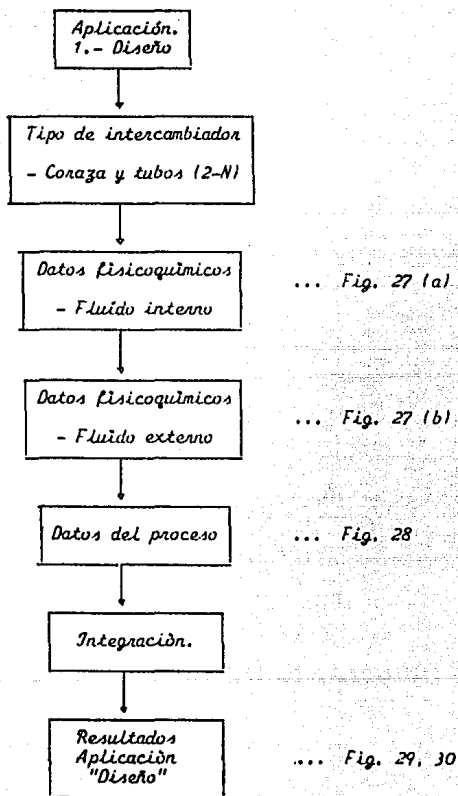
En el estudio del presente problema se ha hecho más notoria la diferencia que resulta de usar una temperatura media, ya sea aritmética o logarítmica, que aunado a otras imprecisiones resultan en este caso, en un sobrediseño.

Ejemplo 8.1 (Ref. No. 1). Cálculo de un enfriador de aceite 2-4. Un aceite de 33.5°API tiene una viscosidad de 1 centipoise a 180°F y 2.0 centipoises a 100°F. 49600 lb/h de aceite salen de la columna de destilación a 358°F y es usado en un proceso de adsonción a 100°F. El enfriamiento será alcanzado mediante agua de 90°F a 120°F. La caída de presión permitida es de 10 lb/plg² en ambas corrientes con un factor de obstrucción combinado de 0.004. Se dispone para este servicio de un intercambiador de 35 plg. DI teniendo 454 tubos de 1 plg. DE, 11 BWG y 12'0" de largo y están colocados en un arreglo en cuadro con 1 1/4 plg. de paso. El haz de tubos está arreglado para 6 pasos y los deflectores con conte vertical espaciados a 7 plg. El deflector longitudinal está soldado a la conaza. ¿Es necesario usar un intercambiador 2-4? ¿El intercambiador de que se dispone llena los requerimientos?

A continuación se tabulan los resultados más significativos.

	Referencia	Aplicación "Diseño"
Longitud (ft).	12	12.85
RDT (hft ² F/BTU).	0.0038	40.004
ΔP ext. (lb/in ²).	7.0	6.3
ΔP int. (lb/in ²).	7.2	7.6

La solución de este problema por medio del paquete computacional se realiza según la secuencia siguiente:





PROPIEDADES FISICOQUIMICAS DE LOS FLUIDOS

Se supondrá una función polinomial de las propiedades sobre la temperatura, Segn: $P(\text{Propiedad}) = A + bT + cT^2 + dT^3$. A continuación complete las respectivas expresiones

FLUIDO INTERIOR

$$\begin{aligned} \text{Conduct. (BTU/lb}\cdot\text{ft}\cdot\text{Fah.}) &= .365 + 0 \cdot T + 0 \cdot T^2 + 0 \cdot T^3 \\ \text{Viscosidad (lb/ft}\cdot\text{sec)} &= 5.015 + -.0493 \cdot T + 2E-4 \cdot T^2 + -3.01E-7 \cdot T^3 \\ \text{Cp. (BTU/lb}\cdot\text{Fah.)} &= 0 + 0 \cdot T + 0 \cdot T^2 + 0 \cdot T^3 \\ \text{Densidad (lb/ft}^3) &= 62.3 + 0 \cdot T + 0 \cdot T^2 + 0 \cdot T^3 \end{aligned}$$

b)

FLUIDO EXTERIOR

$$\begin{aligned} \text{Conduct. (BTU/lb}\cdot\text{ft}\cdot\text{Fah.}) &= .0736 + 0 \cdot T + 0 \cdot T^2 + 0 \cdot T^3 \\ \text{Viscosidad (lb/ft}\cdot\text{sec)} &= 10.466 + -.074 \cdot T + 1.956E-4 \cdot T^2 + -1.925E-7 \cdot T^3 \\ \text{Cp. (BTU/lb}\cdot\text{Fah.)} &= .545 + 0 \cdot T + 0 \cdot T^2 + 0 \cdot T^3 \\ \text{Densidad (lb/ft}^3) &= 48 + 0 \cdot T + 0 \cdot T^2 + 0 \cdot T^3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Conduct. del metal (BTU/lb}\cdot\text{ft}\cdot\text{Fah.}) &= 26 + 0 \cdot T + 0 \cdot T^2 + 0 \cdot T^3 \end{aligned}$$

FIGURA 27

DATOS DEL PROCESO

CARACTERISTICAS DEL FLUJO INTERIOR	R	CARACTERISTICAS DEL FLUJO EXTERIOR
FLUJO EN LOS TUBOS (LB/HR) = 225000	R	FLUJO EN LA CORAZA (LB/HR) = 49500
TEMP. INICIAL (G. FAH.) = 198	R	TEMP. INICIAL (G. FAH.) = 358
TEMP. FINAL (G. FAH.) = 120	R	TEMP. FINAL (G. FAH.) = 100
RESISTENCIA TOTAL POR DEPOSITOS = 1.084	R	

	INTERCAMBIADOR 2 - II	
CARACTERISTICAS DE LA CORAZA		CARACTERISTICAS DE LOS TUBOS
DIAM. DE LA CORAZA (PULG.) = 35	R	DIAM. EXTERNO (PULG.) = 1
ESP. ENTRE BAFFLES (PULG.) = 7	R	DIAM. INTERNO (PULG.) = 1.75
NO. DE TUBOS = 454	R	PITCH (PULG.) = 1.25
	R	NO. DE PASOS = 6

ESCOJA TIPO DE ARREGLO

- 1.- TIPO CUADRO
- 2.- TIPO TRIANGULO

TIPO DE ARREGLO ELEGIDO (1 o 2) = 1

FIGURA 28

PERFIL DE TEMPERATURAS DENTRO DEL INTERCAMBIADOR

NUMERO DE PASOS EN LA CORAZA = 2
 NUMERO DE PASOS EN LOS TUBOS = 6
 PRIMER PASO EN LA CORAZA

LONGITUD	TEMP. CORAZA	TEMP. PASO 1	TEMP. PASO 2	TEMP. PASO 3
0	352	120	103.9	103.9
.8	327	118.8	105.1	102.6
1.7	296	117.7	106.3	101.4
2.9	265	116.5	107.5	100.2
4.2	234	115.4	108.7	98.9
6	203	114.3	109.9	97.6
8.600001	172.1	113.2	111	96.3
12.9	141.1	112.1	112.1	94.8

CAIDA DE PRESION EN LA CORAZA= 2.943284 LB/IN²

CAIDA DE PRESION EN LOS TUBOS= 6.632361 LB/IN²

L1= 12.97983

PERFIL DE TEMPERATURAS DENTRO DEL INTERCAMBIADOR

NUMERO DE PASOS EN LA CORAZA = 2

NUMERO DE PASOS EN LOS TUBOS = 6

SEGUNDO PASO EN LA CORAZA

LONGITUD	TEMP. CORAZA	TEMP. PASO 1	TEMP. PASO 2	TEMP. PASO 3
0	100	90	93.3	93.3
3.9	105.9	90.3	93.1	93.5
6.4	111.7	90.5	92.9	93.7
8.3	117.6	90.8	92.6	93.9
9.7	123.5	91	92.4	94.1
10.9	129.3	91.2	92.2	94.3
11.9	135.2	91.5	91.9	94.5
12.8	141.1	91.7	91.7	94.8

CAIDA DE PRESION EN LA CORAZA= 3.332004 LB/IN²

CAIDA DE PRESION EN LOS TUBOS= 8.692263 LB/IN²

L2= 12.79681

ERROR= 3.202123E-03

CAIDA DE PRESION TOTAL EN LA CORAZA= 6.275298 LB/IN²

CAIDA DE PRESION PROMEDIO EN LOS TUBOS= 7.652313 LB/IN²

Comparación y análisis de resultados.

- La solución de este problema por el método de Kern, reporta - que los parámetros R y S no se intersectan en la Fig. 18 (Ref. No. 1), haciendo imperativo el uso de un intercambiador 2-4. Se reporta un factor de obstrucción calculado de 0.0039, siendo el requerido de 0.004, considerando el valor calculado como aceptable, asimismo, se reporta una caída de presión en la coraza de 7.0 lb/in^2 y 7.2 lb/in^2 en los tubos, por lo cual el autor considera que es satisfactorio el intercambiador propuesto para - tal servicio.

- Mediante el uso de la aplicación "Diseño" y bajo las condiciones de proceso reportadas en la bibliografía ($RDT = 0.004$). Se encuentra una longitud de diseño de 12.85 ft, correspondiendo a la bibliografía un valor de 12 ft, con un $RDT = 0.0038$, por lo cual se puede concluir que el sistema se encuentra subdiseñado, no obstante la longitud comercial más - cercana es de 12 ft, con lo cual el intercambiador puede ser adecuado con una frecuencia casi normal de mantenimiento.

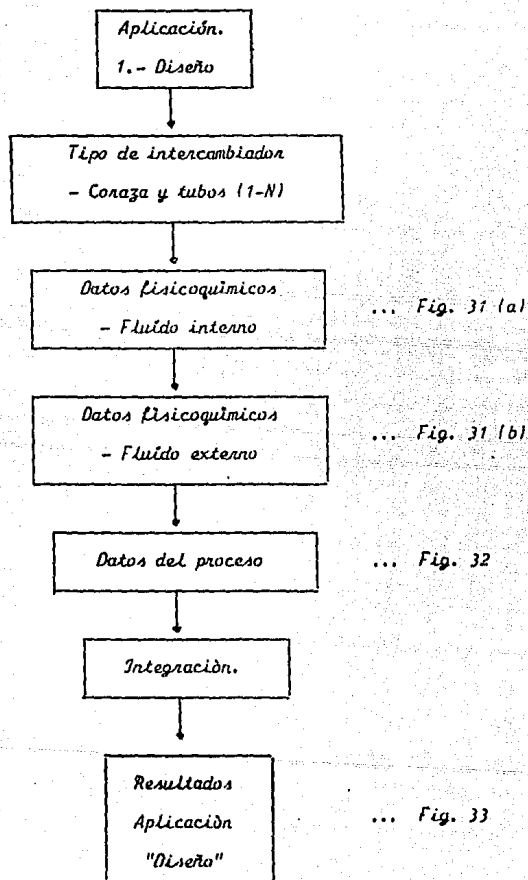
Analizando los resultados anteriores se puede concluir que el paquete computacional proporciona resultados que correlacionan aceptablemente con los valores encontrados en la bibliografía y provee de criterios objetivos para el estudio en este caso de un intercambiador de coraza y - tubos (2-N).

Los problemas anteriormente estudiados, ilustran el uso del - paquete computacional en la solución de casos encontrados en la bibliografía. A continuación se anexa un problema propuesto, que ejemplifica aspectos importantes no evidenciados anteriormente.

PROBLEMA PROPUESTO. Se desea diseñar un intercambiador de "Co-
raza y tubos" (1-N), capaz de enfriar 40 000 lb/h de ácido sulfúrico de -
alta pureza (90%) de 50°F a 40°F, mediante una corriente de cloroformo dis-
poniendo de 30 000 lb/hr a 20°F, se considerará una resistencia total por
depósitos de 0.002.

Se propone usar una coraza de 29 in de diámetro, un espaciamen
to entre baffles de 7 in y 183 tubos con las siguientes características; -
1.25 in de diámetro externo, 0.92 in de diámetro interno, 1.5625 in de ---
pitch, considerando 3 pasos y un arreglo en cuadro.

La solución de este problema por medio del paquete computacio-
nal se realiza según la secuencia siguiente.





PROPIEDADES FISICOQUIMICAS DE LOS FLUIDOS

Se supondrá una función polinomial de las propiedades sobre la temperatura según: $P(\text{Propiedad}) = a + bT + cT^2 + dT^3$. A continuación complete las respectivas expresiones

FLUIDO INTERIOR

$$\begin{aligned} \text{Conduct. (BTU/lb}\cdot\text{ft}\cdot\text{F.}\cdot\text{h.})} &= 0.21 + 0 \cdot T + 0 \cdot T^2 + 0 \cdot T^3 \\ \text{Viscosidad (lb/ft}\cdot\text{sec)} &= 1475.95 + (-16.245) \cdot T + .06 \cdot T^2 + (-6E-5) \cdot T^3 \\ \text{Cp. (BTU/lb}\cdot\text{F.}\cdot\text{h.})} &= 0.9330333 + 2.13E-4 \cdot T + 0 \cdot T^2 + 0 \cdot T^3 \\ \text{Densidad (lb/ft}^3) &= 115.84 + (-.04) \cdot T + 2E-5 \cdot T^2 + 0 \cdot T^3 \end{aligned}$$

b)

FLUIDO EXTERIOR

$$\begin{aligned} \text{Conduct. (BTU/lb}\cdot\text{ft}\cdot\text{F.}\cdot\text{h.})} &= .144E + (-2.5E-4) \cdot T + 0 \cdot T^2 + 0 \cdot T^3 \\ \text{Viscosidad (lb/ft}\cdot\text{sec)} &= 65.85 + (-.52) \cdot T + 1.75E-3 \cdot T^2 + 0 \cdot T^3 \\ \text{Cp. (BTU/lb}\cdot\text{F.}\cdot\text{h.})} &= .225 + 1.53E-3 \cdot T + (-1E-5) \cdot T^2 + 0 \cdot T^3 \\ \text{Densidad (lb/ft}^3) &= 51.56 + (-.031) \cdot T + (-1E-5) \cdot T^2 + 0 \cdot T^3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Conduct. del metal (BTU/lb}\cdot\text{ft}\cdot\text{F.}\cdot\text{h.})} &= 20.21 + (-.00513) \cdot T + 0 \cdot T^2 + 0 \cdot T^3 \end{aligned}$$

FIGURA 31

DATOS DEL PROCESO

CARACTERISTICAS DEL FLUJO INTERIOR	R	CARACTERISTICAS DEL FLUJO EXTERIOR
FLUJO EN LOS TUBOS (LB/HR) = 20000	R	FLUJO EN LA CORAZA (LB/HR) = 30000
TEMP. INICIAL (G. FAH.) = 50	R	TEMP. INICIAL (G. FAH.) = 20
TEMP. FINAL (G. FAH.) = 40	R	TEMP. FINAL (G. FAH.) = 0
RESISTENCIA TOTAL POR DEPOSITOS = .002		

INTERCAMBIADOR	I - N
CARACTERISTICAS DE LA CORAZA	CARACTERISTICAS DE LOS TUBOS
DIAM. DE LA COPAZA (PULG.) = 29	DIAM. EXTERNO (PULG.) = 1.25
ESP. ENTRE BAFFLES (PULG.) = 7	DIAM. INTERNO (PULG.) = .92
NO. DE TUBOS = 183	PITCH (PULG.) = 1.5625
	NO. DE PASOS = 3

ESCOJA TIPO DE ARREGLO

- 1.- TIPO CUADRO
- 2.- TIPO TRIANGULO

TIPO DE ARREGLO ELEGIDO (1 o 2) = 1

FIGURA 32



PERFIL DE TEMPERATURAS DENTRO DEL INTERCAMBIADOR

NUMERO DE PASOS EN LA CORAZA = 1
 NUMERO DE PASOS EN LOS TUBOS = 3
 UNICO PASO EN LA CORAZA

LONGITUD	TEMP. CORAZA	TEMP. PASO 1	TEMP. PASO 2	TEMP. PASO 3
0	28.1	50	42.9	42.9
4.4	25.9	49.4	43.3	42.5
8.600001	25.8	48.8	43.8	42.1
12.6	24.6	48.3	44.2	41.7
16.5	23.5	47.7	44.7	41.3
20.1	22.3	47.2	45.2	40.9
23.6	21.2	46.6	45.6	40.6
26.9	20	46.1	46.1	40.2

CAIDA DE PRESION EN LA CORAZA= 1.293207 LB/IN²

CAIDA DE PRESION EN LOS TUBOS= 6.579668 LB/IN²

Notas.

- Es importante resaltar que en el estudio del problema propuesto se ha hecho uso de correlaciones muy exactas para el cálculo de las propiedades fisicoquímicas, por lo cual se aprovecha al máximo la capacidad del formato de captura de datos fisicoquímicos, especialmente en el caso del metal (Plomo).

- Los datos geométricos son distintos a los estándares usados en los problemas anteriormente tratados, lo cual ejemplifica la capacidad del paquete computacional para estudiar una diversidad de casos.

- El número de pasos en los tubos es impar (3), lo cual evidencia la capacidad del paquete computacional para estudiar indistintamente casos con números pares e impares de pasos en los tubos.

CAPITULO V.

"Observaciones y conclusiones"

El desarrollo de este trabajo, se enfrentó a múltiples problemas tales como hallar el formato adecuado de las ecuaciones diferenciales; hallar métodos de convergencia efectivos para los casos estudiados; aprovechar al máximo las propiedades del ordenador, así como optimizar el tiempo de cálculo. Pese a todo lo anterior, se logró conformar una estructura computacional sólida y muy versátil. Es importante hacer notar que esta versatilidad en sus distintas aplicaciones ha originado resultados que no sólo se confirman, sino que se complementan y en conjunto proporcionan una visión más amplia y completa del problema a tratar.

Para poder formar la estructura computacional, se recurrió a un método de integración directa de los modelos matemáticos de intercambiadores de calor, que según los resultados en el capítulo IV, demuestran que existe confiabilidad en el paquete.

El paquete computacional sólo tiene integrado correlaciones para el coeficiente de transferencia de calor correspondientes a líquidos - sin cambio de fase, por lo cual, en su estado actual no es útil para otros casos.

Debido al modelo usado en el desarrollo del paquete computacional, en su estado actual, no es adecuado para regímenes de flujo laminar.

BIBLIOGRAFIA.

- D.Q. Kern, *Procesos de Transferencia de calor*, 1a. ed. (1982), CECSA, -- México.
- *Diseño de equipo*, Cuadernos de posgrado # 9, Fac. de Química, (1983).
- *Curso de transferencia de calor*, J.M.P.
- A.S. Foust, *Principios de operaciones unitarias*, 1a. ed. (1982), CECSA, México.
- R.H. Perry /C.H. Chilton, *Chemical Engineers' Handbook*, 5th ed., Mc. -- Graw Hill.
- R.L. Burden, *Análisis numérico*, 3a. ed., (1985), Grupo editorial ibero-américa.
- Carnahan B., *Applied numerical methods*, (1982) John Wiley and Sons, N.Y.
- *Tesis*, Flores Rodríguez R., Programación por computadora del diseño de equipo de transferencia de calor, 1982.
- D. Butterworth and L.B. Cousins, *Use of computer programs in heat-exchanger design*, Heat transfer & Fluid service, Harwell.
- *Process Heat Exchanger*, Chemical Engineering Magazine.
- R.A. Spencer, *Predicting heat-exchanger performance by successive summation*, E. J. du Pont de Nemours & Co.
- *International Critical Tables*.

- J. Suárez, *Diseño y optimización de cambiadores de calor de tubos y coraza*, Bufete Industrial Diseños y Proyectos.
- Frank L. Evans Jr., *Equipment Design Handbook*.
- R. Crane and R. Gregg, *Program for evaluation of shell-and-tube heat exchangers*, University of South Florida.