



UNIVERSIDAD AUTONOMA DE SAN LUIS POTOSI

FACULTAD DE CIENCIAS QUIMICAS

DISEÑO DE EQUIPO DE TRANSFERENCIA DE
CALOR DE CARCASA Y TUBOS

TESIS PROFESIONAL

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE

INGENIERO QUIMICO

PRESENTA

María Guadalupe Lima Rogel

ASESOR M. C. JESUS NAVARRO CONTRERAS

SAN LUIS POTOSI, S. L. P.

1988

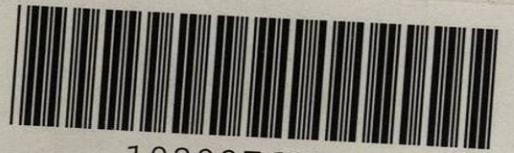
F1

QC320

L5

C.1

1983



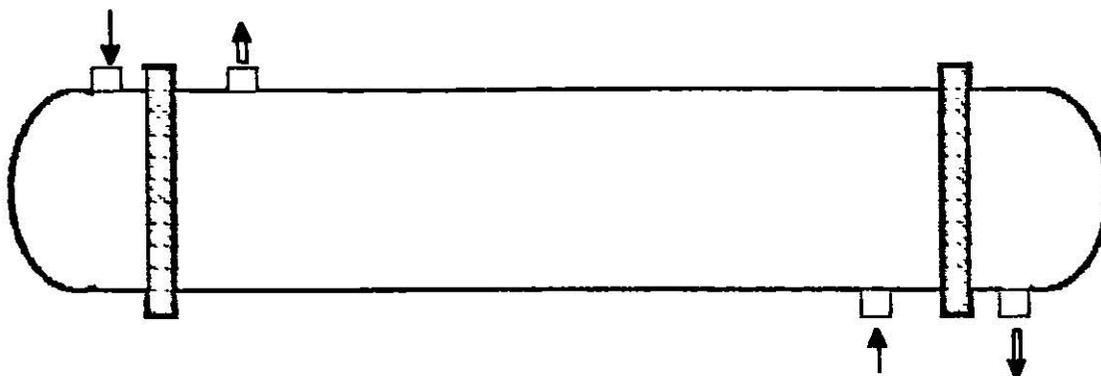
1080076925

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE SAN LUIS POTOSI

FACULTAD DE CIENCIAS QUIMICAS

INGENIERIA QUIMICA

**DISENO DE EQUIPO DE TRANSFERENCIA DE CALOR
DE CARCASA Y TUBOS**



MARIA GUADALUPE LIMA ROGEL

PRIMAVERA, 1988

X
96320
5



UANL
BIBLIOTECA
RAUL RANGEL FRIAS



UANL
FONDO
TESIS LICENCIATURA

AL I.Q. Jesus Navarro Contreras, M C ;
en agradecimiento por su asesoria en
el desarrollo de este trabajo, y por
la confianza que me brindo

Al Ing. Gerardo Torres Chavez
por su ayuda incondicional

A la generacion 85-87
de Ingenieros Quimicos
especialmente a mis amigos

A mi madre, con mi mas
profundo cariño.

A mi padre, con todo mi amor.

A ambos por su compaffia y
comprension a lo largo de todos
estos años; por su dedicacion,
ejemplo e inmenso amor que
perduraran en mi toda la vida

INDICE.

CONTENIDO	PAGINA
CAPITULO 1: INTRODUCCION	1
CAPITULO 2: DISEÑO DE EQUIPO DE TRANSFERENCIA DE CALOR	3
CAPITULO 3: ECUACIONES DE TRANSFERENCIA DE CALOR	14
CAPITULO 4: SELECCION DE CONDICIONES OPTIMAS DE OPERACION	21
CAPITULO 5: DESCRIPCION DEL SISTEMA DE PROGRAMAS DE DISEÑO	26
CAPITULO 6: RESULTADOS	31
CAPITULO 7: DISCUSION DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES	48
APENDICE A: VALORES APROXIMADOS DE LOS COEFICIENTES TOTALES PARA DISEÑO	53
APENDICE B: FACTORES DE OBSTRUCCION	54

PROLOGO.

Dada la gran importancia que tiene la transferencia de calor en la industria en general, y en la industria química en particular; el diseño de los equipos de transmisión de calor ha sido desde los inicios, uno de los grandes problemas a resolver en ingeniería química.

Cuando se necesita seleccionar un aparato de transferencia de calor, aun cuando se trate de equipo sencillo y comun como los cambiadores de carcasa y tubos; el ingeniero encuentra que existe un numero practicamente ilimitado de alternativas.

Afortunadamente en nuestros días, se cuenta con el auxilio de las computadoras, las cuales pueden utilizarse como herramientas de ayuda en el calculo y diseño de estos equipos.

Este trabajo se realizo con el fin de aprovechar el ahorro de tiempo que significa el utilizar las computadoras en el calculo de equipo de carcasa y tubos; ya que una vez programado el metodo de diseño, este puede aplicarse infinidad de veces, explotando practicamente toda la gama de combinaciones de los parametros de diseño.

El paquete de programas presentado en esta tesis, forma parte de un proyecto de diseño de equipo por microcomputadora del Centro de Investigacion y Estudios de Postgrado de la Facultad de Ciencias Químicas, U.A.S.L.P., y fue elaborado en lenguaje Applesoft BASIC, en una microcomputadora Apple IIe, con 128K RAM, y dos disqueras "floppy".

Este trabajo es solo un auxiliar en el calculo de aparatos de transferencia de calor de carcasa y tubos. Los resultados que se obtengan por el mismo constituyen una aproximacion bastante real del aparato requerido, pero en su aplicacion debe considerarse que el ingeniero de diseño tiene la ultima palabra en la eleccion del equipo adecuado.

CAPITULO 1 : INTRODUCCION

En este capitulo se repasan los mecanismos de transferencia de calor, y los tipos de equipo en los que esta es el proposito principal, las personas interesadas pueden ampliar el tema en la bibliografia apropiada (1, 2, 3, 4, 5, 6).

TRANSMISION DE CALOR.

La transferencia de calor se relaciona con la razon de intercambio de calor entre cuerpos calientes y frios, llamados fuente y receptor respectivamente.

CLASIFICACION.

Existen tres mecanismos basicos en la transmision de calor:

- a) Conduccion. Es la transmision de calor a traves de un cuerpo por la transferencia de la cantidad de movimiento de sus moleculas o atomos sin que exista mezcla.
- b) Conveccion. Es la transferencia de calor por mezcla de las partes calientes con las frias de un mismo material.
- c) Radiacion. Es la transmision de la energia a traves del espacio por medio de ondas electromagneticas.

El equipo de transmision de calor puede utilizar uno o mas de estos mecanismo; para los aparatos de Carcasa y Tubos, la transferencia se realiza en la mayor parte de los casos por Conduccion y/o Conveccion.

EQUIPO UTILIZADO EN LA TRANSFERENCIA DE CALOR.

El equipo de transferencia de calor se define por las funciones que desempeña en un proceso. Asi, los intercambiadores son los que recuperan calor entre dos corrientes en un proceso. Los calentadores se usan primariamente para calentar fluidos en un proceso, y generalmente se usa vapor con este fin. Los condensadores son enfriadores cuyo proposito principal es eliminar calor latente en lugar de calor sensible. Los hervidores tienen el proposito de suplir los requerimientos de calor en los procesos de destilacion como calor latente. Y finalmente, los evaporadores se emplean para la concentracion de soluciones por evaporacion de agua. Si ademas del agua se vaporiza cualquier otro fluido, la unidad es un vaporizador.

APARATOS DE CORAZA Y TUBOS.

Cuando se requieren superficies grandes de transferencia de calor, estas pueden obtenerse mejor con equipo de coraza y tubos.

Este tipo de equipo involucra la expansion de un tubo en un espejo y la formacion de un sello que no fuga bajo condiciones razonables de operacion.

El metodo de calculo que se presentara en este trabajo, obtenido de la literatura (3, 7), permite diseñar las siguientes clases de equipo:

I. Intercambiadores.

- a) Liquido-liquido.
- b) Liquido-gas.
- c) Gas-liquido.
- d) Gas-gas.

Tipo de flujo: Turbulento, de transicion y laminar para liquidos. Turbulento y de transicion para gases.

II. Condensadores

- a) Horizontal.
- b) Vertical.
- c) Subenfriamiento vertical.

El inciso (c) solamente existe cuando la condensacion es del lado de los tubos. Las dos anteriores para ambos lados (tubos y coraza).

III. Vaporizadores.

- a) Horizontal. (Carcasa).
- b) Vertical. (Tubos).

El mecanismo de vaporizacion implicado es el de ebullicion nuclear es decir, que la vaporizacion se realiza directamente en la superficie calefactora.

CAPITULO 2 : DISEÑO DE EQUIPO DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

En este capítulo se explica la metodología utilizada en el diseño de los aparatos de transferencia de calor de carcasa y tubos, así como las suposiciones hechas para la deducción de las ecuaciones.

METODOLOGIA DE DISEÑO.

El método desarrollado primeramente combina en una sola relación las clásicas ecuaciones empíricas de coeficientes de película de transmisión de calor, con las ecuaciones de balance de calor y las relaciones descriptivas de la geometría de tubos, deflectores y coraza. La ecuación global resultante es reestructurada en tres grupos diferentes, los cuales contienen factores relacionados con:

- a) Propiedades físicas del fluido,
- b) proceso desarrollado en el cambiador y,
- c) diseño mecánico o arreglo en la superficie del cambiador.

Estos grupos se multiplican entre sí y, además, con un factor numérico; el producto obtenido es igual a la fracción de la fuerza impulsora total (o diferencia media logarítmica de temperatura), que es disipada por cada elemento o resistencia al flujo de calor.

Cuando la suma de los productos de las resistencias individuales, es igual a la unidad, se asume que la prueba de diseño es satisfactoria. El significado físico de esto, es que la suma de las caídas de temperaturas a través de cada resistencia, es igual a la diferencia media logarítmica de temperatura total disponible (TM). La caída de presión en ambos lados (tubos y coraza) debe ser verificada para asegurar que se encuentra dentro de límites aceptables.

Las tablas I y II muestran las ecuaciones usadas por el método para la transferencia de calor; en la III se presentan las utilizadas en el cálculo de caídas de presión. En la columna izquierda se especifican las condiciones de aplicación de las ecuaciones. En la segunda columna -de la tabla I- se enlistan las correlaciones estándar para los coeficientes de película (obtenidas de la literatura). En las columnas restantes de las tablas II y III, aparecen el factor numérico, el de propiedades físicas, el de trabajo, y el de diseño mecánico. El producto de estos factores proporciona la fracción de la caída total de temperatura o fuerza impulsora a través de las resistencias.

Como se describió anteriormente, la suma del factor de tubos más el de carcasa, más el de pared y el de incrustación determinan la transferencia de calor adecuada.

RELACIONES EMPIRICAS DE TRANSFERENCIA DE CALOR. TABLA I.

PROCESO.

ECUACIONES EMPIRICAS.

A) TUBOS.

-SIN CAMBIO DE FASE

1) Líquidos, $N_{Re} > 10\,000$.

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

2) Gases, $N_{Re} > 10\,000$.

$$h = 0.0144 G^{0.8} (D_i)^{-0.2} c$$

3) Gases, $2\,100 < N_{Re} < 10\,000$.

$$h = 0.0059 [(N_{Re})^{2/3} - 125] [1 + (D/L)]^{2/3} c / D_i (z/z_0)^{-0.14}$$

4) Líquidos, $2\,100 < N_{Re} < 10\,000$.

$$h/cG = 0.116 [(N_{Re})^{2/3} - 125] / N_{Re} [1 + (D/L)]^{2/3} N_{Pr}^{-2/3} (z/z_0)^{-0.14}$$

5) Líquidos, $N_{Re} < 2\,100$.

$$h/cG = 186 (N_{Re} N_{Pr})^{-2/3} (L/D_i)^{-1/3} (z/z_0)^{-0.14}$$

-CONDENSACION

6) Vertical, $N_{Re} < 2\,100$.

$$h = 0.925 k (g D E_i / z G')^{2/3}$$

7) Horizontal, $N_{Re} < 2\,100$

$$h = 0.76 k (g D E_i / z G')^{2/3}$$

8) y Subenfriamiento, Vertical.

$$h = 1.225 (k/B) (c B G' / k L_B)^{5/6}$$

-VAPORIZACION

9) Vertical.

$$h/cG = 4.02 N_{Re}^{-0.3} N_{Pr}^{-0.6} (D E_i T S / P')^{-0.425} \Sigma$$

B) CARCASA.

10) Horizontal.

$$h/cG = 4.02 N_{Re}^{-0.3} N_{Pr}^{-0.6} (D E_i T S / P')^{-0.425} \Sigma$$

- SIN CAMBIO DE FASE

11) Líquidos, flujo a contracorriente.

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

12) Gases, flujo a contracorriente.

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

13) Gases, flujo en paralelo

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

14) Líquidos, flujo en paralelo.

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

- CONDENSACION.

15) Vertical, $N_{Re} < 2\,100$

$$h = 0.925 k (g D E_i / z G')^{2/3}$$

16) Horizontal, $N_{Re} < 2\,100$

$$h = 0.76 k (g D E_i / z G')^{2/3}$$

C) PARED DE TUBOS.

17) Transf. de calor sensible.

$$h = (24 k_w) / (d_o - d_i)$$

18) Transf. de calor latente.

$$h = (24 k_w) / (d_o - d_i)$$

D) INCRUSTACION.

19) Transf de calor sensible

$$h = \text{supuesto.}$$

20) Transf de calor latente.

$$h = \text{supuesto.}$$

TABLA II: ECUACIONES DE DISEÑO

	FACTOR NUMERICO	PRODUCTO DE PROPIEDADES FISICAS	PRODUCTO DE TRABAJO	PRODUCTO DE DISEÑO MECANICO
$\frac{\Delta T_i}{\Delta T_m} = 10.43$	x	$\frac{0.467 M}{S^{0.89} Z_i^{0.22}}$	$x \frac{W_i^{0.2} (t_i - t_c)}{\Delta T_m}$	$x \frac{d^{0.8}}{N^{0.2} L}$ (1)
$\frac{\Delta T_i}{\Delta T_m} = 9.87$			$x \frac{W_i^{0.2} (t_i - t_c)}{\Delta T_m}$	$x \frac{d^{0.8}}{N^{0.2} L}$ (2)
$\frac{\Delta T_i}{\Delta T_m} = 44.700$	x	$\left(\frac{Z_f}{Z_i}\right)^{0.14}$	$\frac{W_i (t_i - t_c)}{\Delta T_m}$	$x \frac{1}{(N_{Re}^{2/3} - 125) [1 + (d_i N_T / 12L)^{2/3}] NL}$ (3)
$\frac{\Delta T_i}{\Delta T_m} = 2260$		$\left(\frac{M_i}{S_i^{0.89} Z_i^{1/3}}\right) \left(\frac{Z_f}{Z_i}\right)^{0.14}$	$x \frac{W_i (t_i - t_c)}{\Delta T_m}$	$x \frac{1}{(N_{Re}^{2/3} - 125) [1 + (d_i N_T / 12L)^{2/3}] NL}$ (4)
$\frac{\Delta T_i}{\Delta T_m} = 175$	x	$\left(\frac{M_i}{S_i^{0.89}}\right) \left(\frac{Z_f}{Z_i}\right)^{0.14}$	$x \frac{W_i^{2/3} (t_i - t_c)}{\Delta T_m}$	$x \frac{1}{N^{2/3} L^{2/3} N_T^{1/3}}$ (5)
$\frac{\Delta T_i}{\Delta T_m} = 4.75$	x	$\frac{(Z_i M_i)^{0.333}}{S_i^2 C_i}$	$x \frac{W_i^{4/3} d_i}{\Delta T_m}$	$x \frac{1}{N^{4/3} d_i^{4/3} L}$ (6)
$\frac{\Delta T_i}{\Delta T_m} = 2.92$	x	$\frac{(Z_i M_i)^{0.333}}{S_i^2 C_i}^{1/6}$	$x \frac{W_i^{4/3} d_i}{\Delta T_m}$	$x \frac{1}{N^{4/3} d_i^{4/3} L}$ (7)
$\frac{\Delta T_i}{\Delta T_m} = 1.22$	x	$\left[\frac{(Z_i M_i)^{0.333}}{S_i^2}\right]^{1/6}$	$x \frac{W_i^{0.222} (t_i - t_c)}{\Delta T_m}$	$x \frac{1}{(N^{4/3} d_i^{4/3} L)^{1/6}}$ (8)
$\frac{\Delta T_i}{\Delta T_m} = 0.352$	x	$\left(\frac{Z_i^{0.3} M_i^{0.2} I S_i^{0.25}}{S_i^{1.075} C_i}\right) \left(\frac{DE_{w,i}^{0.7}}{R^{0.85}}\right)$	$x \frac{W_i^{0.3} d_i}{\Delta T_m}$	$x \left(\frac{1}{N^{0.3} L^{0.3}}\right) \Sigma'$ (9)
$\frac{\Delta T_i}{\Delta T} = 0.352$	x	$\left(\frac{Z_o^{0.3} M_o^{0.2} I S_o^{0.25}}{S_o^{1.075} C_o}\right) \left(\frac{DE_{w,o}^{0.7}}{B^{0.85}}\right)$	$x \frac{W_o^{0.3} d_o}{\Delta T_m}$	$x \left(\frac{1}{N^{0.3} L^{0.3}}\right) \Sigma$ (10)
$\frac{\Delta T_i}{\Delta T} = 4.28$	x	$\frac{0.267 M_o^{0.222}}{S_o^{0.89} Z_o}$	$x \frac{W_o^{0.4} (T_o - T_i)}{\Delta T_m}$	$x \frac{N_T^{0.282} P^{0.5}}{N^{0.718} L^8}$ (11)
$\frac{\Delta T_o}{\Delta T} = 7.53$			$x \frac{W_o^{0.4} (T_o - T_i)}{\Delta T_m}$	$x \frac{N_T^{0.282} P^{0.5}}{N^{0.718} L^8}$ (12)
$\frac{\Delta T_o}{\Delta T} = 21.7$			$x \frac{W_o^{0.2} (T_o - T_i)}{\Delta T_m}$	$x \frac{d_o^{0.8} N_T^{0.685}}{N^{0.315} L}$ (13)
$\frac{\Delta T_o}{\Delta T} = 22.9$	x	$\frac{0.467 M_o^{0.22}}{S_o^{0.89} Z_o}$	$x \frac{W_o^{0.2} (T_o - T_i)}{\Delta T_m}$	$x \frac{d_o^{0.8} N_T^{0.685}}{N^{0.315} L}$ (14)
$\frac{\Delta T_o}{\Delta T} = 4.75$	x	$\frac{(Z_o M_o)^{0.333}}{S_o^2 C_o}$	$x \frac{W_o^{4/3}}{\Delta T_m}$	$x \frac{1}{N^{4/3} d_o^{4/3} N_T^{1/3} L}$ (15)
$\frac{\Delta T_o}{\Delta T} = 2.64$	x	$\frac{(Z_o M_o)^{0.333}}{S_o^2 C_o}$	$x \frac{W_o^{4/3} d_o}{\Delta T_m}$	$x \frac{N_T^{0.177}}{N^{1.156} L^{4/3} d_o}$ (16)
$\frac{\Delta T_o}{\Delta T} = 159$	x	$\frac{f}{K_w}$	$x \frac{W (t_i - t_c)}{\Delta T_m}$	$x \frac{(d_o - d_i)}{N d_o L}$ (17)
$\frac{\Delta T_o}{\Delta T} = 88$	x	$\frac{1}{K_w}$	$x \frac{W d}{\Delta T_m}$	$x \frac{(d_o - d_i)}{N d_o L}$ (18)
$\frac{\Delta T_o}{\Delta T} = 38.20$	x	$\frac{f}{h}$	$x \frac{W (t_i - t_c)}{\Delta T_m}$	$x \frac{1}{N d_o L}$ (19)
$\frac{\Delta T_o}{\Delta T} = 2120$	x	$\frac{1}{h}$	$x \frac{W d}{\Delta T_m}$	$x \frac{1}{N d_o L}$ (20)

TABLA III : RELACIONES EMPIRICAS DE CAIDA DE PRESION.

PROCESO

ECUACIONES EMPIRICAS

1) TUBOS.

SIN CAMBIO DE FASE.

1) $N_{Re} > 10\ 000$

$$\Delta P = \frac{(Z_i)^{0.2} (W_i)^{1.8}}{S_i \left(\frac{W_i}{N}\right)} \frac{N_T \left[\frac{L_o}{d_i} + 25 \right]}{(5.4 d_i)^{3.8}}$$

2) $2\ 100 < N_{Re} < 10\ 000$

$$\Delta P = \frac{Z_i}{S_i} \frac{W_i}{N} \frac{N_T \left[\frac{L_o}{d_i} + 25 \right] \left[N_{Re}^{2/3} - 125 \right]}{(502 d_i)^3}$$

3) $N_{Re} < 2\ 100$

$$\Delta P = \frac{Z_i^{0.526} Z_f^{0.14}}{S_i} \left(\frac{W_i}{N}\right)^{4/3} \frac{N_T L_o^{2/3}}{(562 d_i)^4}$$

4) CONDENSACION.

$$\Delta P = \frac{Z_i^{0.2} (W_i)^{1.8}}{S_i \left(\frac{W_i}{N}\right)} \frac{N_T \left[\frac{L_o}{d_i} + 25 \right]}{(5.4 d_i)^{3.8}} \times 0.5$$

CARCASA

SIN CAMBIO DE FASE

5) FLUJO A CONTRACORRIENTE

$$\Delta P = \frac{0.326}{S_o} \frac{W_o^2}{P_B^3 D_o} \frac{L_o}{D_o}$$

6) FLUJO EN PARALELO.

$$\Delta P = \frac{Z_o^{0.2} (W_o)^{1.8}}{S_o \left(\frac{W_o}{N}\right)} \left[\frac{N^{0.366} L_o}{N_T^{1.434} (4.912 d_o)^{4.8}} + \frac{0.31 N^{0.0414} W_o^{0.2} L_o}{d_o N_T^{1.76} (4.912 d_o)^4 Z_o^{0.2}} \right]$$

7) CONDENSACION.

$$\Delta P = \frac{0.081}{S_o} \frac{W_o^2}{P_B^3 D_o} \frac{L_o}{D_o}$$

 TABLA IV: NOMENCLATURA.

A	Area externa, en pies cuadrados.
C	Calor especifico, Btu/(lb ^o F)
Di	Diametro interno de tubo, pies
Do	Diametro interno de carcasa, pulgadas.
d	Diametro de tubo, pulgadas.
DEv	Densidad del vapor, lb/pie ³
DEl	Densidad del liquido, lb/pie ³
f	factor de friccion de Fanning, adimensional.
G	Velocidad masica, lb/(hr pie ²)
G'	Carga de tubo, lb/(hr pie) (Horizontal).
G''	Carga de tubo, lb/(hr pie) (Vertical).
λ	Calor de vaporizacion, Btu/lb ²
gc	Constante de gravedad, pie/hr
h	Coefficiente de pelicula de transferencia de calor, Btu/(hr pie ² ^o F).
K	Conductividad termica, Btu/(hr pie ² ^o F/pie)
L	Longitud total de tubos, pies
LA	Longitud de la zona de condensacion, pies
LB	Longitud de la zona de subenfriamiento, pies
Lo	Longitud de carcasa, pies.
M	Peso molecular, lb/lb-mol
NT	Numero de pasos de tubo, adimensional.
N	Numero de tubos por paso, adimensional.
NN	Numero total de tubos.
SN	Numero de pasos de carcasa.

TABLA IV: NOMENCLATURA (CONTINUACION).

P	Presion, psia
PB	Espaciamiento entre deflectores, pulgadas.
ΔP	Caida de presion, psi
Q	Calor transferido, Btu/hr
S	Gravedad especifica (referida al agua a 20°C)
T	Temperatura del lado de la carcasa, °C.
t	Temperatura del lado de los tubos, °C.
ΔTM	Diferencia media logaritmica de temperaturas, LMTD, °C
TS	Tension superficial, dinas/cm
U	Coefficiente global de tranferencia de calor, Btu/(hr pie ² °F).
V	Viscosidad, lb/(hr pie)
W	Flujo masico, (lb/hr)/1000
Z	Viscosidad, cp
Σ	Factor de condicion de superficie, adimensional.

SUBINDICES

o	Condiciones de carcasa o fuera de tubos.
i	Condiciones de tubos o dentro de tubos.
f	Propiedades de pelicula del fluido.
H	Temperatura alta.
L	Temperatura baja.
s	Incrustaciones.
w	Condiciones de pared o del material de tubos.

TABLA IV: NOMENCLATURA (CONTINUACION).

GRUPOS ADIMENSIONALES.

NRe	Numero de Reynolds, DG/V
NPr	Numero de Prandtl, CV/K
NSt	Numero de Stanton, h/CG
NNu	Numero de Nusselt, hD/K

Las unidades en las ecuaciones del calculo de caida de presion (tabla III), son consistentes con las utilizadas en las de transferencia de calor. (La caida de presion se calcula directamente en psi).

En la tabla IV se presenta la nomenclatura de las variables utilizadas en este trabajo, así como sus unidades.

SUPOSICIONES GENERALES.

- a) El arreglo tubular, tanto triangular como cuadrado, es considerado como 1.25 veces el diametro del tubo. Ligeras desviaciones no afectan los resultados.
- b) El diametro de la carcasa se relaciona con el numero de tubos con la ecuacion:

$$D_o = 1.75 d_o (N NT)^{0.47} \quad (2.1)$$

Con esto se obtiene el diametro de coraza para un cambiador de cabeza flotante. El diametro difierira ligeramente para cambiadores de tubos fijos, tubos en U o coraza multiples. Lo que se corrige recurriendo a las tablas de disposicion de arreglos de tubos (3).

DEDUCCION DE LAS ECUACIONES.

A continuacion se deducen las ecuaciones de diseño para un cambiador de calor sensible, que opera en flujo turbulento, a contra corriente, y con circulacion por el interior de los tubos. Las ecuaciones para diferentes condiciones se deducen similarmen- te.

Ecuaciones para el calculo del coeficiente de pelicula, h, y el balance de calor.

$$h_i = \frac{0.023 C_i G_i}{\left(\frac{C_i Z_i}{K_i}\right)^{2/3} \left(\frac{D_i G_i}{K_i}\right)^{0.2}} \quad (2.2a)$$

$$W_i C_i (t_H - t_L) = h_i A \Delta T_i \quad (2.2b)$$

$$h_w = \frac{24K_w}{(d_o - d_i)} \quad (2.3a)$$

$$W_i C_i (t_H - t_L) = h_w A \Delta T \quad (2.3b)$$

$$h_o = \frac{0.33 C_o G_o (0.6)}{\left(\frac{C_o Z_o}{K_o}\right)^{2/3} \left(\frac{D_o G_o}{Z_o}\right)^{0.4}} \quad (2.4a)$$

$$W_o C_o (T_H - T_L) = h_o A \Delta T_o \quad (2.4b)$$

$$h_s = \text{Valor propuesto.} \quad (2.5a)$$

$$W_i C_i (t_H - t_L) = h_s A \Delta T_s \quad (2.5b)$$

Las resistencias que se presentan en un cambiador de coraza y tubos son: La de película del lado de tubos y carcasa, la de pared del tubo y la de incrustaciones; con lo cual tenemos:

$$\Delta T_i + \Delta T_w + \Delta T_s + \Delta T_o = \Delta T_M \quad (2.6)$$

Por lo tanto:

$$\Delta T_i / \Delta T_M + \Delta T_w / \Delta T_M + \Delta T_s / \Delta T_M + \Delta T_o / \Delta T_M = 1 \quad (2.7)$$

o bien,

$$\frac{W_i C_i (t_H - t_L)}{h_i A \Delta T_M} + \frac{W_i C_i (t_H - t_L)}{h_w A \Delta T_M} + \frac{W_o C_o (T_H - T_L)}{h_o A \Delta T_M} = 1 \quad (2.8)$$

Producto de tubos Producto de pared Producto de incrustacion Producto de coraza

Esta última ecuación (2.8), se obtiene dividiendo cada ecuación por ΔT_M y resolviendo para $\Delta T_i / \Delta T_M$. Las ecuaciones de diseño se deducen sustituyendo h , por la correlación adecuada; A por su equivalente en términos del número de tubos, diámetro externo, y longitud; con la ecuación:

$$A = \hat{\Pi} N (d_o / 12) L \quad (2.9)$$

Para la velocidad masica del lado de los tubos y del de la carcasa, se tiene:

$$G_i = \frac{183 W_i}{2 (d_i N)} \quad (2.10)$$

$$G_o = \frac{411.4 W_o}{0.47 (d_o N N_t - P)} \quad (2.11)$$

La ecuación resultante es rearrreglada, separándola en tres partes: El de propiedades físicas, el de trabajo y el de diseño térmico. Para obtener unidades consistentes, en el factor numérico de la ecuación se combinan las constantes y los coeficientes. La forma de las ecuaciones mostradas en la tabla II, como (1), (11), (18) y (19), omite los grupos adimensionales como números de Reynolds y Prandtl, pero incluye funciones simples de los parámetros de diseño comunes; como el número, diámetro, y longitud de tubos, etc.

Los factores o productos individuales calculados de las cuatro ecuaciones, se suman para obtener la suma de los productos (SOP). Para un diseño adecuado de transferencia de calor debe obtenerse un SOP = 1. Si la suma de productos obtenida se aproxima a la unidad, los productos para cada resistencia son ajustados mediante la función exponencial apropiada, utilizando el nuevo parámetro de diseño.

En el cálculo del factor de corrección de temperatura puede utilizarse el método gráfico o bien, obtenerse mediante ecuación; en este trabajo se usó este último, consultado de la bibliografía (3, 8, 9).

TABLA DE PROPIEDADES FÍSICAS.

Las propiedades físicas de los fluidos se calculan utilizando las correlaciones siguientes, (9, 10, 11).

fluidos.

- 1) Calor específico, en cal/(g°C)

$$C = A + BT + CT^2 + DT^3 \quad (2.12)$$

- 2) Densidad, en g/cc

$$DE = A B^{-(1-Tr)^{(2/7)}} \quad (2.13)$$

- 3) Viscosidad, en centipoises.

$$\text{LOG}(Z) = A + B/T + CT + DT^2 \quad (2.14)$$

- 4) Tensión superficial, en dinas/cm.

$$TS = TS(1) \left(\frac{(T_c - T)}{T_c - T(1)} \right)^n \quad (2.15)$$

Donde (1) se refiere a las condiciones de referencia.

B) Gases.

5) Calor específico, en cal/(gmol⁻¹K)

$$C = A + BT + CT^2 + DT^3 \quad (2.16)$$

6) Viscosidad, en micropoises.

$$Z = A + BT + CT^2 \quad (2.17)$$

7) Densidad, en g/cc

$$DE = M \times \frac{273}{T} \times \frac{P}{14.7} \times \frac{1}{22\,400} \quad (2.18)$$

NOTA: Todas las temperaturas deben utilizarse en grados Kelvin (°K).

PROPIEDADES DE MEZCLAS.

Las propiedades físicas de las mezclas se calculan sumando las propiedades individuales de los componentes, multiplicadas previamente por su fracción molar. Excepto en el caso de viscosidades de gases, cuyo resultado se obtiene utilizando la ecuación de Wilke, (5).

$$Z_{mezcl.} = \sum_{i=1}^n \frac{X_i Z_i}{X_j F_{Iij}} \quad (2.18)$$

donde FI esta dada por,

$$F_{Iij} = \frac{1}{8} \left(\frac{1+M_i/M_j}{1+(Z_i/Z_j)} \right)^{1/2} \left(\frac{M_j/M_i}{(1+(Z_i/Z_j))^{1/2}} \right)^{1/4} \quad (2.19)$$

Siendo n el numero de especies químicas existentes en la mezcla.

En el capítulo siguiente, se revisan las ecuaciones dadas en las tablas I, II y III, dándose, sus condiciones y limitaciones de aplicación.

CAPITULO 3 : ECUACIONES DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

En este capitulo se hace una relacion de las ecuaciones que permiten calcular los coeficientes de transferencia de calor a las diferentes condiciones, enfatizando los limites de aplicacion de cada correlacion.

ECUACIONES DEL LADO DE LOS TUBOS.

1. Para liquidos sin cambio de fase, con un numero de Reynolds mayor de diezmil ($NRe > 10\ 000$) y una relacion de L/De mayor de 60.
2. Para gases sin cambio de fase, de $NRe > 10\ 000$, $L/De > 60$. Debido a que en los gases comunes el numero de Prandtl es aproximadamente de 0.78 y la viscosidad solo se presenta como $Z^{-0.2}$, la relacion de propiedades fisicas para gases es esencialmente constante. Esto se combina con el factor numerico de la ecuacion (1) eliminando el factor de propiedades fisicas para esta ecuacion.
- 3,4 Para liquidos y gases sin cambio de fase. $L/De > 60$ y numero de Reynolds de, $2\ 100 < NRe < 10\ 000$. Estas ecuaciones, (3) para gases y (4) para liquidos, se aplican cuando el numero de Reynolds tiene valores entre el flujo laminar y el turbulento. Este regimen de flujo debe evitarse, en lo posible del lado de los tubos; esto es porque los datos experimentales obtenidos en este regimen presentan una gran dispersion y la operacion es impredecible.
5. Para liquidos sin cambio de fase, $NRe < 2\ 100$ (flujo laminar), con diametros de tubo pequenos, diferencias de temperaturas moderadas y gran viscosidad cinematica ($Z/\text{densidad}$). La exactitud de la correlacion disminuye cuando las condiciones de operacion o la geometria de la superficie de transferencia de calor, son modificadas. Cuando sea posible, los fluidos de viscosidades muy altas deben colocarse en flujo a contracorriente del lado de la carcasa, y no en el interior de los tubos.
6. Condensacion Vertical de Vapor, $NRe < 2\ 100$. Para condensacion de vapor de pelicula con un numero de Reynolds final ($4G''/Z$) menor de 2 100. La carga de tubo se calcula con la relacion: $12xW1/(NPidi)$.
7. Condensacion Horizontal de Vapor, $NRe < 2\ 100$. Para condensacion de vapor de pelicula con un numero de Reynolds final ($4G''/Z$) menor de 2100; donde G'' es $W1/(2NL)$. Esta ecuacion dara resultados conservadores, puesto que no se incluyen efectos de turbulencia liquido-vapor, ni de escurreamiento del condensado. Cuando se tienen cargas de tubo grandes es decir, si la relacion $W1/(NSdi^{2.56}) > 0.3$; el fluido condensa en el fondo del banco de tubos, fuera de la

zona de la superficie de condensacion. Esto se corrige multiplicando el factor de transferencia de calor por 1.3.

8. Condensacion y Subenfriamiento Vertical. Para regimenes de flujo laminar cuando el condensado requiere ser subenfriado abajo de su punto de burbuja. En estos casos, es conveniente considerar al condensador-subenfriador como dos cambiadores diferentes: el primero operara solamente como condensador y el segundo como enfriador de liquidos. En la figura 3.1, se muestran las suposiciones requeridas en la determinacion de la longitud de cada seccion, asi como para calcular las temperaturas intermedias que se necesitan para obtener la diferencia media logaritmica de temperaturas.

Para estimar la longitud de tubo requerida para la zona de condensacion, se utiliza la ecuacion (6) en combinacion con las expresiones de incrustacion, de pared y del lado de la carcasa. Para la zona de subenfriamiento se utiliza la ecuacion (8), en combinacion con las de pared, incrustacion y del lado de la carcasa. Para la zona de subenfriamiento se utiliza la diferencia media aritmetica de temperaturas:

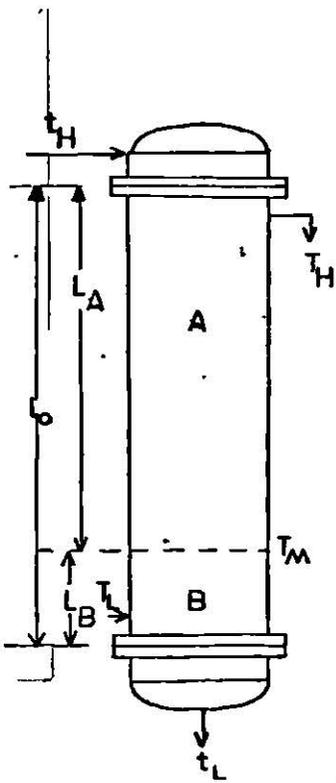
$$T_M = \frac{(t_M - T_M) + (t_L - T_L)}{2} \quad (3.1)$$

Esto en lugar de la diferencia media logaritmica de temperaturas. Donde T_M y T_M , representan las temperaturas de tubos y carcasa en el punto que empieza el subenfriamiento, respectivamente.

9. Vaporizacion vertical. Para ebullicion nucleada dentro de tubos verticales. El vapor generado por la ebullicion nucleada fluye por el cambiador debido a la diferencia de densidades entre la mezcla bifasica y la alimentacion liquida del cambiador. Este efecto crea dos zonas separadas para la transferencia de calor. En la parte inferior de los tubos, el liquido es calentado a su punto de ebullicion.

En la parte superior de los tubos, se produce vapor por ebullicion nucleada. En un analisis riguroso de un vaporizador, el calculo del calor transferido se combina con la hidrodinamica del sistema para determinar la tasa de circulacion a traves del aparato. Sin embargo, para la mayoria de los propósitos de diseño, este calculo no es necesario. Para presiones atmosfericas o superiores, la suposicion de que existe ebullicion nucleada a lo largo de toda la longitud del tubo dara resultados satisfactorios. Esta misma suposicion para evaporadores al vacio, da buenos resultados.

Un factor de condicion de superficie, FS , aparece en las correlaciones empiricas para los coeficientes de ebullicion; este no debe confundirse con un factor de incrustacion, ya que es una medida del numero de sitios de nucleado para la formacion de burbujas en la superficie caliente. La expresion para el coeficiente de pelicula se ajusta multiplicandolo por el factor de condicion de superficie.



A) ZONA DE CONDENSACION.

B) ZONA DE SUBENFRIAMIENTO.

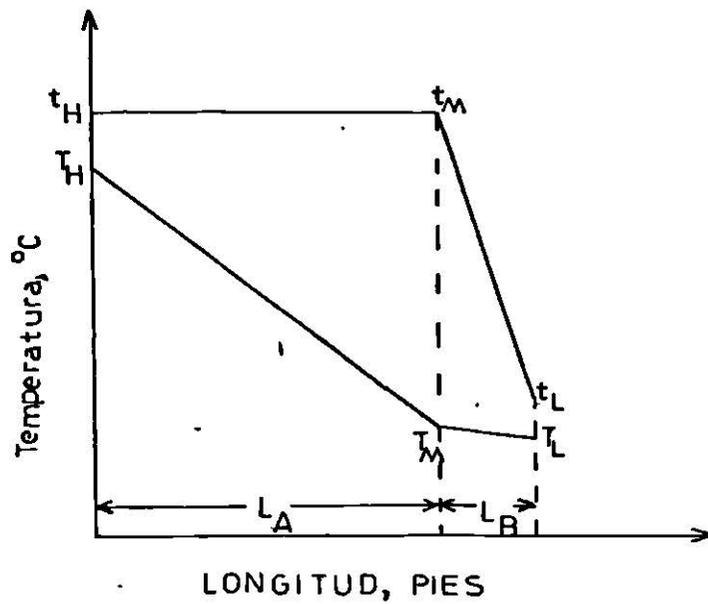


FIG.3a : PARAMETROS DE CÁLCULO
 PARA EL CONDENSADOR -
 SUBENFRIADOR VERTICAL.
 EC. 8

Para una superficie con alta incrustacion FS tendra un valor de 0.4; para el acero inoxidable y aleaciones de cromo-niquel, 0.6; y para cobre y acero, 1.0. En las ecuaciones se utiliza el reciproco de FS, ya que el factor de tubos es inversamente proporcional al coeficiente de pelicula h.

ECUACIONES DEL LADO DE LA CARCASA.

10. Ebullicion nucleada horizontal. Esta ecuacion solo se aplica para el mecanismo de ebullicion nucleada, la cual es funcion de la diferencia de temperatura a traves de la superficie calefactora; la determinacion del maximo flujo de calor debe hacerse a criterio propio.

El flujo maximo se relaciona con la velocidad a la cual las burbujas pueden desengancharse de la superficie calefactora, atravesar el liquido y convertirse en vapor en la superficie liquida.

En los vaporizadores industriales la velocidad superficial de vapor se encuentra en el rango de 0.3 a 1.5 ft/s. La siguiente ecuacion puede usarse para estimar esta velocidad:

$$V_s = \frac{0.0825(DE_l - DE_g)^{1/4} TS^{1/4}}{DE_g^{1/2}} \quad (3.2)$$

donde, V_s esta dada en pies por segundo.

Para lograr la maxima area de desenganche posible, los tubos de los evaporadores deben colocarse en arreglo de cuadrado rotado.

Como en la ebullicion nucleada dentro de los tubos, tambien se requiere de un factor de condicion de superficie, para corregir las correlaciones empiricas de los coeficientes de ebullicion.

11. Liquidos sin cambio de fase a contracorriente. Esta ecuacion solo tiene aplicacion en cambiadores con buenos disenos de coraza, lo que implica:

- a) Deflectores con un corte de 20 a 25% del diametro de la carcasa.
- b) Bloqueos con tiras de sellado y lineas de bypass.
- c) Apegarse a las condiciones de tolerancia minima de fabricacion.

Para asegurar un flujo a contracorriente, el espaciamento entre deflectores debe ser no mayor del equivalente a un diametro de coraza; y el espaciado minimo debe ser de dos pulgadas o $1/5$ del diametro de coraza.

Aun cuando se tenga un buen diseño de carcasa, son inevitables algunas fugas de fluido a través de los baffles; por lo que se multiplica el coeficiente H por 0.6.

Para arreglos cuadrados, el factor numerico es de 5.42 en lugar de 4.28, que es para arreglos triangulares.

12. Gases sin cambio de fase a contracorriente. Al igual que cuando los gases fluyen por el interior de los tubos, en este caso se tiene que el numero de Prandtl es aproximadamente constante y la viscosidad solo se presenta elevada a la 0.27. Por lo que el factor de propiedades fisicas para el gas se incluye en el factor numerico.

Se asumen las mismas consideraciones que en la ecuacion (11) solo que el factor para arreglos cuadrados es de 9.53, en sustitucion del que aparece en la tabla II.

13 y 14.

Gases y liquidos sin cambio de fase y flujo en paralelo. Ecuacion (13) para gases y (14) para liquidos. La diferencia entre estas ecuaciones y la (1) y (2) es que en las primeras se utiliza el diametro equivalente y en la (1) y (2) el diametro interno de los tubos.

Con la utilizacion de los soportes de tubos, el flujo por la coraza no es estrictamente en paralelo, con lo que se incrementa el coeficiente de pelicula cerca del 30%. Por lo que el coeficiente se multiplica por 1.3.

15. Condensacion de vapor vertical, $NRe (4G'/Z) < 2\ 100$. La carga de tubo, G' , es igual a $(12xW_o)/(NPido)$.

Este tipo de condensacion (Vertical y fuera de los tubos) generalmente se evita, -cuando se trata de condensadores de proceso- debido a la dificultad que presenta la remocion de gases no condensables acumulados en el proceso y que bloquean la superficie de condensacion. Es por esto que la condensacion vertical fuera de los tubos, se limita en general, a los calentadores de vapor.

Ademas de los problemas arriba mencionados, con este tipo de condensacion tambien se presentan problemas con los deflectores, y el flujo a contracorriente; por lo que se recomienda utilizar como mejor opcion la condensacion vertical dentro de los tubos.

16. Condensacion de vapor horizontal, $NRe (4G''/Z) < 2\ 100$. La carga de tubo es igual a $W_o/(LN^{2/3})$. Muchas de las desventajas de la condensacion en carcassas verticales, se aplican tambien a la condensacion en corazas horizontales. Los gases no condensables reducen la efectividad de la superficie de condensacion; y limitan el contacto entre el condensado y la superficie de transferencia de calor, lo que dificulta el subenfriamiento.

Cuando se utiliza este tipo de condensacion se prefiere un solo paso de carcasa y flujo en paralelo.

ECUACIONES DE CONDUCCION DE CALOR A TRAVES DE LA PARED TUBULAR.

17 y 18. Para el calculo del factor de pared.

El flujo de calor a traves de tubos de paredes delgadas puede describirse con la ecuacion de Fourier:

$$\frac{Q}{\theta} = kA(dt/dx) \quad (3.3)$$

Cuya forma integrada es:

$$\frac{Q}{\theta} = \frac{(kWA T_w)}{x} \quad (3.4)$$

Donde, x es el espesor del tubo.

Expresado como coeficiente de transferencia de calor, y utilizando el diametro interno y el externo en lugar del espesor, tenemos:

$$hw = \frac{24 k}{(d_o - d_i)} \quad (3.5)$$

Este es el valor de hw que se sustituye en la ecuacion de balance de calor para obtener el factor de pared de tubo.

La ecuacion (17) se utiliza siempre que exista transferencia de calor sensible en cualquiera de los lados del cambiador, (tubos o carcasa). La ecuacion (18) se emplea cuando hay transmision de calor latente a ambos lados del cambiador, como en los evaporadores.

ECUACIONES PARA EL CALCULO DE INCRUSTACIONES.

19 y 20.

Para la conduccion de calor a traves de depositos de solidos Los coeficientes de incrustacion son seleccionados por el diseñador, basado en su experiencia. Como regla tenemos que, para la mayoria de los procesos que implican transferencia de calor sensible en ambos lados del cambiador, o en condensadores donde se manejan fluidos limpios; se asumen valores altos de coeficientes de incrustacion (bajos factores de incrustacion).

Coefficientes entre 500 y 1000 (factores de incrustacion de 0.001 a 0.002) requieren cambiadores de calor de 10 a 30% mayores que los necesitados en procesos limpios. Una aproximacion diferente, aplicable a los evaporadores sujetos a incrustacion provee un area 50 a 75% mayor que la del servicio limpio.

En el apendice (B) se dan algunos valores para h a diferentes condiciones de proceso.

La ecuacion (19) se aplica cuando hay transferencia de calor sensible del lado de los tubos o de la carcasa. La ecuacion (20) cuando existe transferencia de calor latente a ambos lados de la superficie calefactora.

ECUACIONES PARA EL CALCULO DE LA CAIDA DE PRESION.

TUBOS.

21. Procesos sin cambio de fase. $NRe > 10\ 000$.
Para el calculo de la caida de presion se utiliza una expresion de la ecuacion de Fanning para fluidos no compresibles, donde el factor de friccion f es igual a $(0.046/NRe)^{0.2}$
22. Procesos sin cambio de fases. $2\ 100 < NRe < 10\ 000$.
23. Procesos sin cambio de fase. $NRe < 2\ 100$.
En esta ecuacion se utiliza el factor de friccion de Fanning f , como $16/NRe$.
24. Condensacion. El resultado obtenido con esta ecuacion debe usarse, solo como una aproximacion de la caida de presion, asi como para prevenir la utilizacion de condiciones de caidas de presion imposibles.

CARCASA.

25. Procesos sin cambio de fase a contracorriente.
Esta ecuacion se aplica a cambiadores con deflectores de 20 a 25% de corte, y con areas normales de bypass al flujo a contracorriente bloqueadas con bandas o tubos ciegos.
26. Procesos sin cambio de fase en paralelo.
27. Condensacion.
Con esta ecuacion solo deben esperarse resultados aproximados en la caida de presion, cuya finalidad es evitar el uso de caidas de presion de diseño inoperables.

En el capitulo siguiente se establecen los criterios de seleccion en las condiciones de operacion del proceso, como una ayuda para la mejor aplicacion de las ecuaciones discutidas anteriormente.

TULO 4 : SELECCION DE LAS CONDICIONES DE OPERACION.

A lo largo de este capitulo se presentan ideas para la eleccion de las condiciones iniciales y/o limites del proceso problema).

Las variables de proceso que afectan en mayor grado el tamaño que puede relacionarse directamente al costo de un cambiador de carcasa y tubos, son:

- a) La diferencia media de temperatura entre las dos corrientes, y
- b) la caída de presión de los fluidos.

Otras variables importantes son: Las propiedades físicas de los fluidos, su localización en el cambiador y el arreglo tubular

CRITERIOS DE SELECCION.

Caidas de presión.

En la selección de las caídas de presión óptimas debe considerarse el proceso en forma global. Sabemos que a mayor caída de presión, el cambiador será más pequeño, lo que redundará en una menor inversión pero, los costos de operación aumentarán. Por lo tanto, para la obtención de la caída de presión más económica deben tenerse en cuenta ambos costos.

La caída de presión permitida varía desde unos pocos milímetros de mercurio cuando se trabaja a vacío, hasta cientos de libras por pulgada cuadrada en procesos a alta presión. En algunos casos, no es práctico utilizar toda la caída de presión permitida y las velocidades se incrementan demasiado lo que acarrea problemas de erosión y desgaste.

A continuación se enlistan caídas de presión razonables para diferentes niveles de presión. En general, los diseños con pequeñas caídas de presión permisibles no son costeables, debido a que requieren una superficie de transferencia muy grande.

En algunos casos, velocidades de 10 a 15 ft/s ayudan a reducir las incrustaciones pero, a estas velocidades la caída de presión debe ser de 10 a 30 psi.

TABLA V: CAIDAS DE PRESION.

Nivel de presion	Caída de Presion
Subatmosferico	1/10 presion absoluta
1 a 10 psig	1/2 presion de operacion
10 psig o mas	5 psi o mas

2) Diferencia media de temperatura.

Generalmente, la seleccion de las temperaturas de entrada y salida de los fluidos del proceso, se realiza en las primeras etapas del diseño. Es entonces cuando debe considerarse el efecto de la diferencia media de temperatura sobre la inversion de costo del cambiador, porque el nivel de temperatura del medio de intercambio de calor tiene un efecto muy grande en el area de transferencia de calor requerida.

Cuando se pueden elegir los niveles de temperatura de trabajo, es conveniente recordar que a mayor temperatura del medio de calentamiento (o a menor temperatura del fluido de enfriamiento), la diferencia media de temperatura sera mayor. Sin embargo, si es excesivamente grande, pueden presentarse problemas tales como: Depositacion de materiales, descomposicion de productos, incrustacion, etc.

A pesar de que no se tiene una regla especifica para la determinacion de la mejor aproximacion de temperaturas, las recomendaciones siguientes indican el criterio a seguir para elegirla en varios tipos de cambiadores de calor.

- a) La diferencia maxima de temperatura debe ser de por lo menos 20°C.
- b) La diferencia minima de temperatura debera ser de por lo menos 5°C. Cuando el intercambio de calor se realice entre dos corrientes de proceso, esta diferencia debe ser de, al menos, 20°C.
- c) Si se trabaja con un cambiador con un solo paso de coraza y paso tubular multiple, en el enfriamiento de una corriente de proceso con agua, la temperatura de salida de esta ultima no debe exceder la de salida de la corriente.
- d) En el enfriamiento o condensacion de un fluido, la temperatura de entrada del medio de enfriamiento deber ser, no menos, de 5°C sobre el punto de condensacion del componente que posea el punto mas alto.

- e) Para permitir un mejor control sobre la reaccion, en el enfriamiento de reactores, debe mantenerse una diferencia de 10 a 15 °C entre la temperatura de reaccion y la del fluido de enfriamiento.
- f) Cuando se condense en presencia de inertes, la temperatura de salida de la corriente de enfriamiento debera ser de, por lo menos, 5°C abajo del punto de condensacion de la corriente de proceso.

3) Tipos de flujo.

En un cambiador con un paso de coraza y un paso de tubos, donde debe transferirse calor, ya sea en flujo a contracorriente o en paralelo, la direccion relativa de los fluidos afecta el valor de la diferencia media de temperatura. Esta es una diferencia logaritmica en cualquiera de los dos casos, pero existen mayores ventajas termicas en el flujo a contracorriente, excepto cuando uno de los fluidos es isotermico.

En el flujo en paralelo, el fluido caliente no puede enfriarse mas abajo de la temperatura de salida del fluido frio; de ahi que la transferencia de calor con este flujo sea limitada. Sin embargo existen circunstancias en que se obtienen mejores resultados trabajando con flujo en paralelo, como cuando se enfrían fluidos viscosos, esto porque se obtiene un coeficiente de transferencia de calor mas alto. Este tipo de flujo tambien debe preferirse cuando exista la posibilidad de que el fluido caliente alcance su punto de congelacion.

4) Localizacion de fluidos.

Para determinar cual debera ser el fluido que circule por el interior de los tubos y cual por la carcasa, deben considerarse los siguientes factores:

- a) Corrosion. Se requerira una menor cantidad de aleaciones costosas, si el fluido corrosivo circula por el lado de los tubos.
- b) Incrustacion. Este factor puede minimizarse colocando al fluido que provoca incrustaciones en el interior de los tubos, para permitir un mejor control de velocidad; el incremento en las velocidades tiende a reducir las incrustaciones. Los tubos rectos pueden limpiarse sin tener que remover el banco; la limpieza quimica puede hacerse mejor del lado de los tubos, ya que del lado de la carcasa se tiene bypass. Los tubos en arreglo cuadrado, en general, son mas faciles de limpiar fisicamente, que en arreglo triangular.

- c) Temperatura. En procesos que requieran trabajar a altas temperaturas y con aleaciones costosas, se requeriran menores cantidades de material si el fluido caliente circula por el interior de los tubos.
- d) Presion. Colocando la corriente a alta presion en los tubos, se requeriran menos componentes de alta presion.
- e) Caída de Presion. Para la misma caída de presion, se obtienen coeficientes de transferencia de calor mayores del lado de los tubos. El fluido con menor caída de presion permitida debe circular por el interior de los tubos.
- f) Viscosidad. En general, se obtiene mayores indices de transferencia de calor colocando al fluido viscoso del lado de la carcasa.
- g) Fluidos toxicos y/o letales. Este tipo de fluidos debe circular por el interior de los tubos, usando una doble camisa de tubo para minimizar la posibilidad de fuga.
- h) Gasto masico. Si el fluido con menor gasto masa se coloca del lado de la carcasa se obtendran diseños mas economicos.

5) Arreglo y dimensiones de los tubos.

- a) Diametro y longitud de los tubos. Los diseños con diámetros pequeños ($5/8$ a 1 pulg) son mas compactos y economicos que aquellos con diámetros de tubo grandes; sin embargo, estos ultimos son necesarios cuando la caída de presion permitida es pequeña. Normalmente el menor tamaño de tubo que se considera para un cambiador de proceso es el de $5/8$ " , a pesar de que existen aplicaciones donde los tubos de $1/2$, $3/8$ o $1/4$ " son mejores. Los tubos de una pulgada de diametro se usan generalmente cuando se espera incrustacion, porque los de diametro menor son mecanicamente impracticos de limpiar. Los vaporizadores usan, normalmente, tubos de $1\ 1/2$ a 2 pulgadas de diametro.

Como la inversion por unidad de area de transferencia de calor es menor para cambiadores de longitud grande con diámetros de carcasa relativamente pequeños, las restricciones en la longitud de los tubos son minimas.

- b) Arreglo tubular. Tipos: Triangular, cuadrado y cuadrado rotado. El arreglo triangular proporciona mejores coeficientes de carcasa y provee de un area de superficie mayor para un diametro dado de carcasa; los arreglos cuadrados se utilizan cuando se requiere de limpieza mecanica por fuera de los tubos; estos provocan menores caídas de presion pero tambien menores coeficientes. Algunas veces, los arreglos triangulares muy espaciados facilitan la limpieza.

En el capítulo 6, aparecen algunos ejemplos de aplicación del método desarrollado.

CAPITULO 5: DESCRIPCION DEL SISTEMA DE PROGRAMAS DE DISEÑO.

El proposito de este capitulo es explicar la disposicion y orden de los programas que conforman el paquete de diseño. Basicamente se señala su interrelacion, funcion y consecucion en el calculo de los cambiadores de calor de carcasa y tubos.

DESCRIPCION GENERAL DEL PAQUETE.

El sistema de programacion consta de trece programas. En los siete primeros se establecen: El tipo de equipo a diseñar, las condiciones de operacion, las propiedades fisicas de los fluidos, etc. En los restantes se realizan los calculos de balance de calor, de las propiedades fisicas, y los parametros del equipo. Los resultados son presentados en un ultimo programa. Ademas se tiene otro donde se enlistan las variables de diseño utilizadas en todo el paquete.

Los programas fueron elaborados en applesoft BASIC, con el sistema operativo DOS 3.3, en una microcomputadora Apple Iie con 128K RAM, y dos disqueras floppy.

PROGRAMAS DE DISEÑO.

A continuacion se explica brevemente la funcion de los programas y su orden de aparicion.

1) PROGRAMA DE SALIDA.

Con este programa se inicia el diseño del cambiador de coraza y tubos.

Al empezar se presenta un menu de opciones, si se desean conocer las variables utilizadas en los programas, debe elegirse la opcion de <<LISTAR VARIABLES>>, lo que implica que se llamara al segundo programa (Lista de variables). Si desea pasar directamente al diseño su opcion debera ser: <<PROGRAMA PRINCIPAL>>, que en su primera parte selecciona el modo de trabajo de las propiedades fisicas de los fluidos, ya sea la alimentacion directa de estas o sus constantes de calculo o bien, la obtencion de las mismas del banco de datos ya existente.

La segunda parte consiste en el establecimiento del tipo de equipo de transferencia de calor de carcasa y tubos a calcular, asi como el estado fisico de los fluidos y su tipo de flujo.

2) LISTA DE VARIABLES.

Este programa es opcional. En el se enlistan las variables de diseño, de propiedades físicas; los subíndices y algunas otras de importancia.

Al finalizar retorna al programa de salida.

3) ARCHIVOS-DATOS.

Si la opción en el manejo de propiedades físicas es la de su obtención del banco de datos, se trabajara con este programa.

En el se determinan los fluidos de trabajo. Además se presenta una serie de opciones para la ampliación, creación o supresión de registros de los archivos de líquidos y gases que conforman el banco de datos.

4) FRACCIONES MOLARES.

Aquí se establecen los fluidos de trabajo (si la alimentación de propiedades es manual); y, en cualquiera de los casos, la composición de los mismos en fracción mol.

5) MANUAL-DATOS.

Si se eligió alimentar manualmente las propiedades físicas se trabaja con este programa; en el, el usuario proporciona las constantes para el cálculo de: Calor específico y tensión superficial (cuando proceda). También se le pedirán los pesos moleculares y los calores de vaporización, estos últimos y los de tensión superficial cuando en el proceso exista cambio de fase. Las constantes que se requieren son las de las fórmulas citadas en el capítulo 2 (2.12, 2.15 y 2.16).

6) DATOS-BALANCE.

En este programa se alimentan los datos para el balance de calor, y según el proceso se requieren los siguientes:

a) Sin cambio de fase: El gasto masa, la temperatura de entrada y la de salida de uno de los fluidos, ya sea que circule del lado de los tubos o del de la carcasa; y dos de estos datos para la otra corriente.

b) Con cambio de fase: En este caso se trabaja en forma similar al inciso (a) pero se pide la temperatura de condensación y/o ebullición del fluido correspondiente.

7) BAL. DE CALOR.

Este es el primer programa de calculo, y en el se realiza el balance de calor de acuerdo a los datos proporcionados en el anterior.

8) MEDIDAS Y PRESION.

En este programa se alimentan las presiones de trabajo y las maximas caidas de presion permitidas en ambas corrientes; asi como el diametro maximo, su calibre BWG y la longitud maxima de los tubos.

9) PROPIEDADES.

Aqui se calculan primeramente, las viscosidades y densidades de los fluidos, si no se trabajo con el programa (3) se requeriran las constantes de estas propiedades (ecuaciones 2.13, 2.14 y 2.17); y se alimenta un valor estimado del factor de incrustacion, h .

En su segunda parte, este programa calcula el factor de correccion de temperatura FG, la temperatura media logaritmica y el numero optimo de pasos de tubos y coraza, mediante el metodo de Underwood, modificado por Nagle, Bowman y Mueller (3, 8).

De acuerdo al tipo de aparato que se calcula el siguiente programa sera:

10)

A) INTERCAMBIADORES.

En este se calculan todos los parametros de diseño para el cambiador: Diametro de coraza, espaciamento entre deflectores, area total y coeficiente global de transferencia de calor, numero de tubos, etc.

B) CONDENSADORES.

Este programa calcula condensadores verticales, horizontales y con subenfriamiento vertical, de acuerdo a lo establecido por el usuario en el primer programa. Los parametros de diseño son similares a los estipulados en (A).

C) EBULLICION.

Este programa calcula evaporadores y vaporizadores.

Los tres programas anteriores utilizan el metodo de suma de productos (SOP) para el calculo de los parametros de diseño, explicado en el capitulo 2. Y requieren de un valor inicial aproximado del coeficiente global de transferencia de calor, U .

Por ultimo, e independientemente del tipo de equipo diseñado, se presentan los resultados obtenidos en el programa:

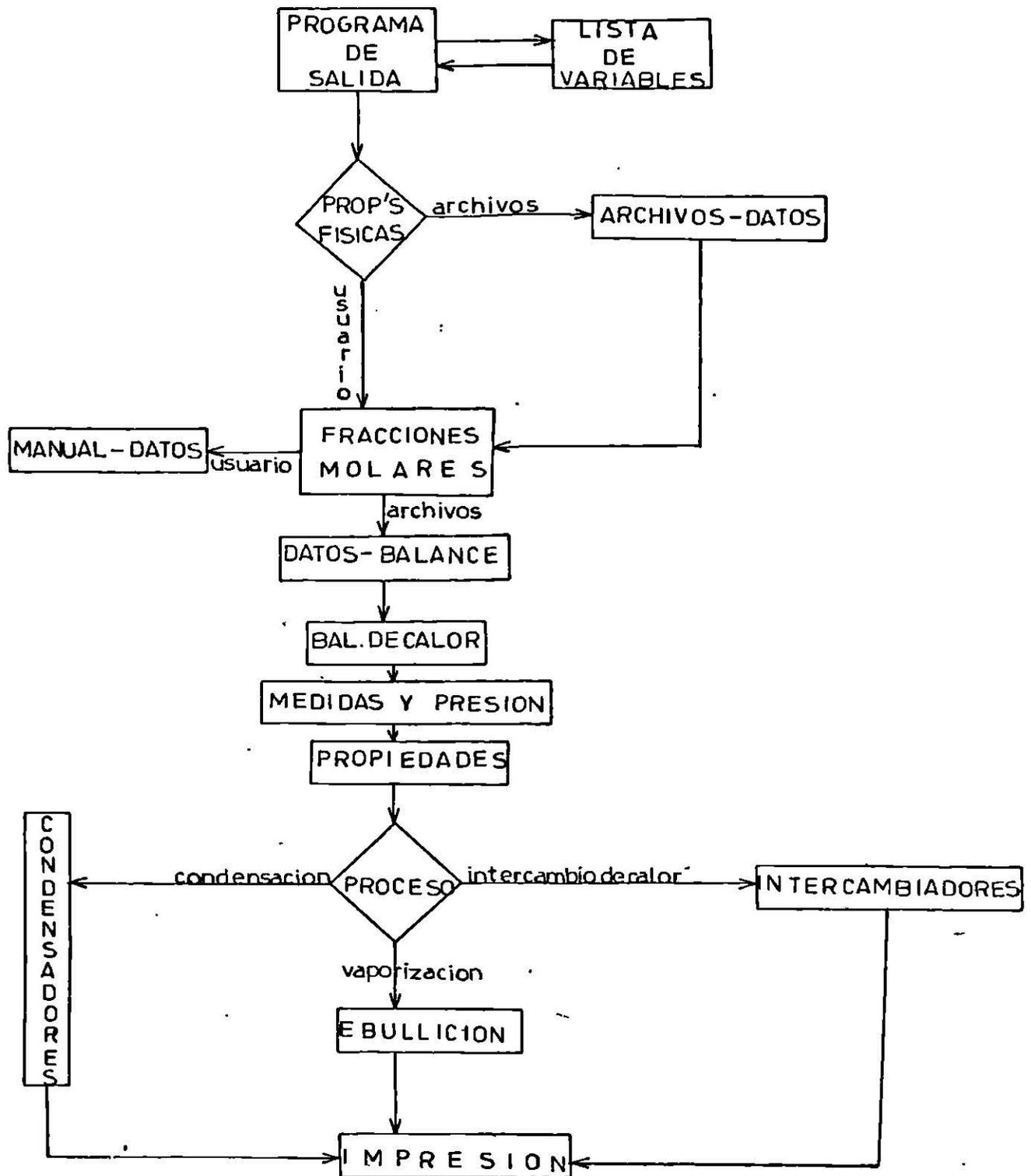
11) IMPRESION.

Al finalizar la presentacion de los parametros obtenidos por el metodo, este programa retorna al primero o bien, termina.

Para una mejor comprension de la estructura del paquete consulte el esquema 5.1.

En el siguiente capitulo, se presentan casos para los tres tipos de equipo analizados en este trabajo: Intercambiadores, vaporizadores y condensadores.

ESQUEMA 5.1: SISTEMA DE PROGRAMAS



CAPITULO 6: RESULTADOS.

En este capitulo se ejemplifica la aplicacion del paquete de programas, mediante la solucion de diferentes casos de calculo para el equipo de coraza y tubos.

EJEMPLO 1 : Calculo de un condensador vertical.

Se requiere un condensador vertical para la condensacion de 60 000 lb/h de n-propanol sustancialmente puro, el cual proviene de la parte superior de una columna de destilacion que opera a 15 psig, a cuya presion hierve a 117.78°C.

Como medio de enfriamiento se usara agua a 29.44°C. Se tiene una caida de presion permitida de 2 psi para el vapor y 10 psi para el agua.

Debido a la localizacion del condensado, suponga que se usan tubos de 12 pies de largo maximo, con un diametro externo de 3/4 de pulg 16 EWG, arreglados en triangulo, y que el material de construccion es acero (Kw = 26).

SOLUCION.

1) Balance de calor. Las constantes del calor especifico, el calor de vaporizacion, y las condiciones del proceso dadas en el enunciado del problema, se alimentan al programa, el cual calcula el calor transferido (en Btu/h) y la temperatura faltante.

propanol, $Q = 60\ 000 \times 285 = 17\ 100\ 000$

agua, $Q = 488\ 000 \times 1.0018 \times 1.8(48.875 - 29.44) = 17\ 081\ 190$

2) Con los datos del balance de calor y las constantes de las propiedades fisicas alimentadas al programa, este obtiene las propiedades faltantes.

Propiedad	Carcasa	Tubos	Ecuación
Gravedad especifica	0.7094	1.0163	2.13/WD
Viscosidad, cp	0.3610	0.6831	2.14
Calor especifico,	0.8262	1.0018	2.12

3) El programa calcula TM , FG y el numero de pasos con el metodo consultado en la literatura (3, 8).

$$\Delta TM = 78.22, NT = 2, SN = 1 \text{ y } FG = 0.9999$$

4) Del apendice A se toma un valor inicial de $U = 70 \text{ Btu/hft}^2\text{F}$, que se alimenta a la computadora, con lo que realiza todos los calculos restantes:

$$Q = UA TM \tag{6.1}$$

$$A = 17\,100\,000 / (70 \times 78.22 \times 1.8) = 1\,735.033 \text{ pie}^2$$

de la ecuacion (2.9), se obtiene el numero de tubos,

$$NN = 1735.033 / (12 \times 3.1416 \times 0.0625) = 736$$

y con la ecuacion (2.1) el diametro de carcasa,

$$Do = 1.75 \times 0.75 \times (736 \times 2)^{0.47} = 40.4518 \text{ pulg}$$

el diametro equivalente para arreglos triangulares, se calcula con la ecuacion:

$$de = \frac{4 \times (1/2(1.25do) \times 0.86(1.25do) - 1/2PI do^2 / 4)}{1/2PI} \tag{6.2}$$

$$de = 0.5331 \text{ pulg}$$

Para la primera aproximacion se toma un valor para el espaciamento entre deflectores de la mitad del diametro de carcasa, el cual se ajustara al calcular la caida de presion del lado de la carcasa.

5) Aplicacion del metodo.

a) Primera aproximacion.

Para calcular el producto de carcasa se utiliza la ecuacion (15) de la tabla II:

$$\frac{\Delta To}{\Delta TM} = 4.75 \times \frac{0.333 \cdot (0.3610 \times 60)}{0.7094 \times 0.8262} \times \frac{60 \times 285}{78.22} \times \frac{1}{\left(\frac{736}{2}\right)^{4/3} \times 0.5331^2 \times 24}$$

$$\frac{\Delta To}{\Delta TM} = 0.500076$$

Para calcular el producto de tubos, debe determinarse el numero de Reynolds, y asi elegir la ecuacion adecuada.

Con la ecuacion (2.10),

$$Gi = 183 \times 488 \ 000 / (0.62^2 \times 736 / 2) = 631 \ 305.7 \text{ lb}/(\text{hrft}^2)$$

De la tabla III,

$$NRe = 0.62 / 12 \times 631 \ 305.7 / (2.42 \times 0.6831) = 19 \ 731.064$$

Flujo turbulento, por lo tanto se utiliza la ecuacion (1) de la tabla II.

$$\frac{\Delta T_i}{\Delta T_M} = 10.43 \times \frac{0.6831}{1.0163} \times \frac{0.467}{18} \times \frac{0.22}{488} \times \frac{0.2}{(48.875 - 29.44)} \times \frac{0.8}{736} \times \frac{0.62}{24}$$

$$\frac{\Delta T_i}{\Delta T_M} = 0.1214$$

Para el calculo del producto de pared se toma la ecuacion (17) de la tabla II.

$$\frac{\Delta T_w}{\Delta T_M} = 159 \times \frac{1.0018}{26} \times \frac{488(48.875 - 29.44)}{78.22} \times \frac{0.75 - 0.62}{736 \times 0.75 \times 24}$$

$$\frac{\Delta T_w}{\Delta T_M} = 0.01264$$

El ultimo producto, el de incrustacion, se determina con la ecuacion (19) de la tabla II. Tomandose un valor para el coeficiente de obstruccion de 1300 (apendice B), que se alimenta al programa.

$$\frac{\Delta T_s}{\Delta T_M} = 3 \ 820 \times \frac{1.0018}{1300} \times \frac{488(48.875 - 29.44)}{78.22} \times \frac{1}{736 \times 0.75 \times 24}$$

$$\frac{\Delta T_s}{\Delta T_M} = 0.0539$$

Sumando los cuatro productos se obtiene el SOP:

$$SOP = 0.6887$$

Para que el diseño sea satisfactorio el SOP debe tener un valor entre 0.95 y 1.05 (El valor ideal es SOP = 1), por lo tanto se procede a ajustar los productos.

b) Segunda aproximacion.

Para determinar que debe modificarse, se calcula la caida de presion.

Del lado de los tubos, ecuacion (21) tabla III.

$$\Delta P = \frac{0.6831}{1.0163} \times \frac{0.2}{2} \times \frac{488}{736} \times \frac{1.8}{2} \times \frac{2(12/0.62 + 25)}{(5.4 \times 0.62)} \times 3.8$$

$$\Delta P = 1.3632$$

Del lado de la carcasa, ecuacion (27) tabla III.

$$\Delta P = \frac{0.081}{0.7094} \times 60^2 \times \frac{12}{20.226 \times 40.4518} \times 3$$

$$\Delta P = 0.01473$$

Como la caida de presion del lado de los tubos es muy pequena, en relacion a la maxima permitida (10 psi), se procede a ajustarla.

Como primer paso se calcula el numero de tubos necesarios para obtener una caida de presion de 10 psi. La caida de presion varia inversamente a $N^{1.8}$ (ec. 21), por lo tanto,

$$NN = \left[\frac{1.3632}{10} \right]^{1/1.8} \times 736 = 244$$

Este nuevo valor se sustituye en las ecuaciones de diseño del inciso (a), obteniendose nuevos valores para los productos individuales:

Producto de coraza:	2.1811
Producto de tubos:	0.1514
Producto de pared:	0.3811
Producto de incrustacion:	0.1625
<hr/>	
SOP	2.5335

Y un diametro de carcasa de 24.08 pulg.

c) Aproximaciones finales.

El SOP obtenido, no satisface las condiciones de diseño, por lo tanto, como es mayor que 1.05 el area de transferencia de calor debe aumentarse, incrementando el numero de tubos o bien, la longitud, como esta es la maxima, solo resta aumentar el numero de tubos. La caída de presión del lado de la carcasa es muy pequeña, por tanto, se disminuye la separación entre los deflectores, en aproximadamente una quinta parte del diametro de carcasa. Con lo que $PB = 4.816$ pulg.

Con este nuevo dato, se sustituye en las formulas de forma similar al inciso (a), y se aumenta el numero de tubos hasta obtener nuestro valor deseado de SOP:

Producto de coraza:	0.82054
Producto de tubos:	0.13079
Producto de pared:	0.01830
Producto de incrustacion:	0.07807

SOP	1.0477

Como se habia establecido anteriormente, cualquier valor de SOP menor de 1.05 o mayor de 0.95, implica un diseño de cambiador adecuado al metodo.

A estas condiciones, se tienen los siguientes resultados:

PARAMETROS DE DISEÑO

Calor transferido:	17.100 000 Btu/h
Pasos de tubos:	2
Pasos de carcasa:	1
Factor de correccion de temperatura:	0.9999
Numero de tubos:	509
Diametro interno: (Tubos)	0.620 pulg
Diametro externo: (Tubos)	0.750 pulg
Espaciamiento entre deflectores:	6.8041 pulg
Diametro de coraza	34 pulg
Longitud de coraza:	12 pies
Longitud total:	24 pies
Caida de presion: (Tubos).	2.6551 psi
Caida de presion: (Carcasa).	0.4619 psi
Area total:	1199.3058 pie ²
Coef. global de Transferencia:	101.1948 Btu/(hpie ² °F)

EJEMPLO 2 : Calculo de un condensador horizontal.

Como analogia se resolvera para el mismo sistema y condiciones de proceso del ejemplo anterior.

El unico parametro que se modificara sera el del valor inicial del coeficiente global de transferencia de calor (apendice A) y el de la longitud maxima de tubos (8 pies).

SOLUCION.

Los pasos (1) al (3) son identicos al primer ejemplo.

4) Del apendice A se toma un valor inicial para el coeficiente global de 100. El diametro equivalente es identico al de (1). Todos los calculos siguientes, son realizados directamente por el programa.

De la ecuacion (6.1),

$$A = 17\ 100\ 000 / (100 \times 78.22 \times 1.8) = 1213.45138$$

de la ecuacion (2.9),

$$NN = 1213.45138 / (3.1416 \times 0.0625 \times 8) = 772.5053$$

de la ecuacion (2.1),

$$D_o = 1.75 \times 0.75 \times (772.5053 \times 2)^{0.47} = 41.39016$$

El diametro equivalente se calcula como en (I, 4)

5) Aplicacion del metodo.

Para el calculo del producto de carcasa, se sustituye en la ecuacion (16) de la tabla III. Los demas factores se calculan sustituyendo en las mismas ecuaciones que (1, 5) es decir, la (1) para el producto de tubos y las (17) y (19) para los productos de pared e incrustacion respectivamente; de la misma tabla.

Obteniendose:

Producto de carcasa:	0.5777
Producto de tubos:	0.1804
Producto de pared:	0.0180
Producto de incrustacion:	0.0770
<hr/>	
SOP	0.8532

Similarmente al ejemplo anterior, se calculan las caidas de presion a ambos lados del cambiador:

Tubos, ecuacion (21)

$$\Delta P = 1.066979$$

Carcasa, ecuacion (27)

$$\Delta P = 8.9627 \times 10^{-3}$$

El numero de tubos para lograr una caida de presion de 10 psi, se calcula con la relacion:

$$NN = \left(\frac{1.066079}{10} \right)^{1/1.8} \times 772.5053 = 223$$

Con este nuevo valor, se calculan nuevamente los productos obteniendose:

Producto de coraza:	2.4294
Producto de tubos:	0.2313
Producto de pared:	0.0625
Producto de incrustacion:	0.2667

SOP	2.9900

A estas condiciones se tiene un diametro de carcasa de 23.08 pulg.

Como el SOP es mayor que uno y la caida de presion de carcasa es muy pequena, el espaciamiento entre los deflectores de disminuye a: 4.6165.

Con este nuevo dato se calculan nuevamente los productos y se ajusta el SOP aumentando el numero de tubos, hasta obtener los valores finales de:

Producto de carcasa:	0.7422
Producto de tubos:	0.1884
Producto de pared:	0.0224
Producto de incrustacion:	0.0956

SOP	1.04868

Para este valor de SOP se tienen los siguientes parametros:

PARAMETROS DE DISEÑO

Calor Transferido	17 100 000 Btu/h
Pasos de tubo	2
Pasos de carcasa	1
Factor de correccion de temperatura:	0.9999
Numero de tubos:	624
Diametro interno: (Tubos)	0.620 pulg
Diametro externo: (Tubos)	0.750 pulg
Espaciamiento entre deflectores:	7.4877 pulg
Diametro de carcasa:	37.3822 pulg
Longitud de coraza:	8 pies
Longitud total:	16 pies
Caida de Presion: (Tubos)	1.5759 psi
Caida de Presion: (Carcasa).	0.2105 psi
Area total:	980.180 pie ²
Coefficiente global de transferencia:	123.7889 Btu/(hpie ² °F)

EJEMPLO 3 : Calculo de un postenfriador en un compresor de amoniaco.

Amoniaco gas seco a 83 psi y a un gasto de 9 872 lb/h se descarga de un compresor a 118.33°C y debe alimentarse a un reactor a 35°C usando agua de enfriamiento de 29.44°C a 35°C. Se permite una caida de presion de 2 psi en el gas y de 10 psi en el agua.

Se utilizaran tubos en arreglo triangular de 3/4 de pulgada, 16 BWG, y una longitud maxima de 8 pies. El material de construccion es acero (Kw = 26).

SOLUCION.

1) Balance de calor. Las condiciones de operacion mencionadas en el enunciado del problema y las constantes del calor especifico se alimentan al programa; este calcula el calor transferido (en Btu/h) y el gasto masico del agua de enfriamiento (en lb/h).

Amoniaco, $Q = 9\ 872 \times 0.5226 \times 1.8(118.33 - 35) = 773\ 799.731$

Agua, $Q = 77\ 235.4 \times 1.001 \times 1.8(35 - 29.44) = 773\ 747.860$

2) Con los datos del balance de calor y las constantes de las propiedades fisicas que se alimentan, el programa calcula las propiedades restantes:

Propiedad	Carcasa	Tubos	Ecuacion
Gravedad especifica	0.003357	1.0228	2.18, 2.13
Viscosidad, cp	0.012157	0.7834	2.17, 2.14
Calor especifico, cal/g°C	0.52260	1.0010	2.16, 2.12

3) En esta etapa el programa calcula TM, FG y el numero de pasos con el metodo obtenido de la literatura (3, 8).

$\Delta TM = 28.727, NT = 4, SN = 2, FG = 0.97377$

4) Para tener un valor inicial del area, se toma del apendice A, un valor aproximado del coeficiente global de transferencia de calor, $U = 40 \text{ Btu}/(\text{h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F})$ que se alimenta al programa. El resto de los calculos presentados los realiza directamente el programa.

Calculo del area con la ecuacion (6.1)

$A = 773\ 799.731 / (40 \times 28.727 \times 1.8) = 384$

Numero de tubos, ecuacion (2.9)

$$NN = 384 / (8 \times 3.1416 \times 0.0625) = 245$$

Diametro de carcasa, ecuacion (2.1)

$$D_o = 1.75 \times 0.75 (245 \times 4)^{0.47} = 33.417$$

Para la aproximacion inicial se toma un espaciamento entre deflectores (PB) igual a la mitad del diametro de coraza.

a) Aproximacion inicial.

Para calcular el producto de carcasa se utiliza la ecuacion (12) de la tabla II, gas en flujo a contracorriente sin cambio de fase.

La seleccion adecuada de la ecuacion para determinar el producto de tubos, requiere del calculo del numero de Reynolds.

Ecuacion (2.10),

$$G_i = 183 \times 77 \times 235.4 / (0.62 \times 245 / 4)^2 = 600 \, 313.37 \text{ lb}/(\text{h pie}^2)$$

$$NRe = 0.62 / 12 \times 600 \, 313.37 / (2.42 \times 0.7834) = 16 \, 360.235$$

Como el NRe es mayor de 10 000, se tiene regimen turbulento, por lo que para calcular el producto de tubos se utiliza la ecuacion (1), tabla II.

El calculo del producto de pared y el de incrustacion se realiza con las ecuaciones (17) y (19) respectivamente. (Tabla II). Utilizando un coeficiente de incrustacion de 900 Btu/(h pie²F) (apendice B), que se alimenta al programa.

Sustituyendo los datos en estas ecuaciones obtenemos:

Producto de carcasa:	0.3558
Producto de tubos:	0.0372
Producto de pared:	0.0035
Producto de incrustacion:	0.4182

SOP	0.4182

A estas condiciones se calculan las caidas de presion:

Del lado de la carcasa, ecuacion (25)

$$\Delta P = 0.48562$$

Del lado de los tubos, ecuacion (21)

$$\Delta P = 2.17191$$

Como el SOP no esta dentro del rango deseado, se procede a ajustar los parametros.

b) Segunda aproximacion.

En primer lugar se calcula el numero de tubos necesario para obtener una caida de presion de 10 psi.

$$NN = \left(\frac{2.1719}{10} \right)^{1/1.8} \times 245 = 105$$

Con este nuevo valor, se sustituye en las mismas ecuaciones que en (a), teniendose:

Producto de carcasa:	0.6538
Producto de tubos:	0.0441
Producto de pared:	0.0082
Producto de incrustacion:	0.0216

SOP	0.7566

A estas condiciones el diametro de carcasa es de 22.44 pulg. y las caidas de presion:

Del lado de la carcasa: $\Delta P = 9.9816$

Del lado de los tubos: $\Delta P = 0.7231$

c) Aproximacion final.

El SOP es menor que 0.95 por lo tanto el area del intercambiador debe disminuirse, para esto se modificara la longitud del aparato, disminuyendola hasta obtener el valor de SOP deseado:

Producto de carcasa:	0.8217
Producto de tubos:	0.0545
Producto de pared:	0.0103
Producto de incrustacion:	0.0638

SOP	0.9505

Con lo que se tienen los siguientes valores finales:

PARAMETROS DE DISEÑO

Calor transferido	773 799.731 Btu/h
Pasos de tubo	4
Pasos de carcasa	2
Factor de correccion de temperatura	0.9737
Numero de tubos	102
Diametro interno (Tubos)	0.620 pulg
Diametro externo (Carcasa)	0.750 pulg
Espaciamiento entre deflectores:	16.7088 pulg
Diametro de carcasa	22.136 pulg
Longitud de coraza	6.5 pies
Longitud total	52 pies
Caida de presion (Tubos)	9.8456 psi
Caida de presion (Carcasa)	0.5956 psi
Area total	130.180 pie ²
Coefficiente global de transferencia	114.9533 Btu/(hpie ² °F)

EJEMPLO 4: Vaporizador con ebullicion isotermitica.

Se desea producir 24 700 lb/h de vapor de propano a 285 psi. El propano hervira isotermicamente a 112.778°C, y el vapor de agua esta disponible a 100 psi (Tb = 164.286°C). Se permite una caida de presion de 2 psi para el propano y de 5 para el agua.

Se dispone para el servicio de tubos de 1 pulg de diametro externo, 16 BWG y una longitud maxima de 16 pies, arreglados en cuadro. El material de construccion es acero inoxidable (Kw = 26)

SOLUCION.

1) Balance de calor. Los datos dados en el enunciado del problema y los calores de vaporizacion se alimentan al programa, este calcula el calor transferido y el gasto masico del vapor de agua.

propano, $Q = 24\ 700 \times 182.817 = 4\ 515\ 579.04$ Btu/h

vapor, $Q = 4\ 641.3599 \times 972 = 4\ 515\ 579.04$ Btu/h

2) Las constantes de las propiedades fisicas se alimentan al programa y este las calcula, obteniendo:

Propiedad	Carcasa	Tubos	Ecuacion
Gravedad especifica	0.5899	0.8888	*, 2.13
Viscosidad, cp	0.0259	0.1754	2.14
Calor especifico, cal/g°C	0.9747	1.0279	2.12
Tension superficial, dinas/cm	1.1653	-	2.15

* En el calculo de la gravedad especifica del propano y a las condiciones de operacion, la ecuacion 2.13 no es aplicable, por lo tanto se alimento directamente el valor de densidad (0.5888 g/cc)

3) De la literatura (3, 8) el programa calcula:

$$\Delta T_M = 138.532, NT = 2, SN = 1, FG = 0.99424$$

4) Del apendice A, se toma un valor inicial de U = 200, que se alimenta al programa y este calcula todos los datos presentados a continuacion:

Con la ecuacion (6.1) se calcula el area en pies cuadrados,

$$A = \frac{4\ 515\ 579.04}{200 \times 138.532 \times 1.8} = 90.544$$

Numero de tubos, ecuacion (2.9)

$$NN = 21.6158$$

Diametro de carcasa, ecuacion (2.1)

$$Do = 10.2769 \text{ pulg}$$

Diametro equivalente, arreglo cuadrado:

$$de = \frac{4 \times ((1.25 \times do)^2 - PI \times do^2 / 4)}{PI \times do} \quad (6.3)$$

$$de = 0.9894 \text{ pulg}$$

5) Para la primera aproximacion se toma un espaciamento entre de flectores igual a la mitad del diametro de coraza.

El producto de coraza se calcula con la ecuacion (10), el de tubos con la (7) y el de pared e incrustacion con las (18) y (20) respectivamente. (Ecuaciones de la tabla II).

Del apendice B, se toma un coeficiente de incrustacion de 1 500 Btu/(h pie²F) que se alimenta al programa, y del capitulo 3, ecuacion (9) el programa selecciona el valor del factor de superficie para el acero inoxidable (0.6).

Producto de carcasa	0.0025
Producto de tubos	0.4447
Producto de pared	0.0829
Producto de incrustacion	0.2664

SOP	0.7965

Como el SOP es menor que 0.95 entonces, deben ajustarse los parametros.

Primeramente, se calcula la caida de presion en ambos lados del cambiador.

Lado de tubos, ecuacion (24)

$$\Delta P = 0.021055 \text{ psi}$$

Lado de carcasa, ecuacion (27)

$$\Delta P = 0.96112 \text{ psi}$$

El numero de tubos se disminuye para alcanzar una caida de presion mayor del lado de los tubos con la relacion:

$$NN = \left(\frac{0.021055}{5} \right)^{1/1.8} \times 22 = 2$$

Con lo que obtenemos:

Producto de carcasa	0.0042
Producto de tubos	0.4482
Producto de pared	1.4396
Producto de incrustacion	6.1093
<hr/>	
SOP	6.1093

El siguiente paso es ajustar la presion del lado de la carcasa disminuyendo el espaciamento entre deflectores a 4.3058 pulg. Con lo que la caida de presion sera de 4.9999 psi.

Y se obtienen los datos siguientes:

Producto de carcasa	0.0034
Producto de tubos	1.6736
Producto de pared	0.2241
Producto de incrustacion	0.7198
<hr/>	
SOP	2.2621

Nuevamente se varia el numero de tubos, pero como en la siguiente aproximacion se obtuvo un SOP menor de 0.95, la longitud se disminuye en 1/3 con lo que se obtienen los valores finales:

Producto de carcasa	0.0027
Producto de tubos	0.5969
Producto de pared	0.1034
Producto de incrustacion	0.3322
<hr/>	
SOP	1.03531

Con lo que se obtienen los siguientes resultados:

PARAMETROS DE DISEÑO

Calor transferido	4 515 579.04 Btu/h
Pasos de tubo	2
Pasos de carcasa	1
Factor de correccion de temperatura	0.9942
Numero de tubos	13
Diametro interno (Tubos)	0.87 pulg
Diametro externo (Tubos)	1.00 pulg
Espaciamiento entre deflectores:	5.8443 pulg
Diametro de carcasa	8.0923 pulg
Longitud de coraza	10.667 pies
Longitud total	21.333 pies
Caida de presion (Carcasa)	0.5531 psi
Caida de presion (Tubos)	0.0452 psi
Area total	36.3029 pie ²
Coefficiente global de transferencia	498.826 Btu/(h pie ² °F)

CAPITULO 7: DISCUSION DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES.

A) DISCUSION DE RESULTADOS.

Los parametros de diseño obtenidos en el capitulo anterior mediante el metodo de Suma de Productos, se comparan a continuación con los obtenidos utilizando el metodo seguido por Kern, (3). El cual se basa en la consulta de tablas comerciales para el establecimiento de las dimensiones de la carcasa, calculando previamente el numero de pasos y de tubos, y la determinacion del coeficiente global de transferencia de calor requerido y el disponible.

Se enlistan solamente los parametros que varian de un metodo a otro.

EJEMPLO 1: Calculo de un condensador Vertical.

En este ejemplo como en los siguientes, se tomo el espacio entre deflectores y la longitud calculados en el capitulo (6).

Con lo que aplicando el metodo citado (3), se obtuvieron los siguientes resultados:

PARAMETROS DE DISEÑO

Numero de tubos:	506
Diametro de coraza:	25 pulg
Caída de presión: (Carcasa)	0.8994 psi
Caída de presión: (Tubos)	1.3881 psi
Area total:	1 191.9336 pie ²
Coefficiente global de transferencia:	101.7477 Btu/(hpie ² °F)

Los valores de los parametros principales obtenidos por el metodo de Suma de Productos varian en relacion a estos ultimos en menos del 1% (area total y coeficiente global de transferencia de calor).

Al comparar las caidas de presion se observa una mayor discrepancia. La razon principal de esta, es la diferencia de valores en el diametro de carcasa, puesto que el SOP lo calcula mediante una ecuacion empirica (2.1) y este metodo recurre a las tablas comerciales para definirlo.

Si se utiliza el mismo diametro de coraza calculado por el SOP se obtiene:

Caida de Presión (Tubos): 2.4630 psi

Caida de Presion (Carcasa): 0.7932 psi

Estos parametros son mas cercanos a los obtenidos por el SOP.

En cualquiera de los casos los valores para las caidas de presion a ambos lados del cambiador, estan dentro de los limites preestablecidos por las condiciones del proceso problema.

EJEMPLO 2: Calculo de un condensador horizontal.

Nuevamente se recurre al capitulo 6, mismo ejemplo, para obtener el espaciamiento entre deflectores y la longitud, estos valores sumados a las condiciones ya establecidas, arrojan los siguientes resultados:

PARAMETROS DE DISEÑO

Numero de tubos:	692
Diametro de coraza:	29 pulg
Caida de presion: (Carcasa).	0.5882 psi
Caida de presion: (Tubos).	1.0846 psi
Area total:	1086.7168 pie ²
Coefficiente global de transferencia:	111.6 Btu/(hpie ² °F)

En este caso el area total y el coeficiente global de transferencia de calor, varian alrededor del 10% en relacion a los va-

lores obtenidos por el SOP; esto debido a que en las tablas comerciales (3), el numero de tubos mas proximo al calculado en el ejemplo (6,2), para un numero de pasos de tubos igual a dos, difiere bastante (68 tubos).

Las diferencias en las caidas de presion se explican analogamente al ejemplo anterior.

EJEMPLO 3: Calculo de un postenfriador en un compresor de amoniaco.

En este caso al aplicar el metodo de Kern (3), se obtuvo:

PARAMETROS DE DISEÑO	
Numero de tubos:	96
Diametro de coraza:	13.25 pulg
Caida de presion: (Carcasa).	0.9215 psi
Caida de presion: (Tubos).	9.1297 psi
Area total:	122.4912 pie ²
Coefficiente global de transferencia:	121.9534 Btu/(hpie ² °F)

Lo que cabria resaltar en este caso, ademas de lo discutido en los otros ejemplos, es que el diametro de carcasa, si bien influye en la caida de presion del lado de los tubos, no constituye la razon principal en la diferencia de valores que se obtiene entre los dos metodos.

Esta diferencia se debe en mayor grado a los errores implicitos en la relacion empirica utilizada por el metodo SOP, ecuacion (21) tabla III, y los errores de apreciacion que conlleva el utilizar un metodo grafico (3).

EJEMPLO 4: Vaporizador con ebullicion isotermitica.

Aplicando el metodo de la literatura (3), y similarmente a los ejemplos anteriores, se obtuvo:

PARAMETROS DE DISEÑO

Numero de tubos:	16
Diametro de coraza:	8 pulg
Caida de presion: (Carcasa).	1.0859 psi
Caida de presion: (Tubos).	0.0310 psi
Area total:	44.5940 pie ²
Coefficiente global de transferencia:	405.1695 Btu/(hpie ² °F)

Estos parametros se aproximan bastante a los obtenidos por el SOP, excepto el valor de la caida de presion del lado de la carcasa. Ademas de lo ya discutido, debe recordarse que en el capitulo 3 se establecio que las ecuaciones para caidas de presion en fluidos con cambio de fase, arrojan resultados aproximados.

B) CONCLUSIONES.

El metodo desarrollado en este trabajo arroja resultados que constituyen los parametros apropiados de diseño de intercambiadores de calor de carcasa y tubos, como se comprobo en el inciso anterior, dentro de las limitaciones de las correlaciones utilizadas (10 a 15%). El paquete de programas puede ampliarse para incluir mas sustancias, correlaciones y analisis de costos.

Sin embargo, para la mayoria de los fines de diseño, los resultados que se obtienen con este metodo y paquete de programas son adecuados.

Los resultados demuestran que es posible el empleo del algoritmo de la suma de productos (SOP) para resolver los principales parametros de diseño de condensadores, evaporadores e intercambiadores de calor de Carcasa y Tubos.

Pero, como se discutió en el inciso (A) de este capitulo, al resolver un sistema precalculado por el metodo de Suma de Productos con el metodo de Kern (3), los resultados obtenidos son muy aproximados, lo que comprueba que el algoritmo del SOP es satisfactorio.

Por otra parte, las condiciones importantes que debe establecer el usuario al utilizar el paquete, son: El valor de diseño aproximado del coeficiente global de transferencia de calor (U), y el coeficiente de obstrucción (h); para ayudarse en la eleccion de estos, puede recurrir a los apendices A y B respectivamente.

Pero la eleccion de valores adecuados, principalmente de h, depende en gran parte del conocimiento y experiencia del usuario.

Con lo expuesto anteriormente, se vuelve a insistir en el papel de auxiliar de diseño que desempeña este paquete, no debe pretenderse que sus resultados sean optimos, o aun que los obtenga, si el usuario elige condiciones de operacion al azar.

Finalmente, con este trabajo queda demostrada ampliamente la ventaja que representa el empleo de computadoras como equipo de respaldo en la Ingenieria Quimica y particularmente en el diseño de equipo.

APENDICE A: VALORES APROXIMADOS DE COEFICIENTES TOTALES PARA DISEÑO, $BTU/(HrPIE^2F)$. LOS VALORES INCLUYEN UN FACTOR DE OBSTRUCCION TOTAL DE 0.003 Y CAIDA DE PRESION PERMISIBLE DE 5 A 10 PSI EN LA CORRIENTE QUE CONTROLE.

ENFRIADORES

FLUIDO CALIENTE	FLUIDO FRIO	U Global
Agua	Agua	250-500
Metanol	Agua	250-500
Amoniaco	Agua	250-500
Soluciones acuosas	Agua	250-500
Sust. organicas ligeras, $Z < 0.5$ cp	Agua	75-150
Sust. org medias, $0.5 < Z < 1$ cp	Agua	50-125
Sust. organicas pesadas, $Z > 1$ cp	Agua	5-75
Gases	Agua	2-50
Agua	Salmuera	100-200
Sust. organicas ligeras	Salmuera	40-100

VAPORIZADORES

FLUIDO CALIENTE	FLUIDO FRIO	U Global
Vapor de agua	Agua	200-700
Vapor de agua	Metanol	200-700
Vapor de agua	Amoniaco	200-700
Vapor de agua	Sol. acuosas: menos de 2 cp	200-700
Vapor de agua	mas de 2 cp	100-500
Vapor de agua	Sust organicas ligeras	50-100
Vapor de agua	Sust organicas medias	100-200
Vapor de agua	Sust organicas pesadas	6-60
Vapor de agua	Gases	5-50

INTERCAMBIADORES

FLUIDO CALIENTE	FLUIDO FRIO	U Global
Agua	Agua	250-500
Sol acuosas	Sol acuosas	250-500
Sust org ligeras	Sustancias org ligeras	40-75
Sus org medias	Sust org medias	20-60
Sust org pesadas	Sust org pesadas	10-40
Sust org pesadas	Sust org ligeras	30-60
Sust org ligeras	Sust org pesadas	10-40

APENDICE B: FACTORES DE OBSTRUCCION (1/h).

Temperatura del medio calefactor	Hasta 240°F		240-400°F	
Temperatura del agua	125°F o menos		T > 125°F	
Velocidad del agua, pps				
Agua	3 pies o menos	3 pies o mas	3 pies o menos	3 pies o mas
Agua de Mar	0.0005	0.0005	0.001	0.001
Salmuera natural	0.002	0.001	0.003	0.002
Torre de enfriamiento y tanque con rocío artificial:				
Agua de compensacion tratada	0.001	0.001	0.002	0.002
Sin tratar	0.003	0.003	0.005	0.004
Agua de ciudad o de pozo:				
Lodosa o turbia	0.003	0.002	0.004	0.003
Dura (mas de 15 granol/gal)	0.003	0.003	0.005	0.005
Enfriamiento de maquinas	0.001	0.001	0.001	0.001
Destilada	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005
Alimentacion tratada para calderas	0.001	0.0005	0.001	0.001
Purga de calderas	0.002	0.002	0.002	0.002

BIBLIOGRAFIA.

- 1) Kreith F.
"Principios de Transferencia de Calor"
Herrero Hermanos Sucesores, S.A.
Mexico 1968.
- 2) Karlekar B.V., Desmond R.M.
"Transferencia de Calor"
Segunda edicion
Editorial Interamericana
Mexico 1985.
- 3) Kern, D.Q.
"Procesos de Transferencia de Calor"
Cia. Editorial Continental, S.A. de C.V.
Mexico 1984.
- 4) Manrique
"Transferencia de Calor"
Harper & Row, Latinoamericana
Mexico 1977.
- 5) Bird R.B., Stewart W.E. & Lightfoot E.N.
"Fenomenos de Transporte"
Editorial Reverte, S.A.
España 1982.
- 6) Rohsenow W.M., Hartnett J.P.
"Handbook of Heat Transfer"
McGraw Hill Bookcompany
New York 1973.
- 7) Lord R.C., Minton P.E. & Slusser R.P.
"Design of Heat Exchangers"
Chemical Engineering
January 26, 1970
- 8) Gulley D.L.
"How to figure true temperature difference in
shell-and-tube exchangers"
The Oil and Gas Journal
September 14, 1964.
- 9) Yaws C.L., Lamar University & Others
"Correlation constants for chemical compound"
Chemical Engineering
August 16, 1976
- 10) Yaws C.L., Lamar University & Others
"Correlation constants for liquids"
Chemical Engineering
October 25, 1976
- 11) Yaws C.L., Lamar University & Others
"Correlation constants for chemical compounds"
Chemical Engineering
November 22, 1976

11/11/11
11/11/11