

## DIMENSIONAMIENTO DE UN IC DE PLACAS

### Modelos de cálculo

En la Tabla 1 se muestran las Especificaciones técnicas del pasteurizador de placas de la planta de lácteos de la Universidad de Antioquia.

**Tabla 1. Especificaciones técnicas del pasteurizador para cada una de las zonas**

Datos placas	Valor
Material	Acero Inoxidable AISI 316
Conductividad térmica (K: W/m °C)	16
Ancho de la placa ( $a_p$ : m)	0,1
Largo de las placas (L: m)	0,48
Distancia entre placas (w: m)	0,003
Diámetro equivalente ( $D_{eq}$ : m)	0,006
Calibre (m)	0,00075
Espesor placas (x: m)	0,003
Área de circulación (S: m <sup>2</sup> )	0,0003
Coeficiente de Obstrucción	0,00009
Número de placas N	N=6 para la zona de pasterización y enfriamiento y N=8 para la zona de regeneración

A continuación, se describen los modelos de cálculo necesarios para el dimensionamiento de IC de placas (Mendieta, 2008):

### Condiciones del proceso requeridas:

**DATOS DE LOS FLUIDOS DE TRABAJO**

	<b>Leche</b>		<b>Fluido de servicio</b>	
	$\dot{m}_f$		$\dot{m}_c$	
Flujo másico (kg/s)		0.07		0.6
Temperatura entrada (°C)	$T_e^f$	4	$T_e^c$	85
Temperatura salida (°C)	$T_s^f$	75	$T_s^c$	
Temperatura promedio (°C)	$T_m^f = \frac{T_e^f + T_s^f}{2}$	57.5	$T_m^c = \frac{T_e^c + T_s^c}{2}$	
Conductividad térmica (W/m°C)	$k_i$	0,650	$k_o$	
Viscosidad (kg/s.m)	$\mu_i$	$4.8 \times 10^{-4}$	$\mu_o$	
Densidad (kg/m³)	$\rho_i$	984.94	$\rho_o$	
Capacidad calorífica (J/kg°C)	$C_{p_i}$	4189.071	$C_{p_o}$	
Pr	$Pr_i$	3.10	$Pr_o$	
Coefficiente de incrustación (m²°C/W)	$R_{f,i}$	$2 \times 10^{-4}$	$R_{f,o}$	$1 \times 10^{-4}$

**ESPECIFICACIONES GEOMÉTRICAS DEL IC DE PLACAS**

Material	Acero Inoxidable AISI 316
Conductividad térmica (K: W/m °C)	16
Ancho de la placa ( $a_p$ : m)	0,1
Largo de las placas (L: m)	0,48
Distancia entre placas (w: m)	0,003
Espesor placas (x: m)	0,003
Coefficiente de incrustación (m²°C/W)	0,000035

### 1. Flujo de calor requerido y flujo másico requerido para el fluido frío o caliente

Con el balance de energía se puede calcular el flujo másico requerido para el fluido de servicio o la temperatura de salida de uno de los fluidos

$$Q = \dot{m}_c C_{po} (T_e^c - T_s^c) = \dot{m}_f C_{pi} (T_s^f - T_e^f)$$

Dónde: Q es el flujo de calor (J/s),  $T_e^c$  y  $T_s^c$  son las temperaturas del fluido caliente a la entrada y a la salida de la sección (°C),

$T_e^f$  y  $T_s^f$  son las temperaturas del fluido frío a la entrada y a la salida,  $\dot{m}_f$  y  $\dot{m}_c$  son los flujos másicos del fluido frío y caliente (kg/S),  $C_p$  es la capacidad calorífica de ambos fluidos (J/kg°C).

### 2. Calcular la temperatura media logarítmica

$$\Delta T_{ml} = \left[ \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \right]$$

Dónde:  $\Delta T_1$  diferencia de temperaturas entre los dos fluidos a la entrada del intercambiador de calor y  $\Delta T_2$  diferencia de temperaturas entre los dos fluidos a la salida del intercambiador de calor.

### 3. Estimar la temperatura aproximada de la pared de la placa con las siguientes ecuaciones

$$T_m^f = \frac{T_e^f + T_s^f}{2} \quad T_m^c = \frac{T_e^c + T_s^c}{2} \quad T_w = \frac{T_m^f + T_m^c}{2}$$

Dónde:  $T_w$  es la temperatura estimada de la pared de la placa (°C),  $T_m$  es la temperatura media de los fluidos frío (f) y caliente (c) (°C).  $T_e^f$  y  $T_s^f$  son las temperaturas de entrada y de salida del fluido frío (°C), y  $T_e^c$  y  $T_s^c$  son las temperaturas de entrada y de salida de los fluidos de servicio.

### 4. Cálculo del área de transferencia de calor requerida ( $A_T$ )

$$A_D = \frac{Q}{U_D \Delta T_{ml}}$$

Dónde: Q es el flujo de calor requerido (W),  $U_D$  es el coeficiente global de transferencia de calor de diseño (W/m<sup>2</sup> °C),  $\Delta T_{ml}$  es la temperatura media logarítmica (°C).

Como hasta este punto no se conoce un valor del coeficiente global de transferencia de calor de diseño ( $U_D$ ) se debe suponer un valor, algunos autores recomiendan un valor de  $U_D$  para un sistema agua-agua entre 850 y 1700 W/m<sup>2</sup>°C (Ver tabla adjunta), que es una aproximación aceptable con la cual se puede iniciar la iteración.

### 5. Cálculo del número de placas necesarias

$$N_p = \frac{A_D}{A_p}$$

$$A_p = a_p L_p$$

Dónde:  $A_D$  es el área de diseño requerida (m<sup>2</sup>) y  $A_p$  es el área de transferencia de calor de cada placa (m<sup>2</sup>),  $a_p$  y  $L_p$  es el ancho efectivo y la longitud cada placa (m)

El número de placas debe ser impar. Si el  $N_p > 700$  se considerar que el diseño es *incorrecto* y se debe regresar al paso anterior y tomar placas con dimensiones mayores.

### 6. Cálculo del número de canales totales ( $N_c$ ) y para cada fluido

$$N_c = N_p + 1$$

El número de canales para el fluido frío y caliente es:

$$N_{cf} = \frac{N_c}{2}$$

### 7. Cálculo del área de flujo total para los fluidos

$$A_f = a_p w_p N_{cf}$$

Dónde:  $A_f$  es el área de flujo (m<sup>2</sup>),  $a_p$  es el ancho efectivo de cada placa (m),  $w_p$  es la separación entre placas (m) y  $N_{cf}$  es el número de canales para cada fluido.

### 8. Cálculo del diámetro equivalente

$$D_{eq} = 4R_H = \frac{4a_p w_p}{2a_p} \Rightarrow D_{eq} = 2w_p$$

Dónde:  $D_{eq}$  es el diámetro equivalente que se define como 4 veces el radio hidráulico ( $R_H$ ), siendo este la razón entre el área de paso del fluido entre las placas y el perímetro mojado.  $G_f$  es la densidad d flujo másica global (kg/s.m<sup>2</sup>) y  $\dot{m}$  es el flujo másico del fluido (kg/s).

## 9. Cálculo de las velocidades de masa de cada uno de los fluidos

- Fluido frío  $G_f = \frac{\dot{m}_f}{A_f}$

- Fluido caliente  $G_c = \frac{\dot{m}_c}{A_f}$

Dónde:  $G_f$  es la densidad de flujo másica global (kg/s.m<sup>2</sup>) y  $\dot{m}_f$  y  $\dot{m}_c$  es el flujo másico del fluido frío y caliente (kg/s), respectivamente.

## 10. Cálculo del número de Reynolds y de Prant para ambos fluidos

- Fluido frío  $Re_f = \frac{G_f D_{eq}}{\mu_f}$  y  $Pr_f = \frac{c_{p_f} \mu_f}{k_f}$

- Fluido caliente  $Re_c = \frac{G_c D_{eq}}{\mu_c}$  y  $Pr_c = \frac{c_{p_c} \mu_c}{k_c}$

Dónde:  $Re$  es el número de Reynolds,  $D_{eq}$  es el diámetro hidráulico equivalente (m),  $\mu_f$  y  $\mu_c$  es la viscosidad del fluido frío y caliente (kg/m.s), respectivamente.

## 11. Estimación del coeficiente de transferencia de calor por convección utilizando números adimensionales:

Con correlación matemática reportada por Kumar 1984 se pueden obtener valores de coeficiente de transferencia de calor por convección aceptables:

$$Nu = C_1 (Re)^m (Pr)^{0.33} \left[ \frac{\mu_i}{\mu_w} \right]^{0.17}$$

Las constantes de esta correlación se muestran en la siguiente tabla:

<i>Re</i>	<i>C<sub>1</sub></i>	<i>m</i>
≤ 10	0.718	0.349
> 10	0.348	0.663
< 10	0.718	0.349
10-100	0.400	0.598
> 100	0.300	0.663
< 20	0.630	0.333
20 - 300	0.291	0.591
> 300	0.130	0.732
< 20	0.562	0.326
20 - 400	0.306	0.529
> 400	0.108	0.703
≤ 20	0.562	0.326
20 - 500	0.331	0.503
> 500	0.087	0.718

- Fluido frío 
$$h_f = \frac{Nu_f k_f}{D_{eq}}$$

- Fluido caliente 
$$h_c = \frac{Nu_c k_c}{D_{eq}}$$

## 12. Cálculo del coeficiente global de diseño de transferencia de calor por convección

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{h_f} + \frac{x}{k} + \frac{1}{h_c} + R_f + R_c$$

Dónde:  $x$  es el espesor de las placas (m),  $k$  es la conductividad térmica del material de las placas ( $\text{W/m}^\circ\text{C}$ ) y  $R_f$  y  $R_c$  son los coeficientes de incrustación para el fluido frío y caliente respectivamente (valores leídos en tablas).

### 13. Comparar el valor calculado de $U_D$ con el valor supuesto en el punto 4

Si  $\frac{(U_D)_{\text{asumido}}}{(U_D)_{\text{calculado}}}$  está entre 0.995 y 1.05, el valor se considera aceptable, sino, el  $U_D$  calculado para ser el supuesto en el punto 4 y se vuelve a repetir todo el procedimiento hasta que se cumpla esta condición.

### 14. Cálculo del área total de TC requerida para estas condiciones de trabajo

$$A_D = \frac{Q}{U_D \Delta T_{ml}}$$

Dónde:  $Q$  es el flujo de calor requerido (W),  $U_D$  es el coeficiente global de transferencia de calor de diseño ( $\text{W/m}^2\ ^\circ\text{C}$ ),  $\Delta T_{ml}$  es la temperatura media logarítmica ( $^\circ\text{C}$ ).

### 15. Número de placas para la transferencia de calor requerida:

$$N_p = \frac{A_D}{A_p}$$

Dónde:  $Q$  es el flujo de calor requerido (W),  $U_D$  es el coeficiente global de transferencia de calor de diseño ( $\text{W/m}^2\ ^\circ\text{C}$ ),  $\Delta T_{ml}$  es la temperatura media logarítmica ( $^\circ\text{C}$ ).

### 16. Número de placas totales ( $N_T$ )

Del total de placas necesarias, habrá dos placas más que actuarán como soportes de la estructura, pues estas no intervienen en la transferencia de calor.

## BIBLIOGRAFÍA

Mendieta, D. G. (2008). Diseño de una línea piloto HTST para el laboratorio de operaciones unitarias de la carrera de ingeniería en alimentos (ESPOL). Trabajo de grado para optar al Título de Ingeniero de Alimentos. Escuela Superior Politécnica del Litoral.

**Tabla 2. Valores representativos de los coeficientes totales de TC en los intercambiadores de calor**

Tipo de intercambiador de calor	$U$ , $W/m^2 \cdot ^\circ C^*$
Agua hacia agua	850-1 700
Agua hacia aceite	100-350
Agua hacia gasolina o queroseno	300-1 000
Calentadores de agua de alimentación	1 000-8 500
Vapor de agua hacia combustóleo ligero	200-400
Vapor de agua hacia combustóleo pesado	50-200
Condensador de vapor de agua	1 000-6 000
Condensador de freón (agua enfriada)	300-1 000
Condensador de amoníaco (agua enfriada)	800-1 400
Condensadores de alcohol (agua enfriada)	250-700
Gas hacia gas	10-40
Agua hacia aire en tubos con aletas (agua en los tubos)	30-60 <sup>†</sup> 400-850 <sup>†</sup>
Vapor de agua hacia aire en tubos con aletas (vapor de agua en los tubos)	30-300 <sup>†</sup> 400-4 000 <sup>‡</sup>