
Ingeniería de Calor

Método Bell-Delaware

1. Nomenclatura

A	Área de transferencia de calor del intercambiador, pie^2 .
AW	Área de transferencia de calor de la pared, pie^2 .
AI	Área de transferencia de calor de lado de los tubos, pie^2 .
A0	Área de transferencia de calor requerida, pie^2 .
AT	Área de total de transferencia de calor, pie^2 .
CS	Calor específico del fluido del lado de coraza, $\text{BTU}/\text{lb}\cdot^\circ\text{F}$.
CT	Calor específico del fluido del lado de los tubos, $\text{BTU}/\text{lb}\cdot^\circ\text{F}$.
D	Diámetro interior de la coraza, pulgadas.
D_I	Diámetro interior de los tubos, pulgadas.
D_0	Diámetro exterior de los tubos, pulgadas.
D0TL	Diámetro exterior del haz de tubos, pulgadas.
DTML	Diferencia de temperatura media logarítmica, $^\circ\text{F}$.
Dt	Diámetro del tubo, pulgadas.
DV	Diámetro equivalente volumétrico de la ventana, pulgadas: $DV = (4 * SW * LB)/AW$.
DW	Diámetro equivalente de la ventana, pulgadas.
Eq	Difusividad media de vórtices de transferencia de calor, pie^2/h .
f	Factor de fricción de flujo cruzado para un banco de tubos ideal, adimensional.
FBP	Fracción del área de flujo cruzado mínima total que está en el canal de desvío entre el haz de tubos y la coraza, adimensional.
FC	Fracción total de tubos que están en flujo transversal, adimensional.
FSBP	Fracción del área total de flujo transversal que está disponible para el flujo que no pasa a través del haz de tubos, adimensional.
FSI	Factor de fricción para flujo transversal en un haz de tubos ideal, adimensional.
FT	Factor de corrección por temperatura, adimensional.
GC	Constante de conversión gravitacional, $32.2 \text{ lb}_m\text{-pies}/\text{lb}_f\text{-hr}^2$ o $4.17 \times 10^8 \text{ lb}_m\text{-pies}/\text{lb}_f\text{-hr}^2$.
GM	Velocidad de masa basada en SM, $\text{lb}/\text{seg}\cdot\text{pie}^2$.
h	Coefficiente de transferencia de calor, $\text{BTU}/\text{h}\cdot\text{pie}^2\cdot^\circ\text{F}$.
h_B	Coefficiente de transferencia de calor para la sección de flujo cruzado o banco de tubos ideal, sin desvío o fuga, $\text{BTU}/\text{h}\cdot\text{pie}^2\cdot^\circ\text{F}$.
h_{BP}	Coefficiente de transferencia de calor para la sección de flujo cruzado o coeficiente total para el intercambiador de calor, después de la corrección de desvío, sin fuga, $\text{BTU}/\text{h}\cdot\text{pie}^2\cdot^\circ\text{F}$.
h_L	Coefficiente de transferencia de calor total para el intercambiador de calor con desvío y fuga, $\text{BTU}/\text{h}\cdot\text{pie}^2\cdot^\circ\text{F}$.
h_m	coeficiente de transferencia de calor promedio para un banco de tubos de un número finito de hileras, $\text{BTU}/\text{h}\cdot\text{pie}^2\cdot^\circ\text{F}$.

$h_N L$	Coeficiente total de transferencia de calor para el intercambiador de calor sin paso ni fuga, BTU/h-pie ² -°F.
h_0	Coeficiente de transferencia de calor para un haz de tubos ideal, BTU/h-pie ² -°F.
h_w	Coeficiente de transferencia de calor para una sección de ventana, sin paso o fuga, BTU/h-pie ² -°F.
h_x	Coeficiente de transferencia de calor para un banco de tubos ideal con un número finito de hileras de tubos, en flujo turbulento, BTU/h-pie ² -°F.
H10	Coeficiente de película del lado de los tubos, BTU/h-pie ² -°F.
H0	Coeficiente de película del lado de coraza, BTU/h-pie ² -°F.
j	Factor de transferencia de calor de Colburn para un banco de tubos ideal, adimensional.
J_H	Factor de transferencia de calor, adimensional.
J_B	Factor de corrección del coeficiente de película del lado de coraza por efectos del flujo que no pasa a través de del haz de tubos, adimensional.
JC	Factor de corrección del coeficiente de película del lado de la coraza, por efectos de la configuración de las mamparas, adimensional.
JI	Factor de corrección por efectos de fuga en la mampara, adimensional.
JL	Factor de corrección del coeficiente de película del lado de coraza, por efectos de fugas en la mampara, adimensional.
JR	Factor de corrección del coeficiente de película del lado de coraza, por gradiente adverso de temperatura, adimensional.
JS	Factor de corrección del coeficiente de película del lado de coraza, por esparcimiento desigual de mamparas, adimensional.
k	Conductividad térmica del fluido del lado de la coraza, BTU/h-pie ² (°F/pie)
KS	Conductividad térmica del lado de la coraza, Btu/hr-pies-°F.
kT	Conductiidad térmica del lado de los tubos, Btu/hr-pies-°F.
L	Longitud del tubo, pies.
LB	Espaciamiento de la manpara, pies.
LC	Corte de la mampara, del extremo de la mampara al diámetro interior de la coraza, pulgadas.
LS	Espaciamiento central entre mamparas, pulgadas.
LSI	Espaciamiento entre manparas en la sección de entrada del intercabiador de calor, pulgadas.
LSO	Espaciamiento entre mamparas en la sección de salida del intercambiador de calor, pulgadas.
n.n'	Exponentes para la relación entre JI y RES, y FI y RES respectivamente.
NB	Número de mamparas en el intercambiador de calor.
NC	Número de hileras de tubos cruzados por el flujo a través de una sección transversal.
NCO	Número de corazas.
NCW	Número efectivo de hileras en flujo transversal en cada sección de ventana.
NPT	Número de pasos por el lado de los tubos.
NS	Número de tiras de sello encontradas durante el flujo a través de una sección de flujo cruzado.
Nu	Número de Nusselt, adimensional.
NSS	Número de fajas de sellos equivalentes para desviar el flujo que no pasa a través del haz de tubos.
NT	Número total de tubos en el intercambiador de calor.
NW	Número efectivo de restricciones para el flujo cruzado en la ventana. NW es aproximadamente el número de hileras de tubo entre los extremos de la mampara y la coraza.

PN	Pitch del tubo normal al flujo: distancia entre centros de tubos en la dirección normal al flujo, pulgadas.
PP	Pitch del tubo paralelo al flujo: distancia entre centros de tubos en la dirección paralela al flujo, pulgadas.
Pr	Número de Prandtl, adimensional.
PT	Pitch del tubo: distancia entre centros de los tubos más cercanos en el arreglo de tubos, pulgadas.
Q	Carga total de calor intercambiado, Btu/hr.
R	Relación de las variaciones de temperatura de cada fluido, adimensional.
RB	Factor de corrección en la caída de presión por efecto del flujo que no pasa a través del haz de tubos, adimensional.
Re	Número de Reynolds para flujo cruzado, adimensional.
RES	Número de Reynolds del lado de la coraza, adimensional.
RET	Número de Reynolds del lado de los tubos, adimensional.
RIO	Resistencia a la transferencia de calor del lado de los tubos, adimensional.
RO	Resistencia a la transferencia de calor del lado de la coraza, adimensional.
RL	Factor de corrección de la caída de presión por efectos de fugas en la mampara, adimensional.
RS	Factor de corrección de la caída de presión por efecto de espaciamiento desigual entre mamparas en las secciones de entrada y salida, adimensional.
s	Espacio mínimo entre los tubos adyacentes. $s=PT-Dt$, pies.
S	Eficacia térmica, adimensional.
SGS	Gravedad específica a la temperatura de bulbo del lado de la coraza, adimensional.
SGT	Gravedad específica a la temperatura de bulbo del lado de los tubos, adimensional.
SL	Área de fuga de la mampara, pulgs ² .
SM	Área de flujo en o cerca de la línea de centros, para una sección de flujo transversal, pulgs ² .
SSB	Área de fugas coraza-mampara para una mampara sencilla, pulgs ² .
St	Número de Stanton, adimensional.
STB	Área de fugas tubo-mampara para una ventana, pulgs ² .
SW	Área de flujo a través de una ventana, pulgs ² .
SWG	Área grues de la ventana, pulgs ² .
SWT	Área de la ventana ocupada por los tubos, pulgs ² .
tW	Temperatura de pared, °F.
TbS	Temperatura de bulbo del lado de la coraza, °F.
TbT	Temperatura de bulbo del lado de los tubos, °F.
U	Coficiente global de transferencia de calor, Btu/h-pie ² -°F.
U0	Coficiente global de transferencia de calor de servicio, Btu/h-pie ² -°F.
UC	Coficiente global de transferencia de calor limpio, Btu/h-pie ² -°F.
UD	Coficiente global de transferencia de calor de diseño, Btu/h-pie ² -°F.
V	Volumen, pie ³ .
VM	Velocidad de flujo cruzado basado en SM, pies/seg.
VW	Velocidad de la ventana basado en SW, pies/seg.
VT	Velocidad del fluido en los tubos, pies/seg.
VZ	Velocidad geométrica promedio. $VZ=(VM*VW)^{1/2}$, pies/seg.
WS	Flujo masa del fluido del lado de la coraza, lb/h.

WT	Flujo masa del fluido del lado de los tubos, lb/h.
x_t	Factor de corrección para régimen turbulento, adimensional.
μ	Viscosidad absoluta, lb _m /pies-seg.
μ_w	Viscosidad en la pared, lb _m /pies-seg.
μ_S	Viscosidad del fluido del lado de la coraza, cp.
μ_T	Viscosidad del fluido del lado de los tubos, cp.
μ_{SW}	Viscosidad del fluido del lado de la coraza a la temperatura de la pared, cp.
μ_{TW}	Viscosidad del fluido del lado de los tubos a la temperatura de la pared, cp.
ρ_S	Densidad del fluido del lado de la coraza, lb/pie ³ .
ρ_T	Densidad del fluido del lado de los tubos, lb/pie ³ .
θ	Ángulo de corte de la mampara.
α	Coeficiente para el factor JB.
α_0	Constante empírica.
α_1	Constante empírica.
ϵ	Corrección por efectos de flujo de desvío, adimensional.
ϵ_h	Coeficiente de corrección para la transferencia de calor, adimensional. $\epsilon_h = h_{BP}/h_{NBP}$
$\xi_{\Delta P,T}$	Corrección para la caída de presión de flujo cruzado en régimen turbulento, adimensional.
$\xi_{\Delta P,L}$	Corrección para la caída de presión de flujo cruzado en régimen laminar, adimensional.
\int	Difusividad del momento, pie ² /hr
$\bar{\rho}$	Densidad promedio, lb/pie ³ .
ΔPB	Caída de presión para la sección de flujo cruzado o banco de tubos ideal, sin desvío o fuga, psi.
ΔPBI	Caída de presión por el flujo a través de una sección de flujo transversal ideal, psi.
ΔPBP	Caída de presión para la sección de flujo cruzado o para el intercambiador de calor total después de la corrección de desvío, sin fuga, psi.
ΔPL	Caída de presión total para el intercambiador de calor con desvío y fuga, psi.
ΔPNL	Caída de presión total para el intercambiador de calor sin desvío ni fuga, psi.
ΔPR	Caída de presión de los retornos del lado de los tubos, psi.
ΔPTT	Caída de presión de los tramos rectos de los tubos, psi.
ΔPT	Caída de presión del lado de los tubos, psi.
ΔPW	Caída de presión para una sección de ventana, sin desvío o fuga, psi.
ΔT	Diferencia de temperaturas, °F.

2. Referencias bibliográficas

1. Ecuación empírica para flujo turbulento, válida para el intervalo de Re entre 5,000 y 200,000.
Foust, Alan S. "Principios de Operaciones Unitarias".pág. 260. 2a edición. Continental. México.1961.
2. Ecuación empírica para flujo turbulento, válida para el intervalo de Re entre 3,000 y 3,000,000.
Foust, Alan S. "Principios de Operaciones Unitarias".pág. 260. 2a edición. Continental. México.1961.
3. Pierson, O.L..^{Ex}perimental Investigation of the influence of Tube Arrangement on convection Heat Transfer and flow Resistance in Cross Flow of Gases over Tube Banks". Trans.ASME 59,

1937.pp. 563-572.

4. Hoge, E.C. .Experimental Investigation of Effects of Equipment Size on Convection Heat Transfer and Flow Resistance in Cross Flow of Gases over tube Banks". Trans.ASME 59,1937.pp.573-581.
5. Grimison, E.D. Correlation and Utilization of New Data on Flow Resistance and heat Transfer for Cross Flow of Gases over Tube Banks". Trans. ASME 59, 1937.pp.583-594.
6. Bergelín, O.P., G.A., Brown, and S.C. Doberstein. "Heat Transfer and Fluid Friction During Flow Across Banks of Tubes- IV: a Study of the Transition Zone Between Viscous and Turbulent Flow". Trans. ASME 74, pp.953-960 (1952).
7. Bergelín, O.P , A.P., Colburn, and H.L. Hull. "Heat Transfer and Pressure Drop During Viscous Flow Across un Baffled Tube Banks". Bull No.2, University of Delaware Engineering Experiment Station, (1950).
8. Mcadams, W.H. "Heat Transmission,"3rd. Edition, McgrawHill Book Co., Inc.(1954), From Kays, W.M., and to R.K., "Basic Heat Transfer and Flow Friction Design Data For Gas Flow Normal to Banks of Staggered Tubes-use of a Transient Technique". Tech. Report No.15, Navy Contract NG-ONR-251 Task Order 6, Stanford University, August 15, 1952.
9. Tinker, T. "Shell side Characteristics of Sell and tube Heat Exchangers". Proceeding of General Discusion on Heat Transfer. The Institution of Mechanical Engineers. London, 1951. pp.89-116.
10. Bergelín, O.P., K.J., Bell, and M.D. Leighton, "Heat Transfer and Fluid Friction During Flow Across Banks of Tubes:VII. Bypassing Between Tube Bundle and Shell". Chem. Eng. Prog. Symposium Series, Heat Transfer Chicago, No.29, Vol.55 (1959). pp. 45-68.
11. Bergelín, O.P., M.D., Leighton, w.L. Lafferty Jr. and R.L., Pigford. "Heat Transfer and Pressure Drop During Viscous and Turbulent Flow Across Bafflect and Unbaffled Tube Banks". Bull. No.4, University of Delaware Engineering Experiment Station, (1959).
12. Bergelín, O.P., C.A., Brown, and A.P., Colburn. "Heat Transfer and Fluid Friction During Flow Across Banks of Tubes-V: A Study of a Cylindrical Baffled Exchanger Without Internal Leakage". Trans.ASME 76. pp. 841-850, (1954).
13. Bergelín, O.P., J.K., Bell, and M.D., Leighton. "Heat Transfer and Fluid Friction During Flow Across Banks of Tubes -VI: The Effect of Internal Leakages within Seomentally Baffled Exchangers". Trans. ASME 80. pp. 53-60, (1958).

3. Procedimiento

Paso 1. Determinar las temperaturas de entrada y salida del lado de la coraza y de los tubos.

Paso 2. Calcular la diferencia de temperaturas media logarítmica.

$$DTML = \frac{(T_1 - t_2)(T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)}$$

Paso 3. Calcular R y S

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$
$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

Para determinar el número de corazas requeridas (NCO) de tal manera que el factor FT no sea menor a 0.8 use las figuras 1A a 1F del apéndice

Paso 4. Determinar la diferencia de temperaturas media logarítmica corregida.

$$(DTML)_c = DTML * FT$$

Paso 5. Determinar las temperaturas de bulbo del lado de los tubos y coraza (Tb_T y Tb_S)

$$Tb_T = \frac{t_1 + t_2}{2}$$
$$Tb_S = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

Paso 6. A la temperatura de bulbo del lado de los tubos, determine las propiedades del fluido

- Gravedad específica (SGT)
- Viscosidad (μ_T), cp
- Capacidad calorífica (CT), BTU/(lb F)
- Conductividad térmica (KT), BTU/(h ft F)

Paso 7. A la temperatura de bulbo del lado de la coraza, determine las propiedades del fluido

- Gravedad específica (SGS)
- Capacidad calorífica (CS), BTU/(lb F)
- Conductividad térmica (KS), BTU/(h ft F)

Paso 8. Determinar los flujos máscicos de la coraza, WS ($\frac{lb}{h}$) y del lado de los tubos, WT ($\frac{lb}{h}$)

Paso 9. Determinar la carga de calor Q, usando los datos del lado de la coraza o del lado de los tubos

- Asumir un valor para el coeficiente total de diseño (UD), refiriéndose a la Tabla 1 del apéndice.
- Calcular el área total, AT.

$$AT = \frac{Q}{UD * (DTML)_c}$$

- Calcular el área por coraza

$$A = \frac{AT}{NCO}$$

Paso 10. Elegir los siguientes parámetros (Tabla 2 del apéndice)

- Número de pasos por el lado de los tubos (NPT).
- Longitud de los tubos (L),ft.
- Diámetro interior de los tubos (D_i), in.
- Diámetro exterior de los tubos (D_o), in.
- Tipo de arreglo: Triangular, Cuadrado o Rotado.
- Pitch de los tubos, (PT), in.
- Pitch normal de los tubos, (PN), in.
- Pitch paralelo (PP), in.
- Porciento de corte de la mampara.
- Número de fajas de sellos (NSS).

Paso 11. Calcular el número de tubos del intercambiador de calor (NT)

$$NT = \frac{A}{\pi * (\frac{D_o}{12}) * L}$$

Se puede modificar la longitud a longitud efectiva, usando L-0.5, en lugar de L, considerando que en promedio se tiene 0.5ft por los espesores de los espejos en los dos extremos del intercambiador de calor.

- Ajustar el número de tubos de acuerdo a la Tabla 2 del apéndice y determinar el diámetro de la coraza de acuerdo al número de pasos por el lado de los tubos.

Paso 12. Determinar el área del intercambiador

$$A = \pi * \frac{D_o}{12} * L * NT$$

Paso 13. Calcular el coeficiente global de transferencia de calor de diseño. UDI

$$UD = \frac{Q}{NCO * A * (DTML) - C}$$

Paso 14. De acuerdo al número total de tubos y al tipo de arreglo, determinar el diámetro exterior de haz de tubos. DOTL(pulg)(tablas 2 del apéndice). Los datos de la tabla 2 son para un cabezal dado de coraza, el valor de DOTL sera más grande que el mostrado para espejos fijos y más pequeño que un cabezal flotante removible. En cualquier caso puede ser tomados con bastante exactitud.

Paso 15. Determinar el número de hileras cruzadas en una sección transversal (entre los extremos de las mamparas). NC:

$$NC = \frac{D * (1 - (2 * \frac{LC}{D}))}{PP}$$

Paso 16. Calcular la fracción de tubos totales en la sección de flujo transversal, FC mediante lá fig.2 del apendice o usando la siguiente ecuación:

$$FC = \frac{1}{\pi} * ((\pi + 2) * \frac{(D - (2 * LC))}{DOTL} * (\sin(\cos^{-1} * \frac{(D - (2 * LC))}{DOTL}) - ((2 * \cos^1) * \frac{(D - (2 * LC))}{DOTL}))$$

Paso 17. Estimar el número efectivo de hileras en flujo transversal en cada ventana, NCW:

$$NCW = \frac{(0,8 * LC)}{PP}$$

Está ecuación asume que el fluido en el lado de la coraza cruza, en promedio, la mitad de las hileras de tubos en la ventana (cada una de esas hileras dos veces) y que las hileras se extienden 0.8 de la distancia del extremo de la mampara al diámetro interior de la coraza.

Paso 18. Número de mamparas, NB calculado de:

$$NB = \frac{(12 * L - LSI - LSO)}{LS} + 1$$

Está ecuación considera que el espaciamiento de entrada y/o salida entre mamparas puede ser diferente del espaciamiento entre mamparas centrales.

Paso 19. Área de flujo transversal en/o cerca de la línea de centros para una sección de flujo transversal, SM:

- Para arreglo cuadrado y cuadrado rotado:

$$SM = LS \left[D - DOTL + \left(\frac{DOTL - D_0}{PN} \right) * (PT - D_0) \right]$$

- Para arreglo triangular:

$$SM = LS \left[D - DOTL + \left(\frac{DOTL - D_0}{PT} \right) * (PT - D_0) \right]$$

Estas ecuaciones suponen un haz de tubos cercanamente uniforme, excepto por los canales de partición de los pasos de tubos, y la diferencia entre el diámetro interior de la coraza y el diámetro exterior del haz de tubos (estos claros son corregidos por separado). No existe problema si la línea de centros del haz normal al fluido transversal está desprovisto de tubos, como se requiere para tubos en U o construcción de múltiples pasos en el lado de los tubos; esto es una menor distorsión de la uniformidad del haz de tubos.

Paso 20. Calcular el área de flujo transversal disponible para flujo de desvío; FSBP estimada de:

$$FSBP = \frac{D - D_0 TL}{SM} * LS$$

Este término toma en cuenta el efecto de flujo que no puede pasar completa o parcialmente en el haz de tubos, con una gran reducción de contacto con la superficie de transferencia de calor y distorsión del perfil de temperatura.

Paso 21. Calcular el área de fugas tubo-mampara para una mampara STB, estimada de:

$$STB = 0,3926 * N_T * (1 + FC) * (2 * DTB * D_o + DTB^2)$$

La construcción tema clase R; especifica a DTB de 1/32 pulgadas, donde la longitud máxima de tubo sin soportar (normalmente 2 LS) noexcede 36 pulgadas y DTB de 1/64 pulgadas de otra manera. Los valores deberán ser modificados si se tiene una construcción más ajustada o más holgada, o si se prevee taponamiento por suciedad.

Paso 22. Calcular el ángulo de corte de la mampara, Θ . El ángulo de corte de la mampara es el ángulo subtenido por la intersección del corte del borde de la mampara con la superficie interior de la coraza. En términos de las cantidades previamente definidas:

$$\Theta = 2 * \cos^{-1} \left[1 - \left(2 * \frac{LC}{D} \right) \right]$$

Donde el valor del término $\cos^{-1} \left[1 - \left(2 * \frac{LC}{D} \right) \right]$ está en radianes, entre 0 y $\pi/2$.

Paso 23. Calcular el área de fugas coraza-mampara para una mampara, SSB. Si el claro dimetral, DSB, es conocido, SSB puede ser calculado:

$$SSB = \frac{\pi * D * DSB * (1 - \theta/2\pi)}{2}$$

El valor de DSB se obtiene de la tabla 3 del apéndice. Se deberán considerar tolerancia para construcciones ajustadas u holgadas. En este aspecto, puede notarse que es conservador estimar un claro más grande cuando se calcula la transferencia de calor, en el sentido de calcular un coeficiente de transferencia de calor más bajo del lado de coraza. Sin embargo, cuando calculamos la caída de presión, se obtiene un estimado conservador (caída de presión más alta) si uno asume claros pequeños.

Paso 24. Calcular el área de flujo a través de la ventana, SW. Esta área es obtenida como la diferencia entre el área total de la ventana, SWG y el área de la ventana ocupada por los tubos, SWT:

$$SW = SWG - SWT$$

El valor de SWG puede ser calculado de:

$$SWG = \frac{D^2}{4} * \left[\frac{\theta}{2} - \left(1 - 2 * \frac{LC}{D} \right) * \sin \left(\frac{\theta}{2} \right) \right]$$

El área ocupada por los tubos, SWT puede ser calculada de:

$$SWT = \frac{NT}{S} * (1 - FC) * \pi * D_o^2$$

Paso 25. Calcular el diámetro equivalente de la ventana, DW (requerido solo si existe flujo laminar, definido como $RES \leq 100$), calculado como:

$$DW = \frac{4 * SW}{\frac{\pi}{2} * NT * (1 - FC) * D_o + D * \theta}. \quad (1)$$

Paso 26. Calcular el número de Reynolds del lado de la coraza, RES . El número de Reynolds de lado de la coraza está definido como:

$$RES = \frac{12 * D_o * WS}{2,42 * \rho S * SM}. \quad (2)$$

Paso 27. Estimar el factor de corrección por efectos de fuga en la mampara, JI , de la fig. 3 del apéndice, para arreglo de tubos dado, usando el valor calculado de RES .

Paso 28. Calcular el coeficiente de transferencia de calor para un haz de tubos ideal h_0 :

$$h_0 = JI * CS * \left(\frac{144 * WS}{SM} \right) * \left(\frac{KS}{CS * \mu S * 2,42} \right) \frac{2}{3} \left(\frac{\nu S}{\nu SW} \right)^{0,14}. \quad (3)$$

Paso 29. Determinar el factor de correlación por efectos de configuración de las mamparas, JC , usando la fig.4 del apéndice o la ecuación siguiente:

$$JC = FS * +0,524(1 - FC)^{0,32} * (SM/SW)^{0,03} \quad (4)$$

Este valor es igual a 1.0 para intercambiadores de calor los cuales no hay tubos en la ventana, se incrementa a un valor de 1.15 para un diseño en el cual las ventanas son relativamente pequeñas y la velocidad en la ventana es muy alta, disminuye hasta un valor cerca de 0.52 para cortes de mamparas muy grandes. Un valor típico para un intercambiador de calor bien diseñado es de 1.0.

Paso 30. Calcular el factor de corrección por efectos de fugas en la mampara, JL , usando la fig.5 del apéndice o la ecuación siguiente:

$$JL = 1 - \left(1 + \frac{SSB}{STB + SSB} * 0,45 \left(\frac{STB + SSB}{SM} + 0,1 * [1 - e^{(-30 * (\frac{STB + SSB}{SM}))}] \right) \right) \quad (5)$$

Un valor típico de JL se encuentra en el rango de 0.7 a 0.8. JL castiga más las fugas coraza-mampara que las fugas tubo-mampara. La correlación de JL penaliza el diseño de mamparas que se encuentran muy cercanas, que lleva a una fracción excesiva de flujo de fugas, comparado con el flujo transversal.

Paso 31. Estimar el valor del factor de corrección por el flujo que no pasa el haz de tubos, JB . Este factor es determinado en la fig.5 del apéndice como una función de $FSBP$ y de la relación

NSS/NC (relación de número de fajas de sello por lado al número de hileras cruzadas en una sección transversal de flujo) o de la siguiente ecuación:

$$JB = e^{[-a*FSBP*(1-(\frac{2*NSS}{NC})^{\frac{1}{3}})]} \quad (6)$$

$a = 1,5$ paraa flujo laminar y $a = 1,35$ para flujo en transición o turbulento. JB es el factor de corrección por el flujo que no pasa a través del haz de tubos (corriente C). JB toma en cuenta las diferencias en construcción. Para diferencias relativamente pequeñas entre el diámetro exterior del haz de tubos y el diámetro interior de la coraza, $JB = 0,9$, y para claros más grandes como los cabezales flotantes removibles $JB = 0,7$. JB también considera el mejoramiento por las fajas de sello.

Paso 32. Determinar el factor de corrección por gradiente adverso de temperatura a números bajos de Reynolds, JR . Este factor es igual a 1.0 si RES es igual o más grande que 100.

- a) si $RES < 100$, determinar JR^* de la fig.7 del apéndice, conociendo NB y $NC + NCW$
- b) Si $RES \leq 20$, $JR = JR^*$
- c) Si $20 < RES < 100$, determinar JR de la fig.8 del apéndice conociendo JR^* y RES .

Paso 33. Calcular el factor de corrección por espaciamento desigual de mamparas a la entrada o salida, JS .

$$JS = \frac{(NB - 1) + (LSI/LS)^{(1-n)} + (LSD/LS)^{(1-n)}}{(NB - 1) + (LSI/LS) + (LSD/LS)}$$

$n=0.6$ para flujo turbulento ($RES > 100$).

$n=1/3$ para flujo laminar ($RES < 100$).

El factor de corrección JS estará usualmente entre 0.85 y 1. Este factor puede ser evaluado de las figuras 9 y 10.

Paso 34. Calcular el coeficiente de película del lado de la coraza, usando la ecuación:

$$H0 = h0 * JC * JL * JB * JR * JS$$

CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE PELÍCULA DEL LADO DE LOS TUBOS

Paso 35. Calcular el área de flujo en los tubos, AT :

$$AT = (\pi * \frac{D_i^2}{4}) * \frac{NT}{144 * NPT}$$

Paso 36. Determinar el gasto másico en los tubos, GT :

$$GT = \frac{WT}{AT}$$

Paso 37. Calcular la velocidad del lado de los tubos, VT

$$VT = \frac{GT}{3600 * SGT * 62,37}$$

Paso 38. Determinar el número de Reynolds del lado de los tubos, RET

$$RET = \frac{GT * D_I}{12 * \mu T * 2,42}$$

Paso 39. Calcular el coeficiente de película del lado de los tubos, HIO

- Para agua:

$$HIO = \left(\frac{150}{D_I^{0,2}}\right) * \left[1 + \left(\frac{(0,011 * (t1 + t2))}{2}\right)\right] * VT^{0,8} * \left(\frac{D_I}{D_0}\right)$$

- Para otros fluidos:

$$HIO = 0,027 * RET^{0,796} * \left(\frac{2,42 * CT * \mu T}{KT}\right)^{\frac{1}{3}} * \left(\frac{12 * KT}{D_I}\right) * \left(\frac{D_I}{D_0}\right)$$

Paso 40. Estimar la temperatura de pared, tW

- Para fluido caliente en la coraza:

$$tW = \left[\frac{t1 + t2}{2}\right] + \left[\frac{HO}{HIO + HO}\right] * \left[\frac{T1 + T2}{2} - \frac{t1 + t2}{2}\right]$$

- Para fluido caliente por el lado de los tubos:

$$tW = \left[\frac{t1 + t2}{2}\right] + \left[\frac{HIO}{HIO + HO}\right] * \left[\frac{T1 + T2}{2} - \frac{t1 + t2}{2}\right]$$

CÁLCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN DEL LADO DE LA CORAZA

Paso 41. Determinar el factor de fricción, FSI, con el valor calculado de RES, usando la fig.11 del apéndice para arreglo triangular y arreglo cuadrado rotado y la fig.12 del apéndice para arreglo cuadrado.

Paso 42. Calcular la caída de presión para una sección de flujo transversal ideal, ΔPBI:

$$\Delta PBI = \frac{0,69x10^{-6} * FSI * WS^2 * NC}{SM^2 * 62,37 * SGS} * \frac{\mu SW}{\rho S}^{0,14}$$

Paso 43. Calcular la caída de presión para una sección de ventana ideal, ΔPWI:

Si RES ≥ 100:

$$\Delta PWI = \frac{WS^2 * (2 + 0,6 * NCW) * 1,73x10^{-7}}{SM * SW * SGS * 62,37}$$

Si RES < 100:

$$\Delta PWI = \frac{0,75x10^{-6} * \mu S * WS}{SM * SW * SGS * 62,37} * \left[\frac{NCW}{PT_{Do}} + \frac{LS}{DW^2}\right] + \frac{WS^2 * 0,345 * 10^{-6}}{SM * SW * SGS * 62,37}$$

Paso 44. Determinar el factor de corrección por el flujo que no pasa el haz de tubos, RB de la fig.13 del apéndice como una función de FSBP y NSS/NC. Este factor es diferente en magnitud a JB, pero similar en forma. El valor de RB va de 0.5 a 0.8, dependiendo del tipo de construcción y el número de gajos o fajas de sello.

Paso 45. Determinar el factor de corrección por efecto de fugas en la mampara para caída de presión . RL. Este valor se obtiene fig.14 del apéndice.

$$\frac{STB + SSB}{SM} = \frac{4,043 + 9,1409}{27,2025} = 0,4847$$

$$\frac{SSB}{SBB + STB} = \frac{4,043}{4,043 + 9,1409} = 0,3067$$

De la fig.14, RL=0.29

Paso 46. Calcular el factor de corrección por espaciamiento desigual entre mamparas, RS. La ecuaciones;

$$RS = \frac{1}{2} * ((\frac{LSI}{LS})^{-n} + (\frac{LSD}{LS})^{-n})$$

$$n = 1,6$$

para flujo turbulento (RES > 100)

$$RS = \frac{1}{2} * ((\frac{4,65}{4,65})^{-1,6} + (\frac{4,65}{4,65})^{-1,6}) = 1$$

Paso 47. Determinar la caída de presión a través del lado de la coraza (excluyendo boquillas). ΔPS :

$$\Delta PS = [(NB - 1) * \Delta PBI * RB + NB * \Delta PWI] * RL * [2 * \Delta PBI * RB * (1 + \frac{NCW}{NC}) * RS]$$

$$\Delta PS = [(39 - 1) * 0,3397 * 0,67 + 39 * 0,1325] * 0,29 * [2 * 0,3397 * 0,67 * (1 + \frac{2,3808}{12,65}) * 1]$$

$$\Delta PS = 4,5475 PSI$$

CALCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN DEL LADO DE LOS TUBOS

Paso 48. Calcular la caída de presión para tramos rectos:

$$\Delta PTT = \frac{0,00273 * RET^{-0,24895} * GT^2 * L * NPT * 12}{(5,22 * 10^{10} * dI * SGT) * (\frac{\mu T}{\mu WT})^{0,14}}$$

$$\Delta PTT = \frac{0,00273 * 37747,3056^{-0,24895} * 904284,2058^2 * 15,5 * 2 * 12}{(5,22 * 10^{10} * 0,834 * 1,015) * (\frac{0,688}{0,688})^{0,14}}$$

$$\Delta PTT = 1,3633 PSI$$

Paso 49. Calcular la caída de presión para retornos, ΔPR_1 :

$$\Delta PR_1 = \frac{4 * GT^{2,0015} * 1,34248 * 10^{-13} * NPT}{SGT}$$

Paso 50. Calcular la caída de presión total del lado de los tubos, ΔPT :

$$\Delta PT = \Delta PTT + \Delta PR$$

Paso 51. Calcular el coeficiente global de transferencia de calor limpio, UC:

$$UC = \frac{HO * HIO}{HO + HIO}$$

Paso 52. Calcular el coeficiente global de transferencia de calor de servicio Uo, basado en el Área de transferencia de calor del lado de la coraza:

$$UO = \frac{1}{(\frac{1}{HIO} + \frac{1}{HO} + RIO + RO)}$$

Paso 53. Calcular el área requerida

$$A_o = \frac{Q}{U_o * (DTML)_c} \quad (7)$$

Paso 54. Calcular el porciento de sobrediseño

$$\%SD = (\frac{A}{A_o} - 1) * 100 \quad (8)$$

4. Bibliografía

1. Kern, Q.D. "Process Heat Transfer". Mc. Graw-Hill. New York. 1950.
2. Ludwig, E.,-Applied Process Design For Chemical And Petrochemical Plants", Vol. 1, Mc. Graw-Hill, New York, 1984.
3. Bell, K.J. - Delaware Method For Shell Side Design", pp.58-618, Mc.Graw-Hill Book Co..Oklahoma, 1981.
4. Perry, H.R. y C.H. Chilton, "Manual del Ingeniero Químico , 5o. Edición (Segunda en Español), Mc. Graw-Hill, México, 1982.
5. Tubular Exchanger Manufacturers Association, Standars. 6 Th. Edition, New York, 1978.
6. Taborek, J.. - Evolution of Heat Exchanger Design Techniques", Heat Transfer Engineering Vol.1, No.1, Philadelphia, 1979.

7. Bell, K.J., -Exchanger Desing Based On The Delaware Research Program". Petro/chem Engineer, pp.C26-C40, Delaware, 1960.
8. Instituto Mexicano de Ingenieros Químicos, Çurso Diseño Térmico de intercambiadoes de Calor", México, 1982.
9. Maestria en Ingenieria de Proyectos, "Diseño de equipos", Tema No. 40 Intercambia-dores de Tubo y Coraza, México, 1982.
10. Tinker, T., -Shell Side Characteristics Of Shell And Tube Heat Exchanger ", Gene-ral Discussion Heat Transfer, pp.97-116, Institution of Mechanical Engineers, London, 1951.
11. Foust, Alan S.. "Principios de Operaciones Unitarias", segunda edición, Continental, México, 1961.

APÉNDICE

Figura 1: Valores típicos de coeficiente de transferencia de calor de diseño, UD. (Tabla 1)

TABLA 8. VALORES APROXIMADOS DE LOS COEFICIENTES TOTALES PARA DISEÑO. MS VALORES INCLUYEN UN FACTOR DE OBSTRUCCION TOTAL DE 0.003 Y CAIDA DE PRESION PERMISIBLE DE 5 A 10 LB/PLG² EN LA CORRIENTE QUE CONTROLE

Enfriadores		
Fluido caliente	Fluido frío	U_D total
Agua	Agua	250-500 ⁴
Metanol	Agua	250-500 ⁴
Amoniaco	Agua	250-500 ⁴
Soluciones acuosas	Agua	250-500 ⁴
Sustancias orgánicas ligeras ¹	Agua	75-150
Sustancias orgánicas medias ²	Agua	50-125
Sustancias orgánicas pesadas ³	Agua	5-75
Gases	Agua	2-50
Agua	Salmuera	100-200
Sustancias orgánicas ligeras	Salmuera	40-100
Calentadores		
Fluido caliente	Fluido frío	U_D total
Vapor de agua	Agua	200-700 ⁴
Vapor de agua	Metanol	200-700 ⁴
Vapor de agua	Amoniaco	200-700 ⁴
Vapor de agua	Soluciones acuosas :	
Vapor de agua	menos de 2.0 cp	200-700
Vapor de agua	Más de 2.0 cp	100-500 ⁴
Vapor de agua	Sustancias orgánicas ligeras	80-100
Vapor de agua	Sustancias orgánicas medias	100-200
Vapor de agua	Sustancias orgánicas pesadas	8-80
Vapor de agua	Gases	5-50 ⁴
Intercambiadores		
Fluido caliente	Fluido frío	U_D total
Agua	Agua	250-500 ⁴
Soluciones acuosas	Soluciones acuosas	250-500 ⁴
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas ligeras	40-75
Sustancias orgánicas medias	Sustancias orgánicas medias	20-60
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas pesadas	10-40
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas ligeras	30-60
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas pesadas	10-40

¹ Las **sustancias orgánicas ligeras** son fluidos con viscosidades menores de 0.5 centipoises e incluyen benceno, tolueno, acetona, etanol, metil-etil-cetona, gasolina, kerosén y nafta.

² Las **sustancias orgánicas medias** tienen viscosidades de 0.5 a 1.0 centipoises e incluyen kerosén, strawoil, gasoil caliente, aceite de absorbedor caliente y algunos crudos.

³ **Sustancias orgánicas pesadas** tienen viscosidades mayores de 1.0 centipoises e incluyen gasoil frío, aceites lubricantes, petróleo combustible, petróleo crudo reducido, breas y asfaltos.

⁴ Factor de obstrucción 0.001.

⁵ Caída de presión de 20 a 30 lb/plg².

⁶ Estas tasas están influenciadas grandemente por la presión de operación.

Figura 2: Cuentas y arreglos de tubos, parámetros parte 1. (Tabla 2)

CORAZA ID PULG.	DIAM. EXT. DEL BLOQUE DE TUBOS PULG.	TUBO OD PULG.	ARREGLO PITCH TUBOS PULG.	NUMERO DE PASOS POR LOS TUBOS				
				1	2	4	6	8
21	19 1/4	3/4	15/16 Δ	361	342	314	306	290
		3/4	1 □	276	264	246	240	234
		3/4	1 Δ	318	308	279	269	260
		1	1 1/4 □	170	168	157	150	148
		1	1 1/4 Δ	199	188	170	164	160
23 1/4	21 1/2	3/4	15/16 Δ	442	420	386	378	364
		3/4	1 □	341	321	308	296	292
		3/4	1 Δ	381	369	349	326	328
		1	1 1/4 □	210	199	197	186	184
		1	1 1/4 Δ	247	230	216	208	202
25	23 3/8	3/4	15/16 Δ	531	506	468	446	434
		3/4	1 □	397	391	370	360	343
		3/4	1 Δ	470	452	422	394	382
		1	1 1/4 □	250	248	224	216	210
		1	1 1/4 Δ	294	282	256	252	242
27	25 3/8	3/4	15/16 Δ	637	602	550	536	524
		3/4	1 □	465	452	427	418	408
		3/4	1 Δ	559	534	488	474	464
		1	1 1/4 □	286	275	267	257	250
		1	1 1/4 Δ	349	334	302	296	286
29	27 3/8	3/4	15/16 Δ	721	692	640	620	594
		3/4	1 □	554	542	525	509	500
		3/4	1 Δ	630	604	556	538	508
		1	1 1/4 □	348	340	322	314	313
		1	1 1/4 Δ	397	376	354	342	316
31	29 3/8	3/4	15/16 Δ	847	822	766	722	720
		3/4	1 □	633	616	590	586	570
		3/4	1 Δ	745	728	678	666	640
		1	1 1/4 □	402	390	366	360	348
		1	1 1/4 Δ	472	454	430	422	400
33	31 3/8	3/4	15/16 Δ	974	938	872	852	826
		3/4	1 □	742	713	697	683	672
		3/4	1 Δ	856	830	774	760	732
		1	1 1/4 □	460	453	430	420	414
		1	1 1/4 Δ	538	522	494	472	454
35	33 3/8	3/4	15/16 Δ	1102	1068	1004	988	958
		3/4	1 □	827	811	773	762	756
		3/4	1 Δ	970	938	882	864	848
		1	1 1/4 □	517	513	487	486	480
		1	1 1/4 Δ	608	592	566	546	532

Figura 3: Cuentas y arreglos de tubos, parámetros parte 2. (Tabla 2)

CORAZA ID PULG.	DIAM. EXT. DEL HAL DE TUBOS PULG.	TUBO OD PULG.	ARREGLO PITCH TUBOS PULG.	NUMERO DE PASOS POR LOS TUBOS				
				1	2	4	6	8
8.071	6.821	3/4	15/16 Δ	38	32	26	24	18
		3/4	1 □◇	32	26	20	20	
		3/4	1 Δ	37	30	24	24	
		1	1 1/4 □◇	21	16	16	14	
		1	1 1/4 Δ	22	18	16	14	
10.02	8.77	3/4	15/16 Δ	62	56	47	42	36
		3/4	1 □◇	52	52	40	36	
		3/4	1 Δ	61	52	48	48	
		1	1 1/4 □◇	32	32	26	24	
		1	1 1/4 Δ	37	32	28	28	
12	10 3/4	3/4	15/16 Δ	109	98	80	82	60
		3/4	1 □◇	80	72	68	68	
		3/4	1 Δ	90	84	72	70	
		1	1 1/4 □◇	48	44	40	38	
		1	1 1/4 Δ	57	52	44	42	
13 1/4	12	3/4	15/16 Δ	127	114	96	90	86
		3/4	1 □◇	95	90	81	77	
		3/4	1 Δ	110	101	90	88	
		1	1 1/4 □◇	60	56	51	46	
		1	1 1/4 Δ	67	63	56	54	
15 1/4	14	3/4	15/16 Δ	170	160	140	136	128
		3/4	1 □◇	138	132	116	112	
		3/4	1 Δ	163	152	136	133	
		1	1 1/4 □◇	88	82	75	70	
		1	1 1/4 Δ	96	92	86	84	
17 1/4	16	3/4	15/16 Δ	239	224	194	188	178
		3/4	1 □◇	198	176	168	164	
		3/4	1 Δ	211	201	181	176	
		1	1 1/4 □◇	112	110	102	98	
		1	1 1/4 Δ	130	124	116	110	
19 1/4	18	3/4	15/16 Δ	301	282	252	244	234
		3/4	1 □◇	236	224	216	208	
		3/4	1 Δ	273	256	242	236	
		1	1 1/4 □◇	148	142	136	129	
		1	1 1/4 Δ	172	162	152	148	

Figura 4: Claro entre mampara-coraza (Tabla 3). Estos valores son para corazas de tubería. Si se utilizan corazas roladas, sumarles 0.125 in.

<u>D, PULG</u>	<u>CLARO DIAMETRAL ENTRE MAMPARA-CORAZA, PULG</u>
8-13	0.100
14-17	0.125
18-23	0.150
24-39	0.175
40-54	0.225
55-	0.300

Figura 5: Factores de corrección (FT) para intercambiadores 1-2.

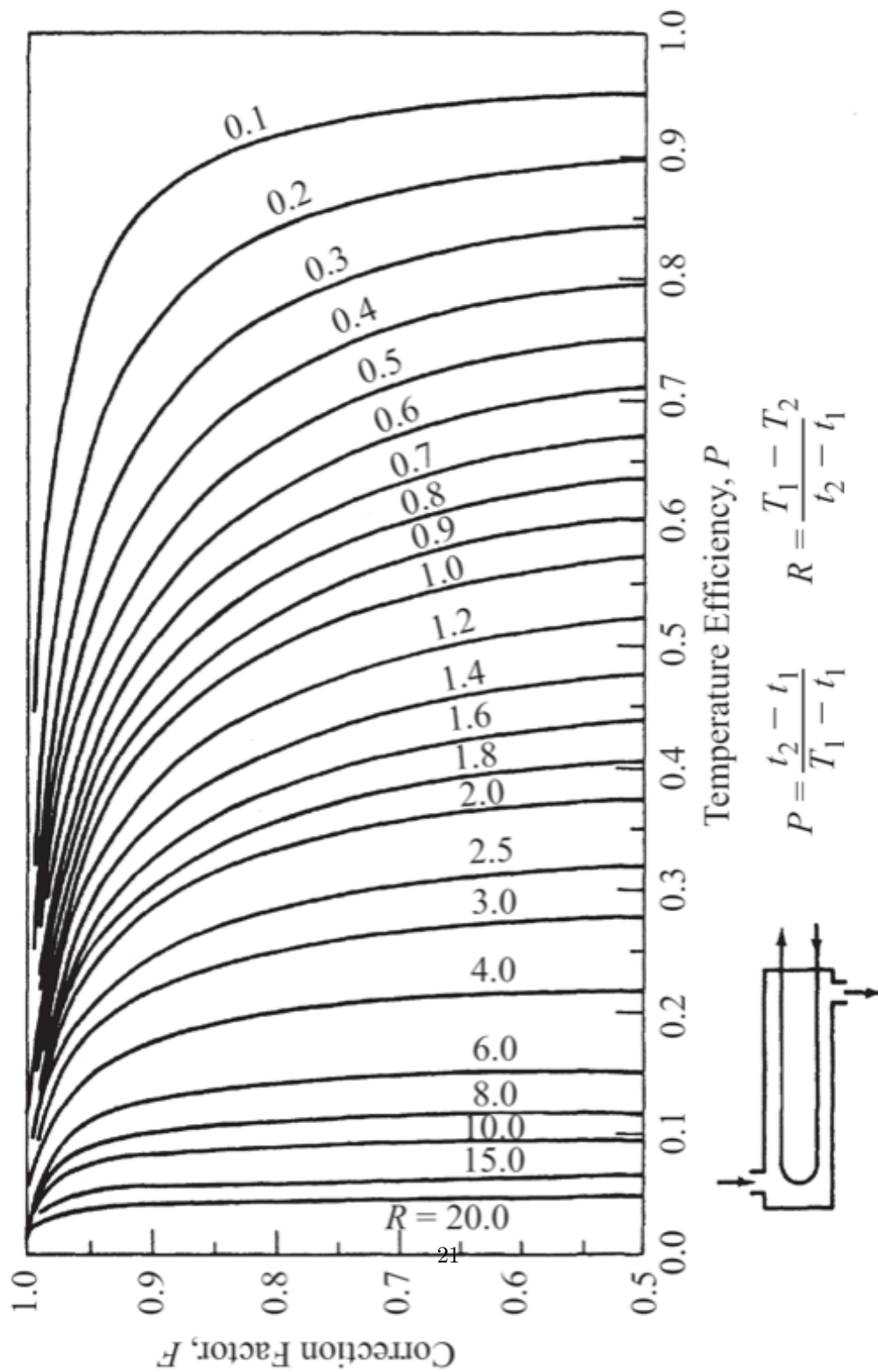


Figura 6: Factores de corrección (FT) para intercambiadores 2-4.

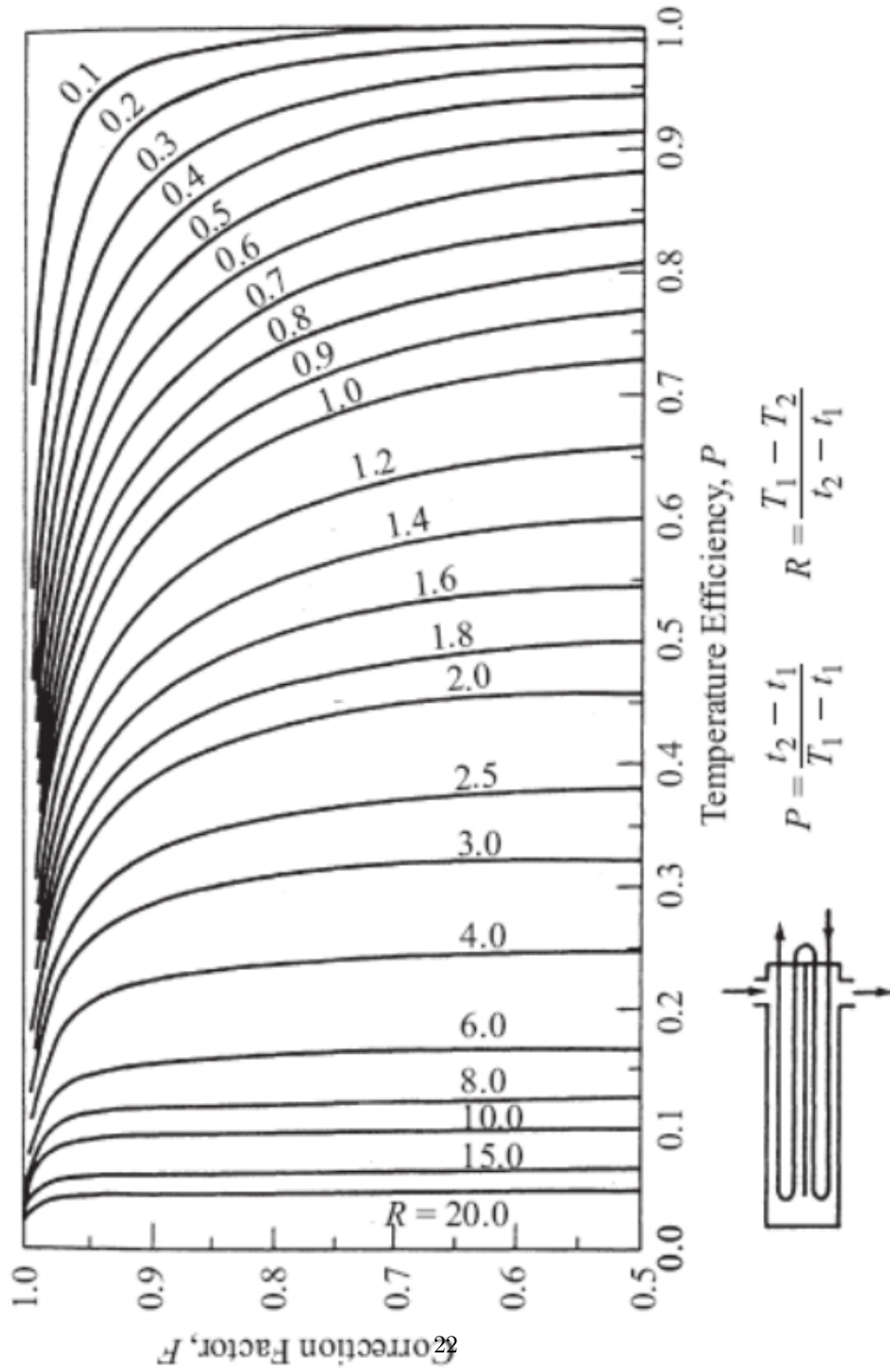


Figura 7: Factores de corrección (FT) para intercambiadores 3-6.

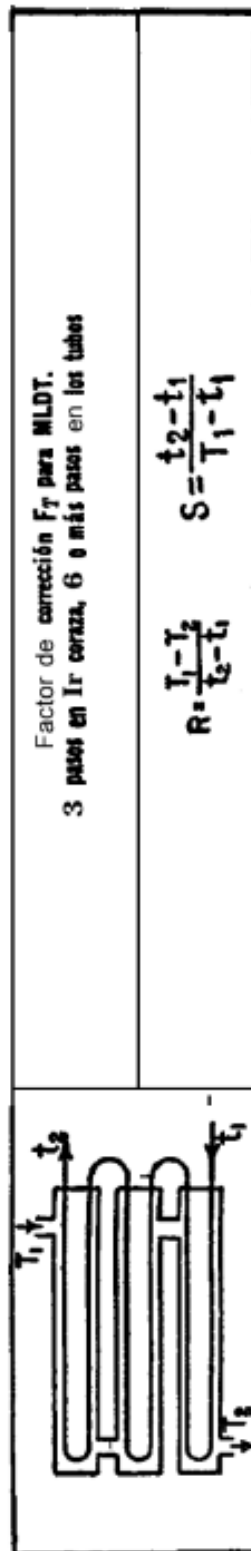
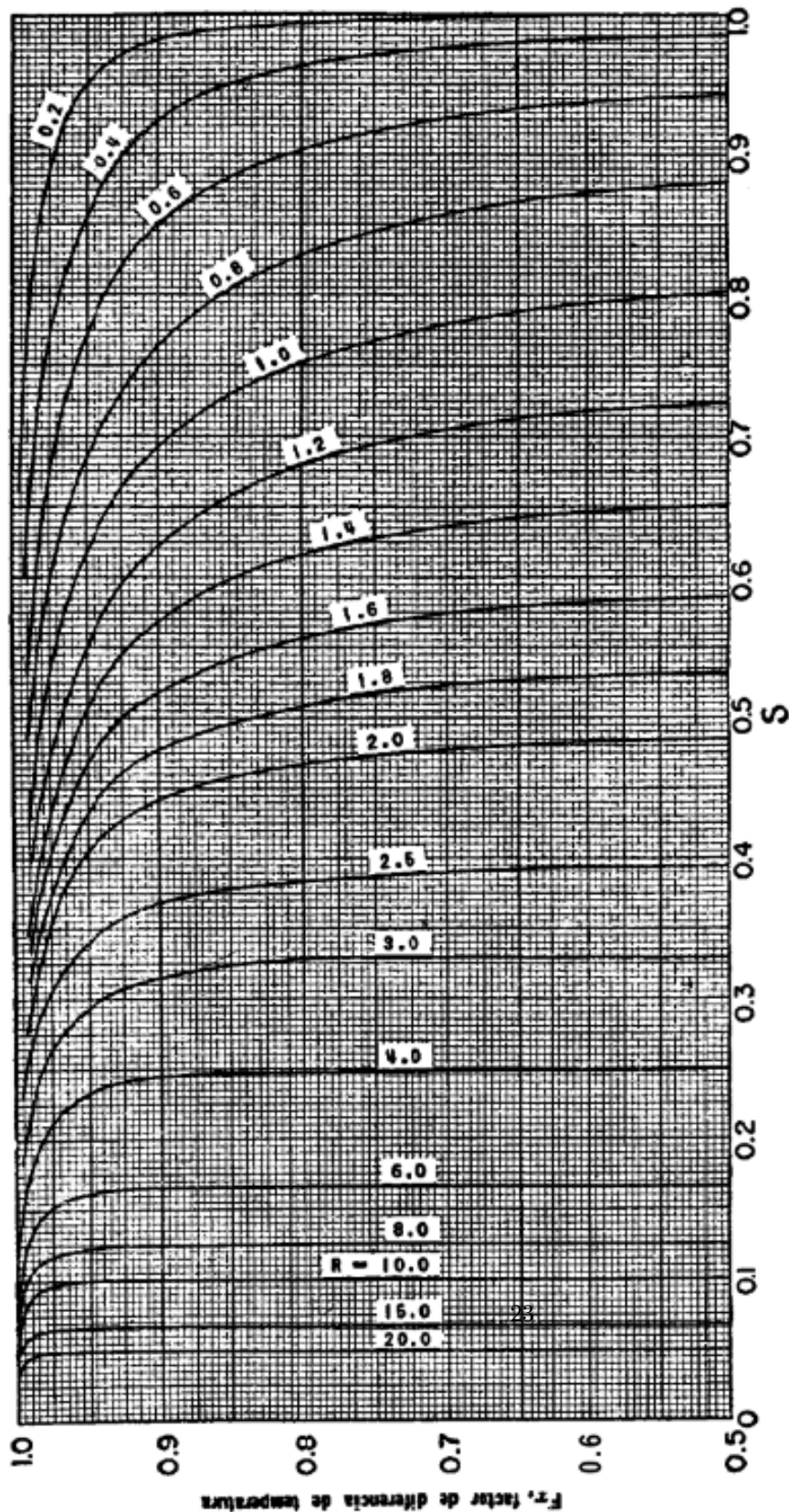


Figura 8: Factores de corrección (FT) para intercambiadores 4-8

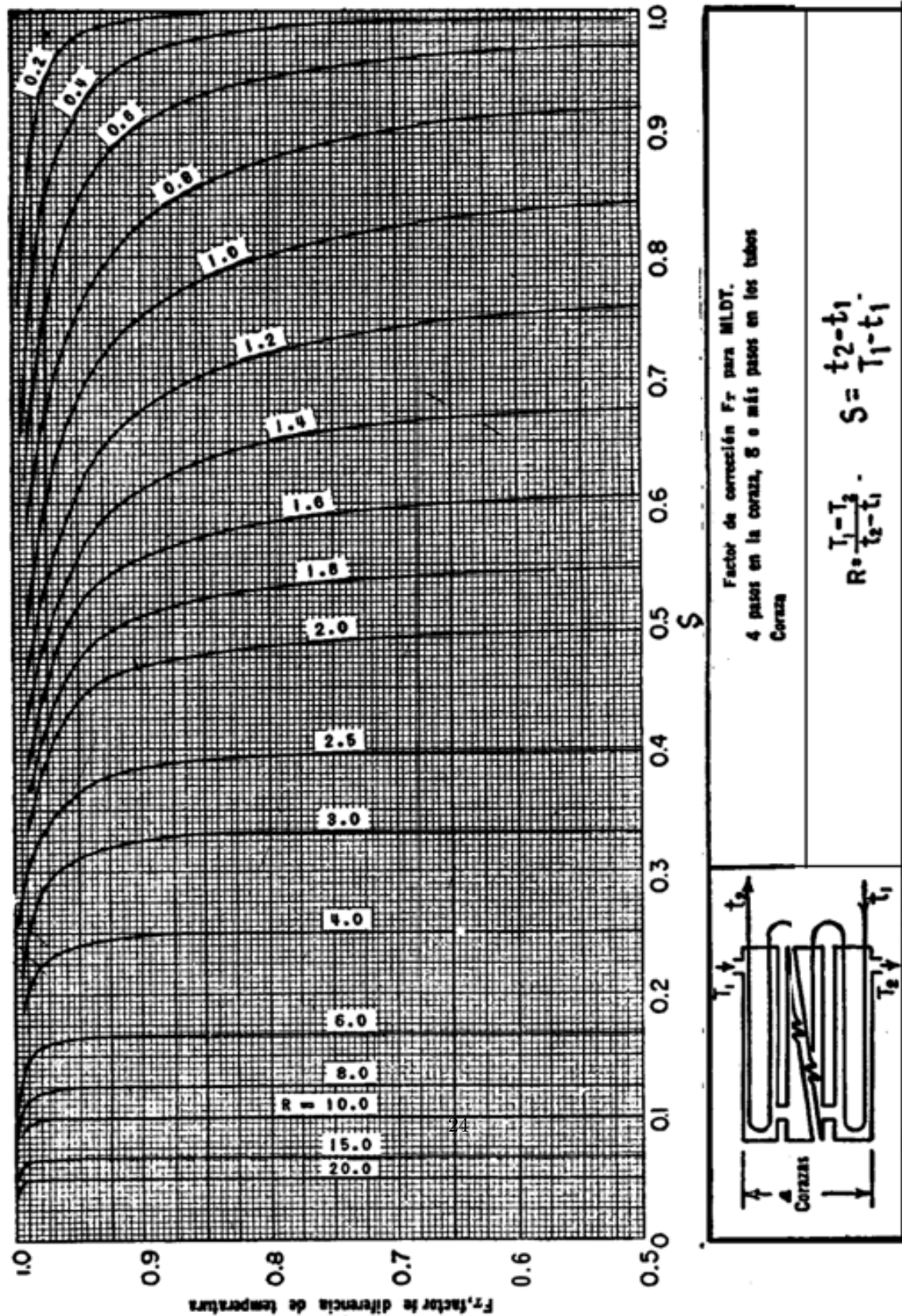


Figura 9: Factores de corrección (FT) para intercambiadores 5-10.

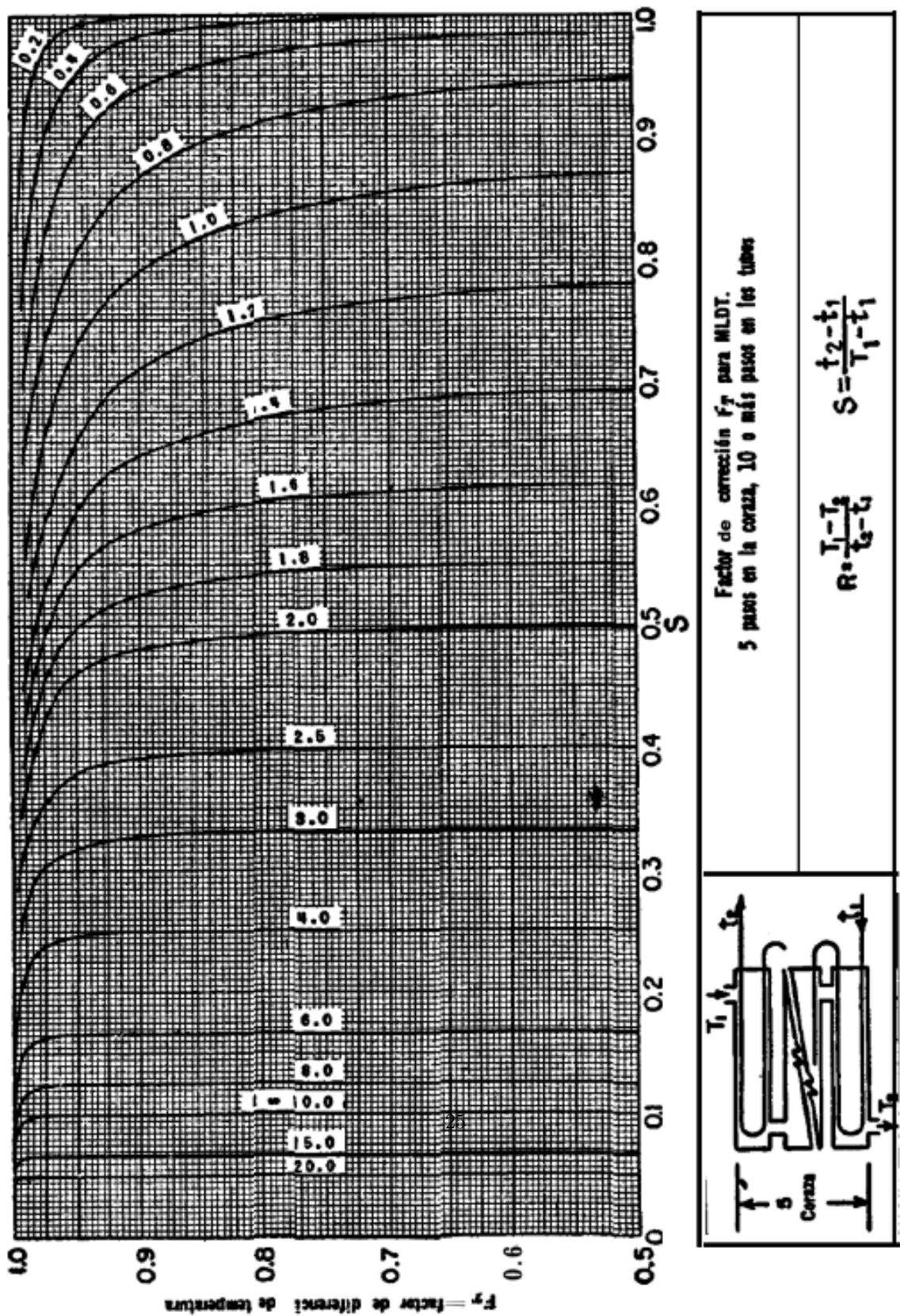


Figura 10: Factores de corrección (FT) para intercambiadores 6-12.

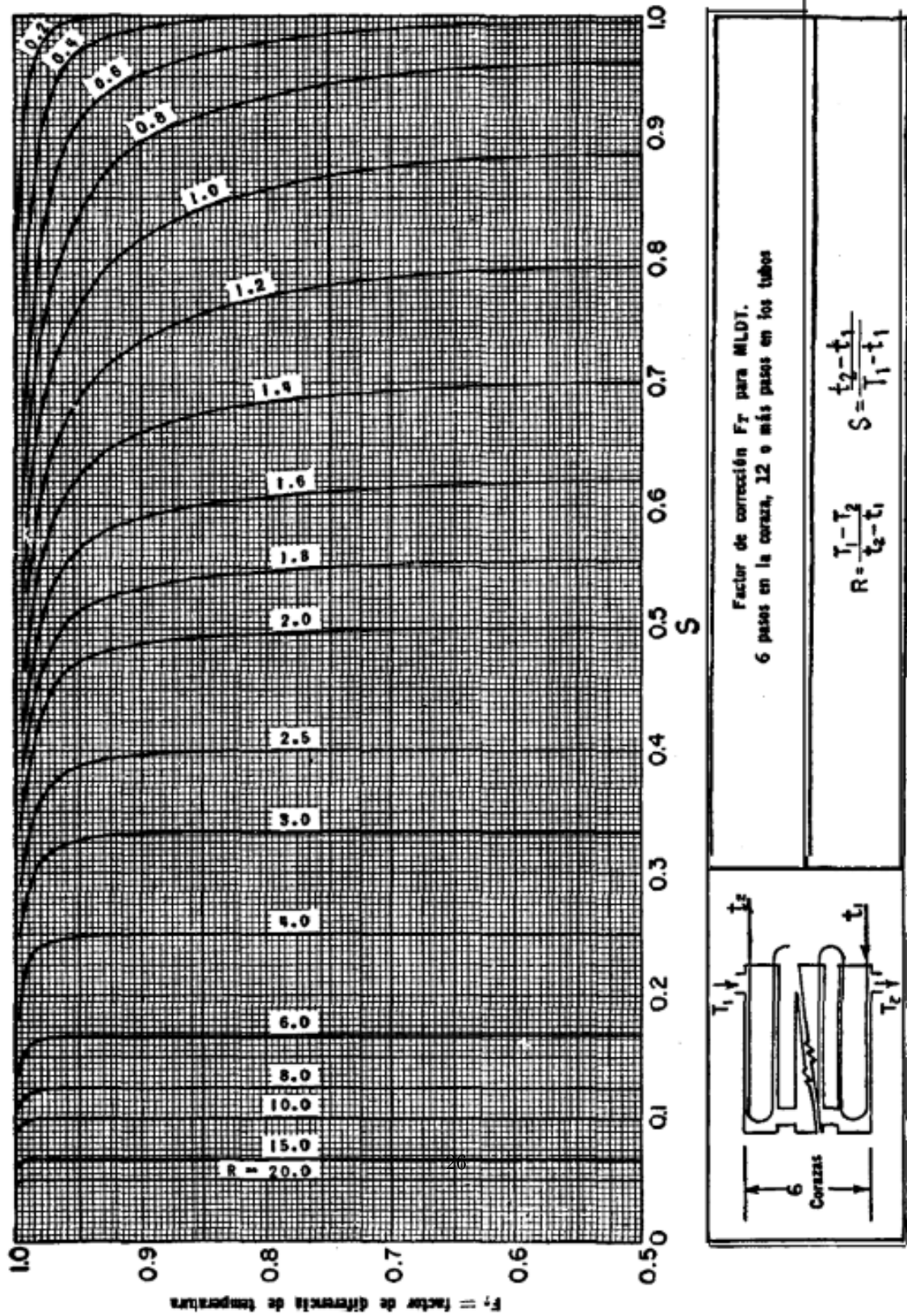


Figura 11: Estimación de la fracción total de tubos (FC) en flujo transversal

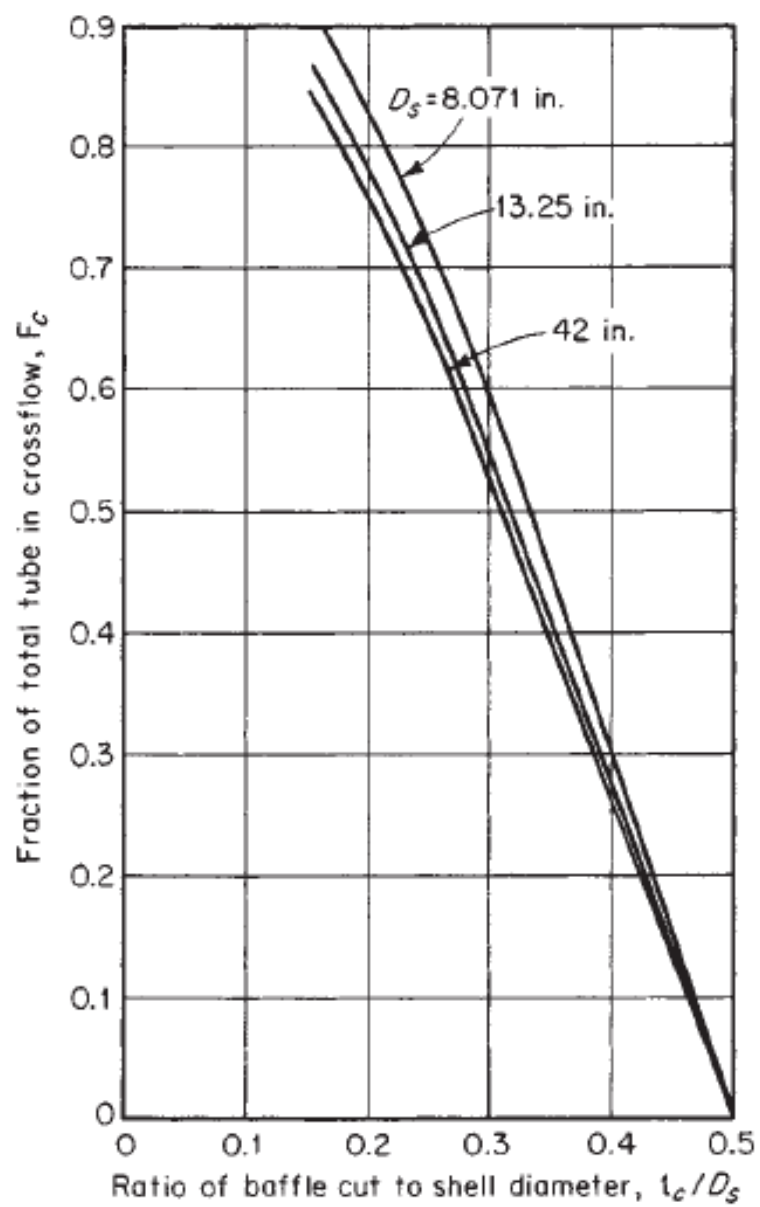


Figura 12: Factor de corrección para un haz de tubos ideal (JI)

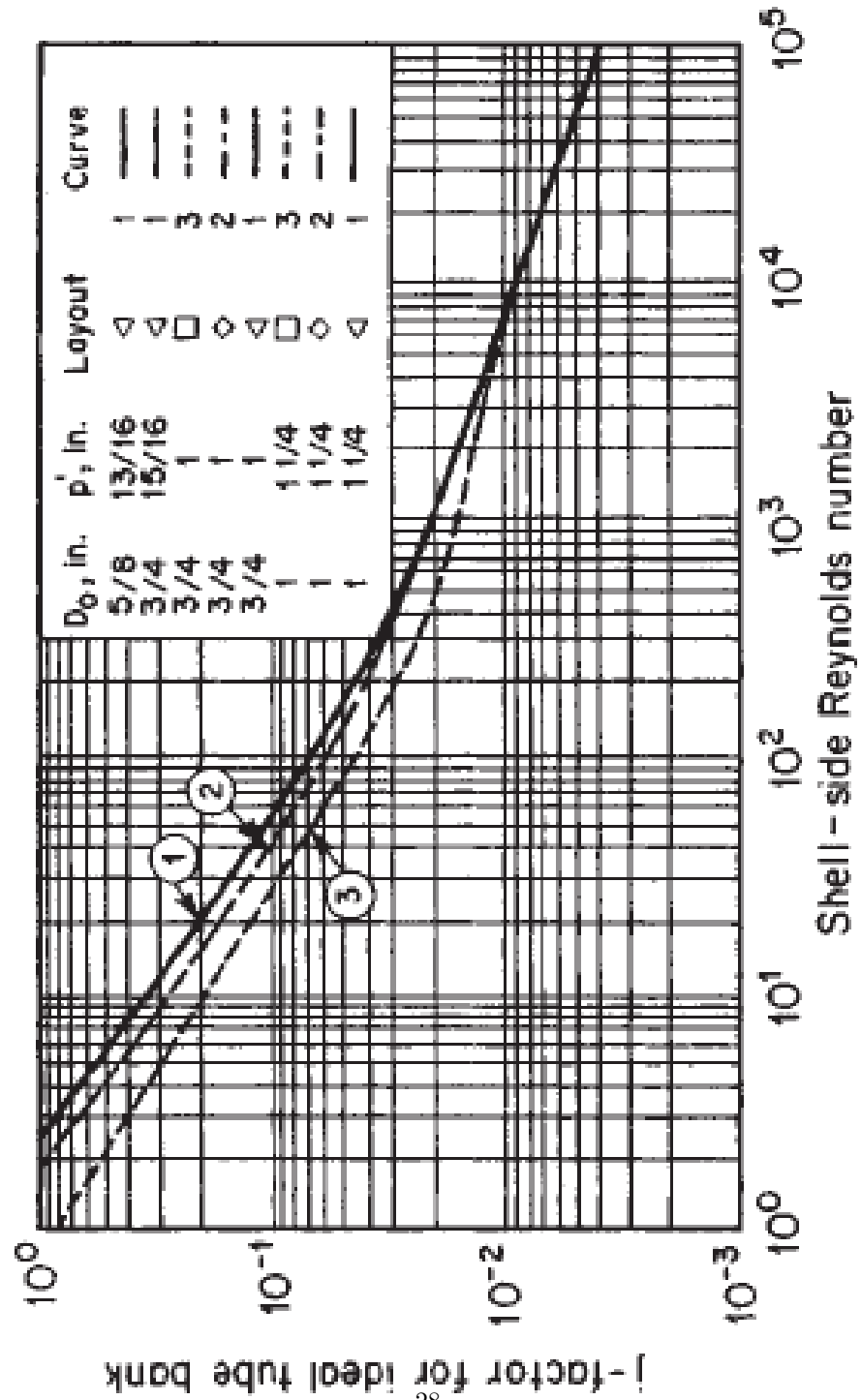


Figura 13: Factor de corrección por efectos de la configuración de la m  mpara

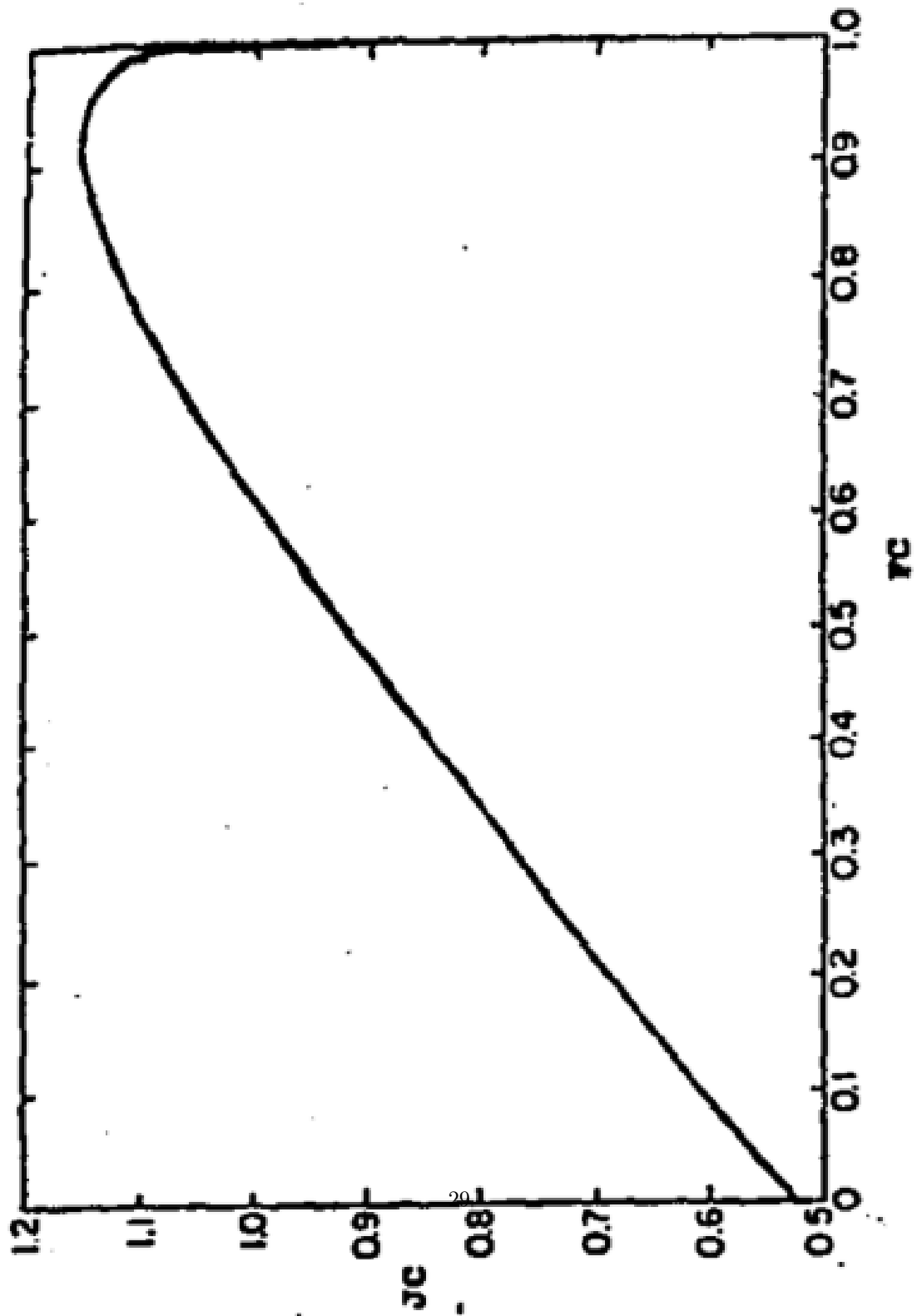


Figura 14: Factor de corrección de fuga en la mampara, II.

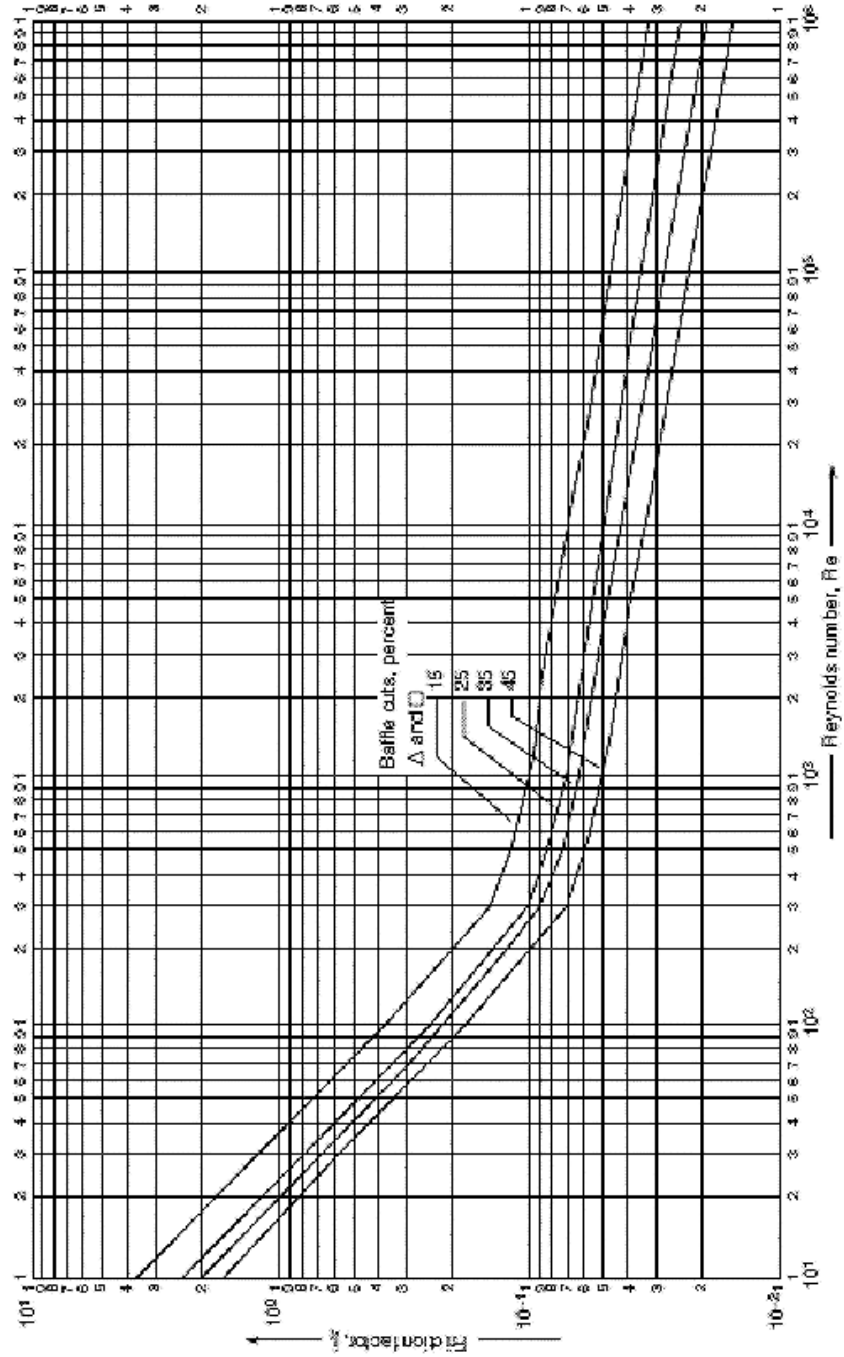


Figura 15: Factor de corrección por el flujo que no pasa a través del haz de tubos (JB)

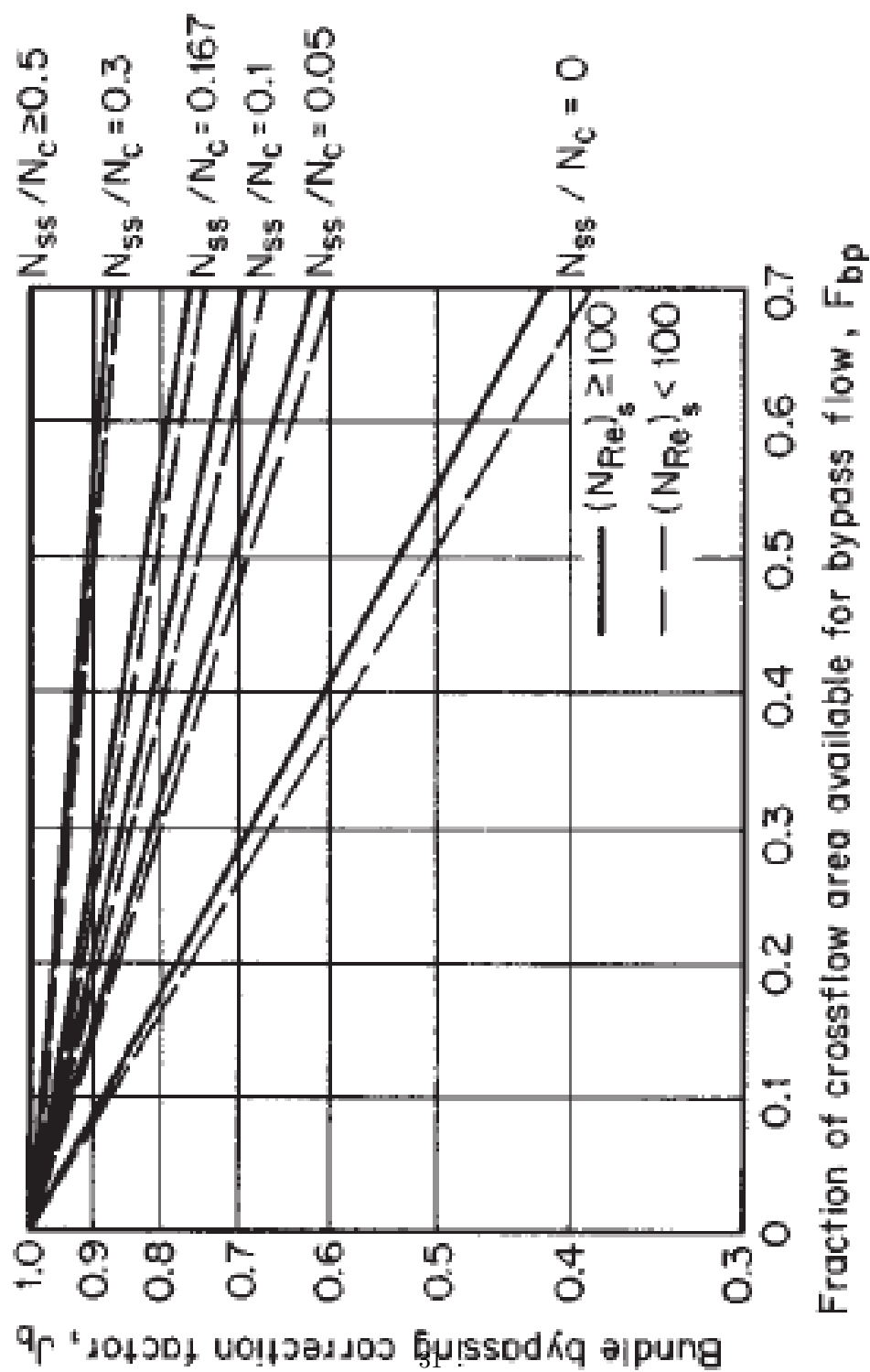


Figura 16: Factor de corrección por gradiente adverso de temperatura a números bajos de Reynolds (JR)

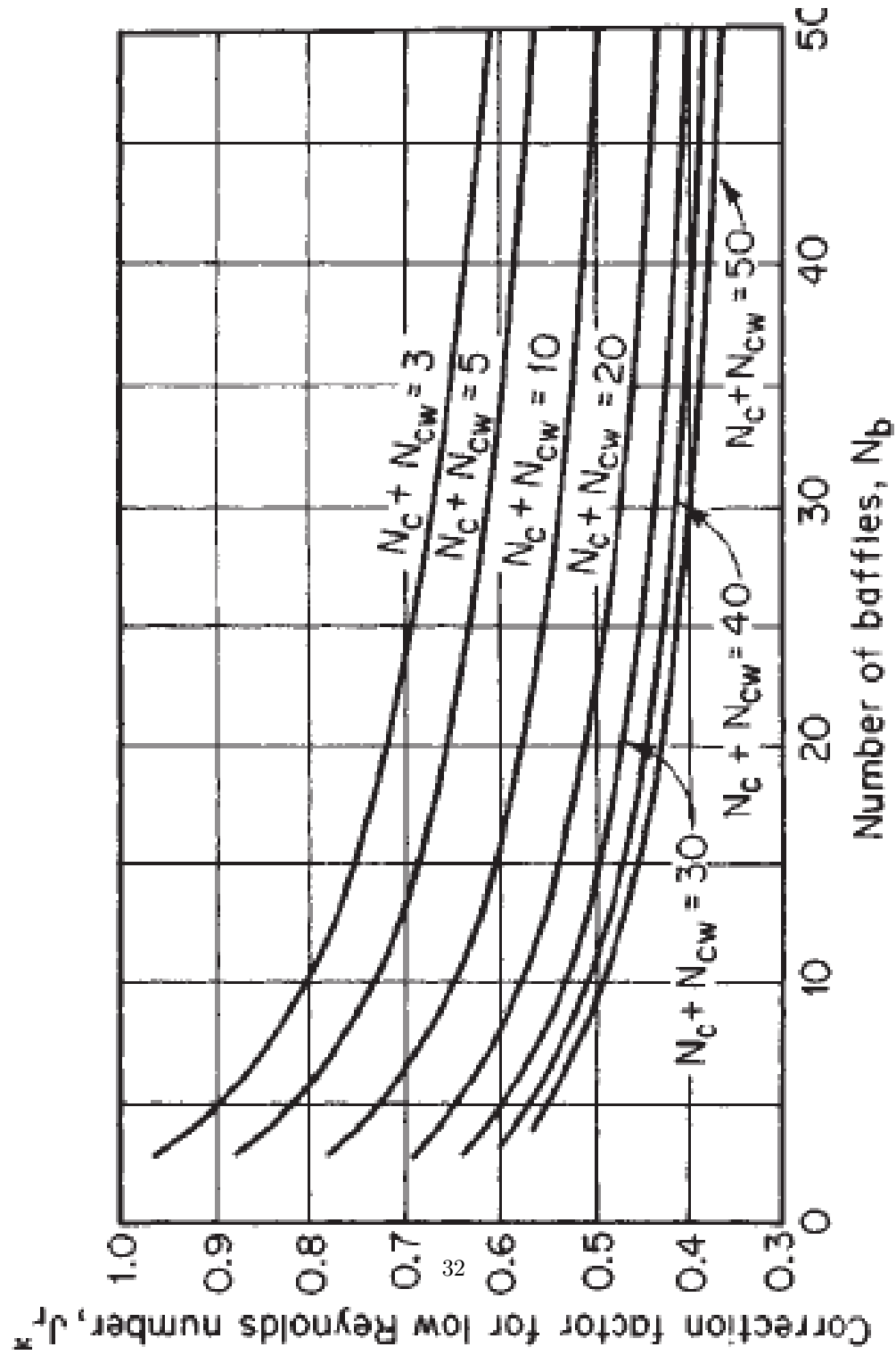


Figura 17: Factor de corrección por gradiente adverso de temperatura a números bajos de Reynolds (JR)

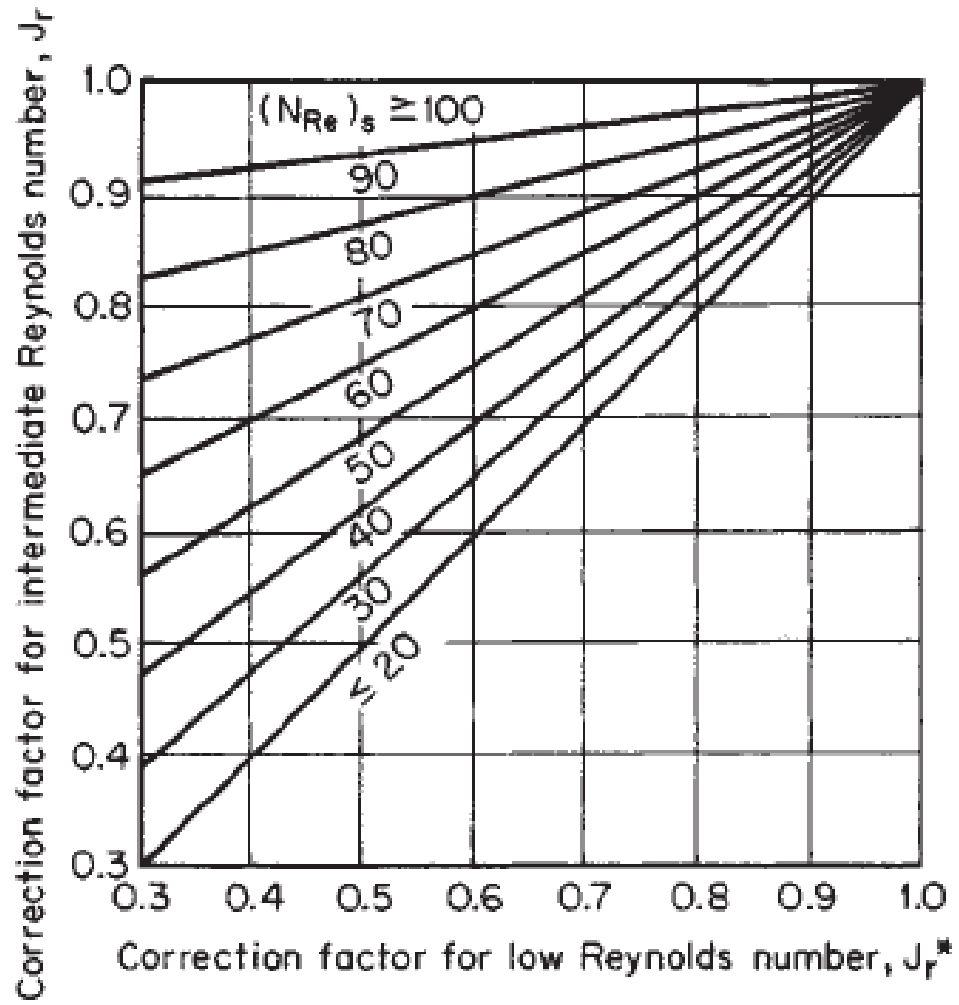


Figura 18: Factor de corrección por espaciamento desigual de mamparas

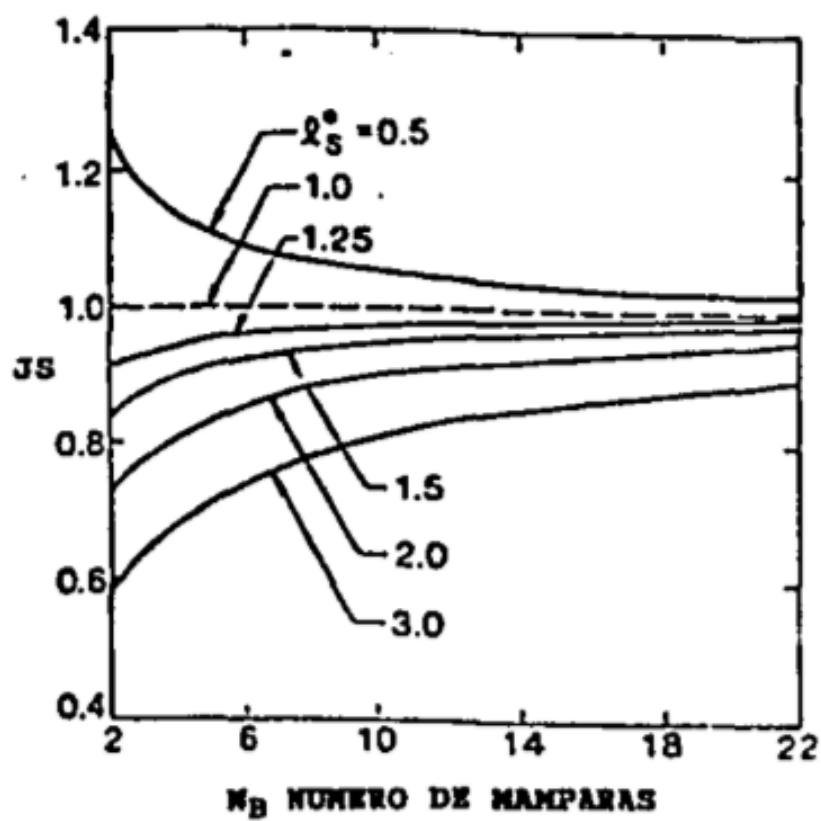


Figura 19: Factor de corrección por esparcimiento desigual de mamparas (figura 10).

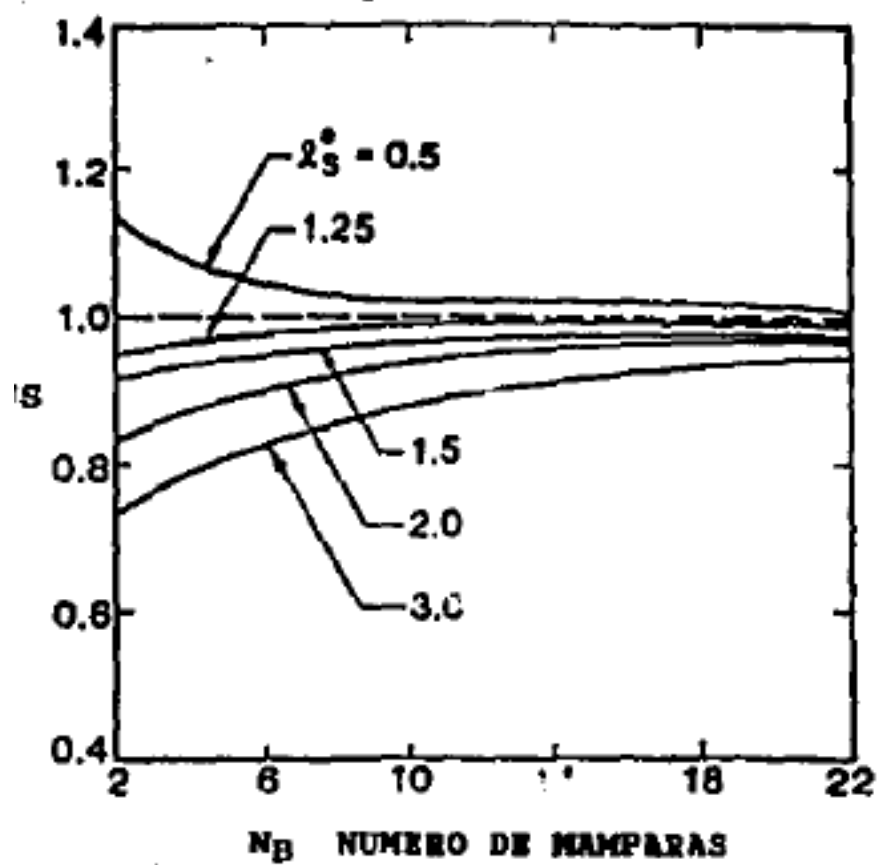


Figura 20: Factor de fricción transversal en un haz de tubos ideal, arreglo cuadrado triangular y cuadrado rotado, FSI (figura 11).

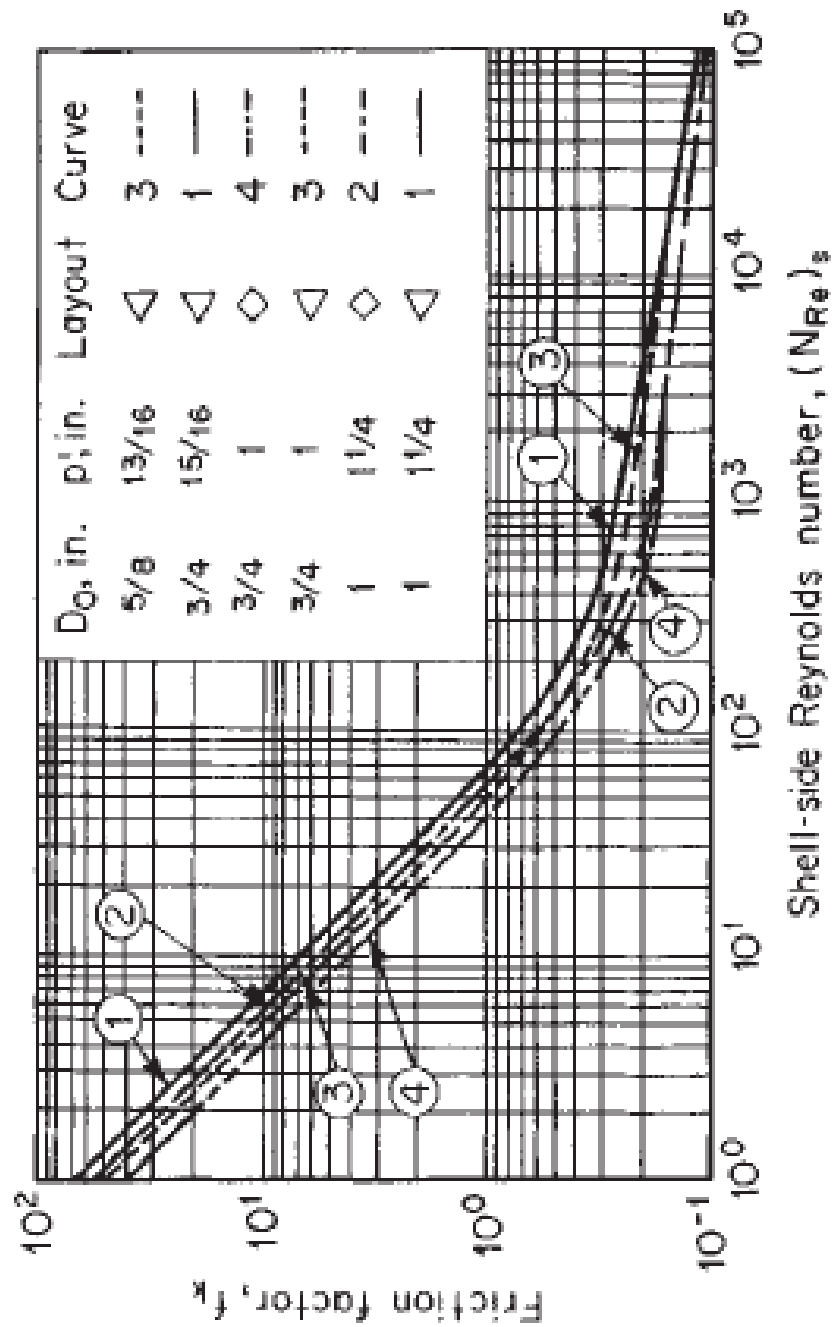


Figura 21: Factor de corrección Para flujo transversal en un haz de tubos idelaes, arreglo cuadrado, FSI (figura 12).

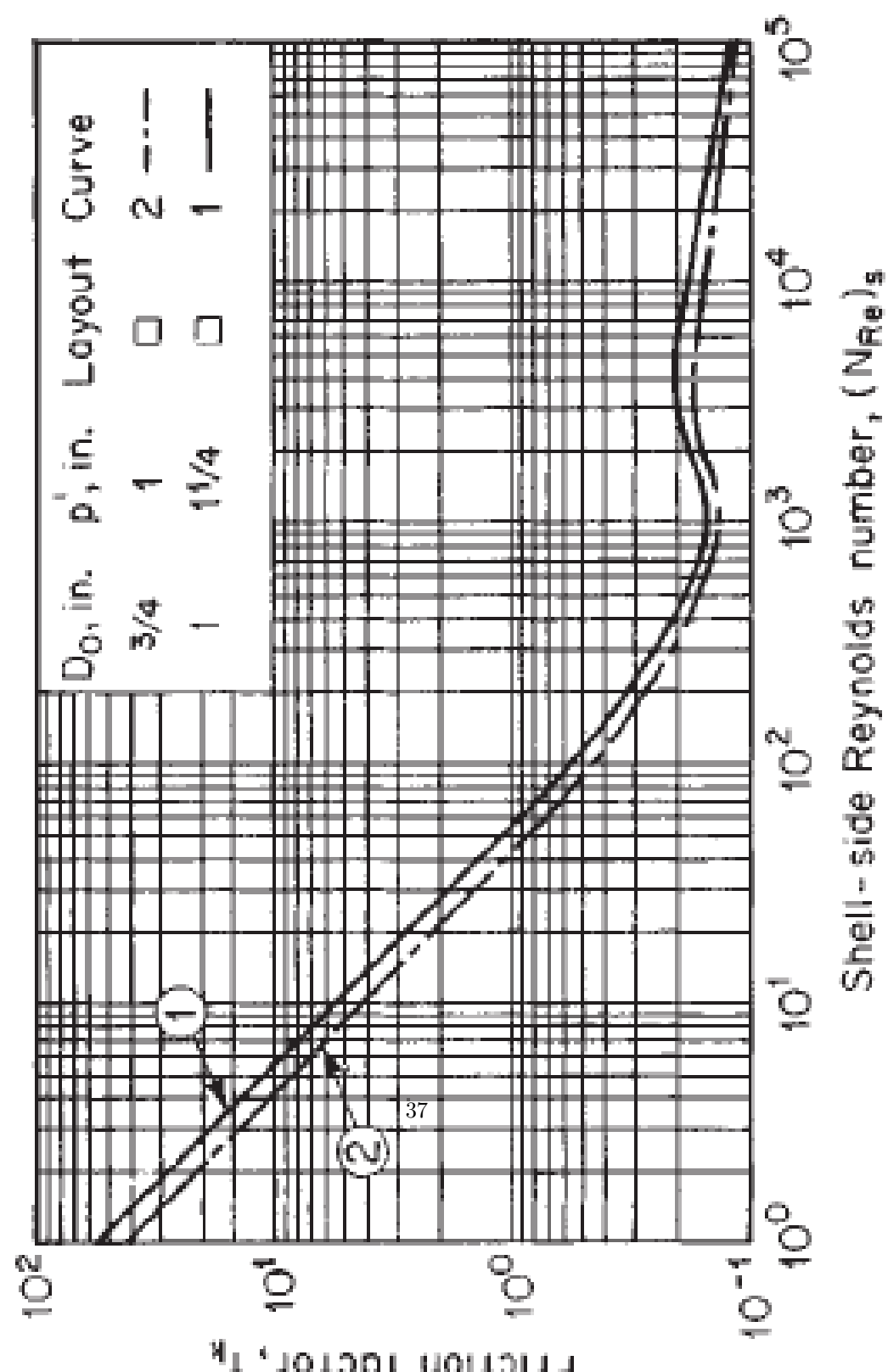


Figura 22: Factor de corrección de caída de presión por efectos del flujo que no pasa a través del haz de tubos, RB (figura 13).

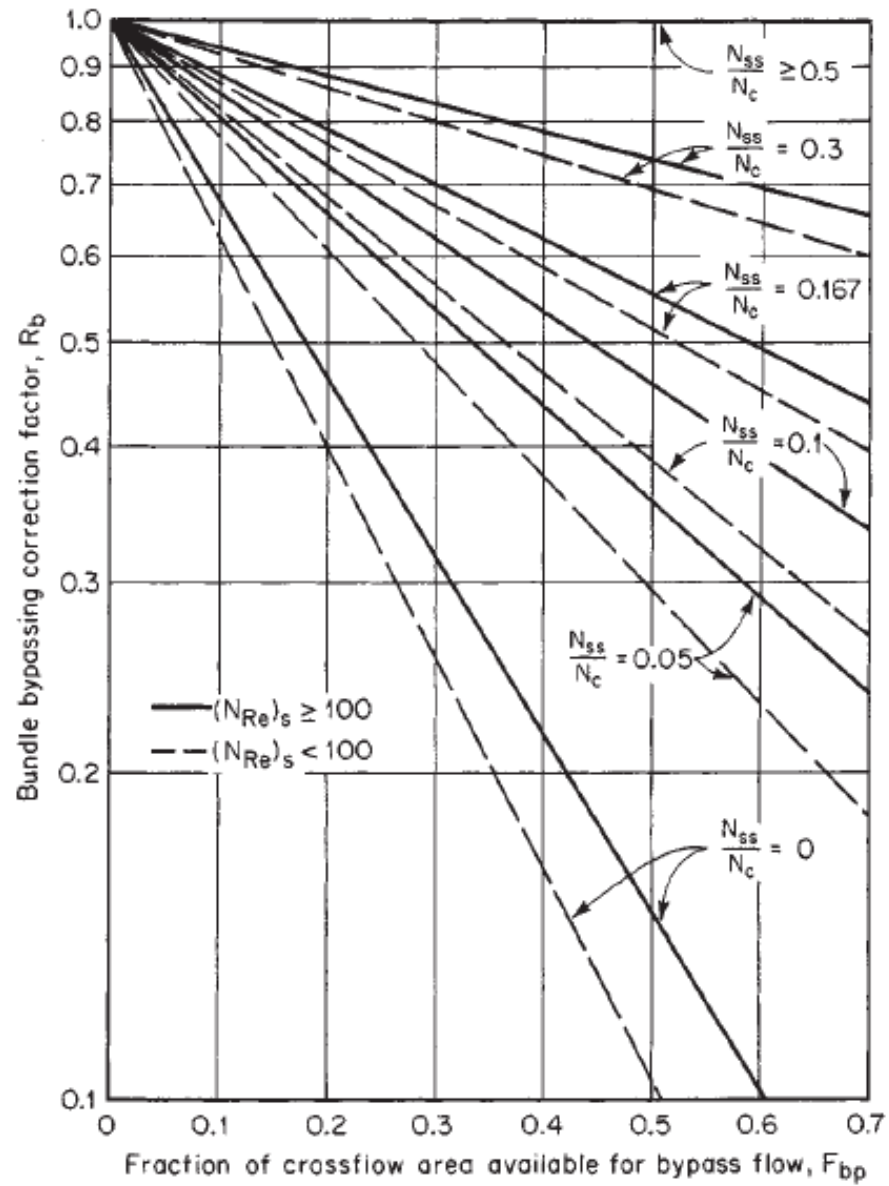


Figura 23: Factor de corrección de caída de presión por efectos de fugas en la mampara, RL (figura 14).

