

Solución problemas 7.35 y 7.208

a) En este caso no tiene significado un dibujo del sistema. Se trata de representar los valores obtenidos con la fórmula (7-116), de los flujos máximos, o críticos, alcanzables con la ebullición nucleada, suponiendo que se verifiquen las condiciones para su aplicación.

Para determinar el rango de temperatura y presión de existencia de la fase líquida, o sea de aplicación de la fórmula, buscaremos con la aplicación PROPIEDADES la temperatura y la presión críticas, obteniendo para el H₂O:

$$P_c = 2,19396 \times 10^7 \text{ Pa} ; \quad T_c = 647,13 \text{ K}$$

Las propiedades necesarias en el intervalo de temperaturas entre la de fusión, 273,15 K y la crítica, las hallaremos determinando las presiones de saturación correspondientes a las temperaturas elegidas y, con cada pareja de valores, buscando las restantes propiedades necesarias para utilizar la fórmula (7-116). Así encontramos:

T_s , K	P_s , bar	ΔH_{vap} , J/kg	σ , N/m	ρ_l	ρ_g
274,15	6,56e-3	2.499.215	7,621e-2	999,28	0,0052
293,15	2,33928e-2	2.454.321	7,295e-2	998,28	0,0173
300	3,53745e-2	2.438.144	7,1772e-2	996,62	0,0256
373,15	1,01261	2.256.944	5,859e-2	958,12	0,5977
400	2,45263	2.182.757	5,337e-2	937,21	1,3667
450	9,30082	2.023.842	4,294e-2	890,22	4,8054
500	26,3473	1.816.594	3,159e-2	831,49	13,3382
545	56,6236	1.534.485	2,088e-2	764,64	31,0256
549	60,2364	1.501.615	1,993e-2	757,81	33,5013
550	61,1665	1.493.136	1,969e-2	756,07	34,1548
551	62,1077	1.484.547	1,945e-2	754,32	34,8231
552	63,0598	1.475.850	1,921e-2	752,56	35,5065
555	65,9836	1.449.076	1,850e-2	747,21	37,6525
560	71,0859	1.402.085	1,732e-2	738,04	41,5787
575	88,2221	1.241.238	1,381e-2	708,37	56,7225
600	123,634	893.080	8,234e-3	649,16	100,6996
625	169,122	410.176	3,282e-3	566,73	182,1404
630	179,5990	291.120	2,411e-3	543,49	197,9692
635	190,5760	158.603	1,596e-3	512,30	208,0942

Nota: Los valores de la temperatura de 545 K, 549 K, 551 K, 552 K, 555 K, 560 K y 575 K, se han introducido después de haber realizado una 1ª versión de la figura 1 (véase más adelante) para situar aproximadamente el máximo de la curva)

Con estos valores y aplicando la fórmula (7-116) encontramos los valores siguientes:

T_s, K	$(q/A)_{\text{máx.}}, W/m^2$
274,15	149.262
293,15	250.340
300	301.164
373,15	1.267.693
400	1.800.842
450	2.924.503
500	3.971.100
545	4.488.806
549	4.497.340
550	4.497.972
551	4.498.040
552	4.497.533
555	4.493.000
560	4.472.800
575	4.298.262
600	3.468.181
625	1.557.636
630	1.038.572
635	507.028

La figura 1 muestra el gráfico construido con estos valores.

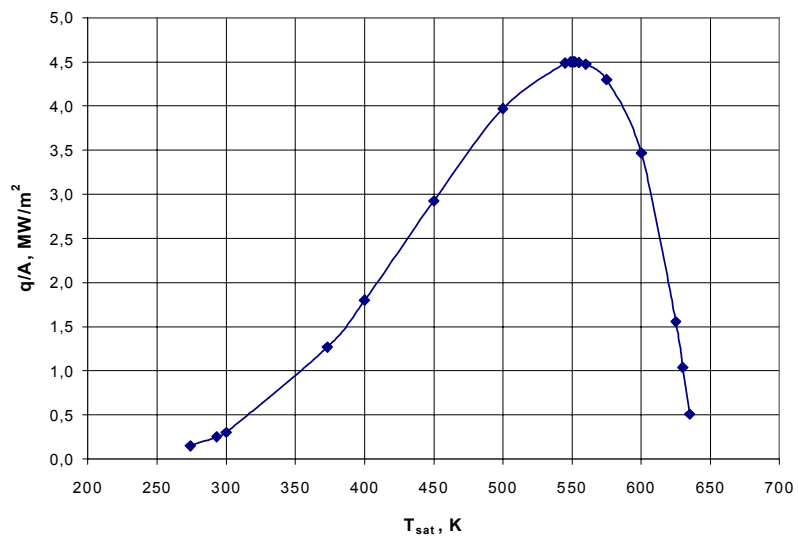


Figura 1 problema 7.35. Variación para el agua del flujo de calor máximo que permite la ebullición estancada nucleada, en función de la temperatura de saturación.

De acuerdo con los valores anteriores, podemos tomar como temperatura para máximo flujo de calor máximo, o crítico, 551 K, lo que corresponde a una presión de saturación de 62,1077 bar, o sea una presión reducida de:

$$P_r = \frac{P_s}{P_r} = \frac{62,1077}{219,396} = 0,283 \approx 0,3$$

b) Para el n-pentano la marcha es la misma. Con ayuda de la aplicación PROPIEDADES, obtenemos:

$$P_c = 3,36e6 \text{ Pa} ; \quad T_c = 469,7 \text{ K}$$

las propiedades necesarias en el intervalo de temperaturas entre la de fusión, 143,42 K y la crítica, las determinaremos hallando las presiones de saturación correspondientes a las temperaturas elegidas. Así encontramos las propiedades, para aplicar (7-116), siguientes:

T_s , K	P_s , bar	ΔH_{vap} , J/kg	σ , N/m	ρ_l	ρ_g
200	1,93435e-3	437.363	2,669e-2	710,63	0,0084
230	2,1876e-2	417.862	2,315e-2	685,18	0,0827
250	7,5728e-2	404.014	2,084e-2	667,48	0,2641
273,15	2,44588e-1	386.983	1,823e-2	646,10	0,7868
300	7,32242e-1	365.609	1,527e-2	619,88	2,1820
350	3,39255	319.434	1,002e-2	565,44	9,2705
370	5,51107	297.625	8,042e-3	540,72	14,8973
390	8,49600	272.933	6,140e-3	513,45	23,1086
395	9,40126	266.178	5,679e-3	506,12	25,6915
396	9,59065	264.794	5,587e-3	504,62	26,2382
397	9,78289	263.399	5,496e-3	503,12	26,7955
398	9,97800	261.991	5,405e-3	501,60	27,3636
400	10,37700	259.140	5,224e-3	498,54	28,5334
430	17,9251	208.440	2,650e-3	445,52	53,2840
450	24,89040	158.952	1,139e-3	396,13	83,6239
465	31,36370	91.312	2,024e-4	331,02	131,2564

Nota: Como antes las temperatura de 395 K, 396 K, 397 K, y 398 K, se han introducido después de haber realizado una 1ª versión de la figura 2 (véase más adelante).

Con estos valores y aplicando la fórmula (7-116) encontramos los valores siguientes:

T_s , K	$(q/A)_{\text{máx}}$, W/m ²
200	22.201
230	63.660
250	106.434
273,15	168.761
300	251.250
350	396.698

370	437.303
390	458.794
395	460.310
396	460.386
397	460.406
398	460.340
400	459.988
430	407.837
450	298.047
465	124.531

La figura 2 muestra el gráfico para el n-pentano, construido con estos valores, junto al del agua reproducido de la figura 1.

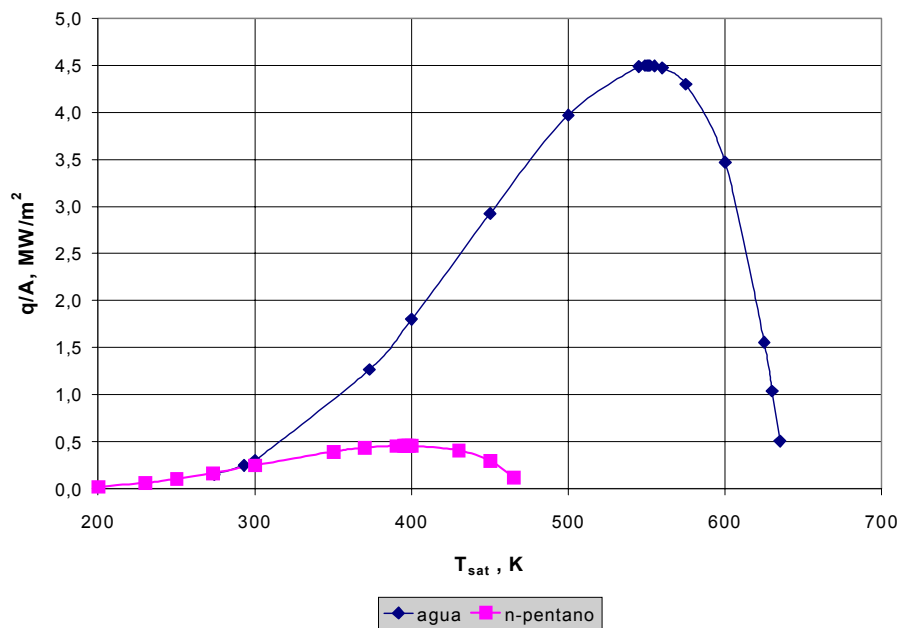


Figura 2 problema 7.35. Variación para el agua y el n-pentano del flujo de calor máximo que permite la ebullición estancada nucleada, en función de la temperatura de saturación.

Tomaremos pues, como temperatura para máximo flujo de calor máximo, o crítico, 397 K, lo que corresponde a una presión de saturación de 9,7829 bar, o sea una presión reducida de:

$$P_r = \frac{P_s}{P_r} = \frac{9,7829}{33,6} = 0,29 \approx 0,3$$

Nótese que el flujo de calor máximo que permite mantener la ebullición nucleada para el agua, además de exigir mayores temperaturas, es del orden de 10 veces el que tolera el n-pentano, lo que se explica por la diferencia de polaridad de las moléculas, que hace que las moléculas de agua, muy polares requieren mucha más energía para alcanzar la continuidad de las burbujas (formación de película) que las no polares, como las de un hidrocarburo.

c) Con los valores hallados en los dos apartados podemos tomar como flujos críticos máximos los valores siguientes:

$$\left[\left(\frac{q}{A} \right)_{\text{crítico}} \right]_{\text{mín.}} = 4.498.040 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

para el agua y

$$\left[\left(\frac{q}{A} \right)_{\text{crítico}} \right]_{\text{mín.}} = 460.406 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

para el n-pentano.

Con estos valores y las presiones críticas correspondientes obtenemos los valores siguientes para el agua:

T_s, K	$P_r = P_s/219,4$	$(q/A)_{\text{máx.}}/4.498.040$
274,15	3,0e-5	0,0332
293,15	1,07e-4	0,05570
300	1,63-4	0,06695
373,15	4,6154e-3	0,2818
400	0,0112	0,4004
450	0,0424	0,6502
500	0,120	0,8829
545	0,258	0,99795
550	0,279	0,99999
551	0,283	1,0
560	0,324	0,9944
575	0,4021	0,9556
600	0,5635	0,7710
625	0,770	0,3463
630	0,819	0,2309
635	0,8686	0,1127
647,13	1	0

y para el n-pentano:

T_s, K	$P_r = P_s/33,6$	$(q/A)_{\text{máx.}}/460.406$
200	5,76e-5	0,0482
230	6,51e-4	01383
250	2,254e-3	0,2312
273,15	7,279e-3	0,3665
300	0,02179	0,5457
350	0,1010	0,8616
370	0,1640	0,9498
390	0,2529	0,99650
395	0,2798	0,99979
396	0,2854	0,99996
397	0,2912	1,0
398	0,2967	0,99986
400	0,3088	0,99909
430	0,5335	0,8858
450	0,7408	0,6474
465	0,9334	0,2705
469,7	1,0	0

Con estos valores construimos la figura 3 que muestra claramente como empleando variables reducidas el comportamiento en el proceso de cambio líquido-vapor el comportamiento cuantitativo de todos los fluidos es el mismo, en contraste con las diferencias entre los valores dimensionales de la figura 1.

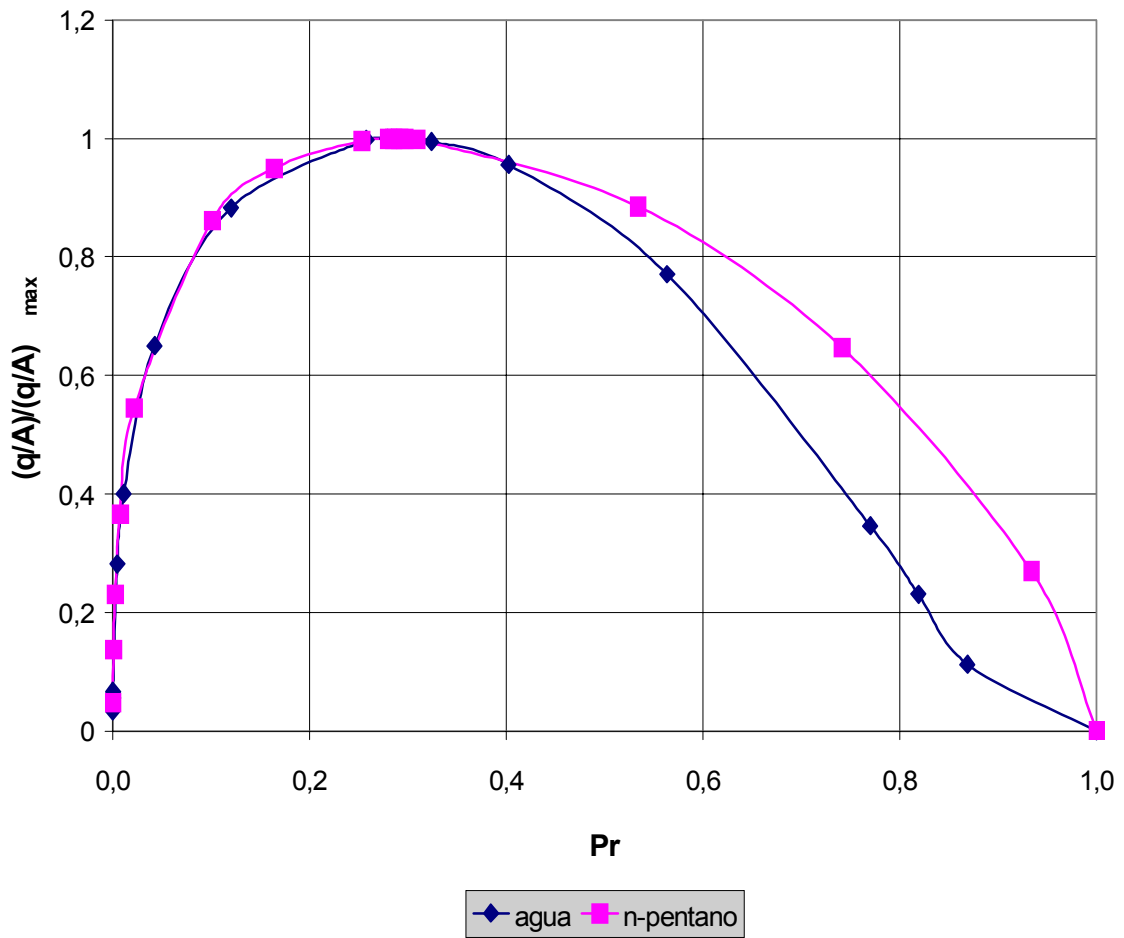


Figura 3 problema 7.35. Variación para el agua y el n-pentano del flujo de calor máximo relativo a su máximo absoluto que permite la ebullición estancada nucleada, en función de la presión de saturación reducida.

Nótese en la figura 3 como a altas presiones las moléculas polares del agua se repelen, alcanzándose el flujo crítico con valores relativamente más bajos que con moléculas normales.

Solución problema 7.39

El equipo y el proceso son los reflejados en la figura 1:

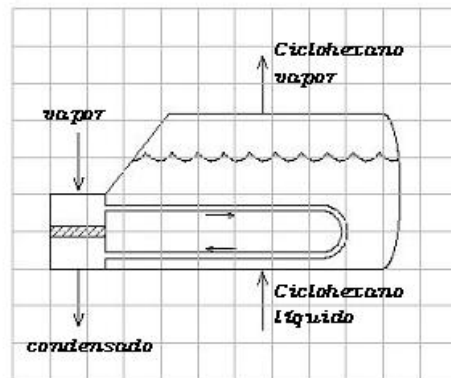


Figura 1a ejemplo 7.39

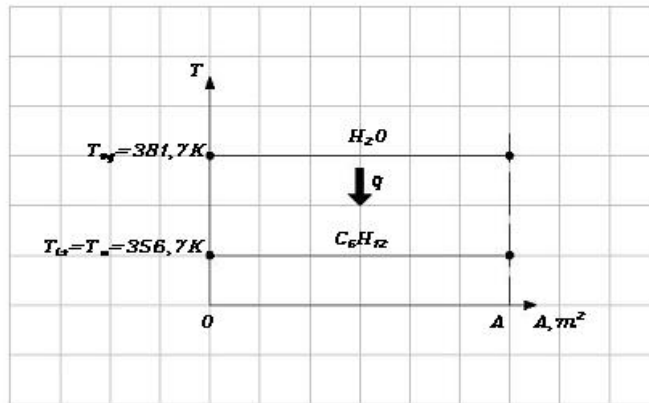


Figura 1b ejemplo 7.39

De acuerdo con la nomenclatura de la figura 1b y las fórmulas de Peclet, como ninguno de los dos fluidos cambia la temperatura a lo largo del sistema, el flujo de calor referido a la superficie externa de los tubos será:

$$\left(\frac{q}{A}\right)_o = h_o(T_o - T_{ls}) = U_o(T_{vs} - T_{ls}) \quad (1)$$

donde

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{D_o \ln \frac{D_o}{D_i}}{2\lambda_t} + \frac{D_o}{h_i D_i} + r_o + \frac{D_o r_i}{D_i}} \quad (2)$$

Por otro lado, el enunciado nos indica que

$$h_o = 1,5 h_{nb} + 250, \frac{W}{m^2 K} \quad (3)$$

y que, para un fluido y condiciones dadas,

$$h_{nb} = \frac{55}{M^{0,5}} \frac{P_r^{0,12 - 0,2 \log R_p}}{1} \left(\frac{q}{A} \right)_o^{0,67} = C \left(\frac{q}{A} \right)_o^{0,67} \quad (4)$$

$$\left[\log \left(\frac{1}{P_r} \right) \right]^{0,55}$$

donde C es un número y el flujo de calor es el real dado por la relación (1).

De acuerdo con lo anterior, podemos despejar el flujo de calor exterior de (1) y (4) e igualar las dos expresiones, con lo que:

$$\left(\frac{h_{nb}}{C} \right)^{\frac{1}{0,67}} = \frac{T_{vs} - T_{ls}}{\frac{1}{1,5 h_{nb} + 250} + \frac{D_o \ln \frac{D_o}{D_i}}{2 \lambda_t} + \frac{D_o}{h_i D_i} + r_o + \frac{D_o r_i}{D_i}} \quad (5)$$

En esta ecuación la única variable desconocida es h_{nb} . Los valores de las propiedades del ciclohexano para substituir en la ecuación (5) son las mostradas en la figura 2, de la aplicación PROPIEDADES:

The screenshot shows the 'PROPIEDADES' software interface. The title bar reads 'PROPIEDADES - [Propiedades de Sustancias - Cálculo: Varias Propiedades]'. The menu bar includes 'Archivo', 'Opción de Cálculo', 'Ventana', and 'Ayuda'. The main window is divided into several sections:

- Selección de la sustancia o materia:** A list of substances with 'ciclohexano' selected.
- Propiedad:** A grid of checkboxes for various properties. Selected properties include: Calor específico del líquido, Entalpía de vaporización, Masa molecular, Presión crítica, and Presión de saturación.
- Temperatura:** Input field set to 356,7 with units K selected.
- Presión:** Input field set to 1 with units atm selected.
- Calcular:** A button to perform the calculation.
- Table of Results:**

Sustancia o materia	Propiedad	Valor	Unidades
ciclohexano	Calor específico del líquido	2114,6	J/kg K
ciclohexano	Entalpía de vaporización	354077	J/kg
ciclohexano	Masa molecular	84,161	kg/kmol
ciclohexano	Presión crítica	4,1e+06	Pa
ciclohexano	Presión de saturación	1,10441e+05	Pa

Figura 2 ejemplo 7.39

y las características de los tubos, según la aplicación CONDUCTOS, las de la figura 3:

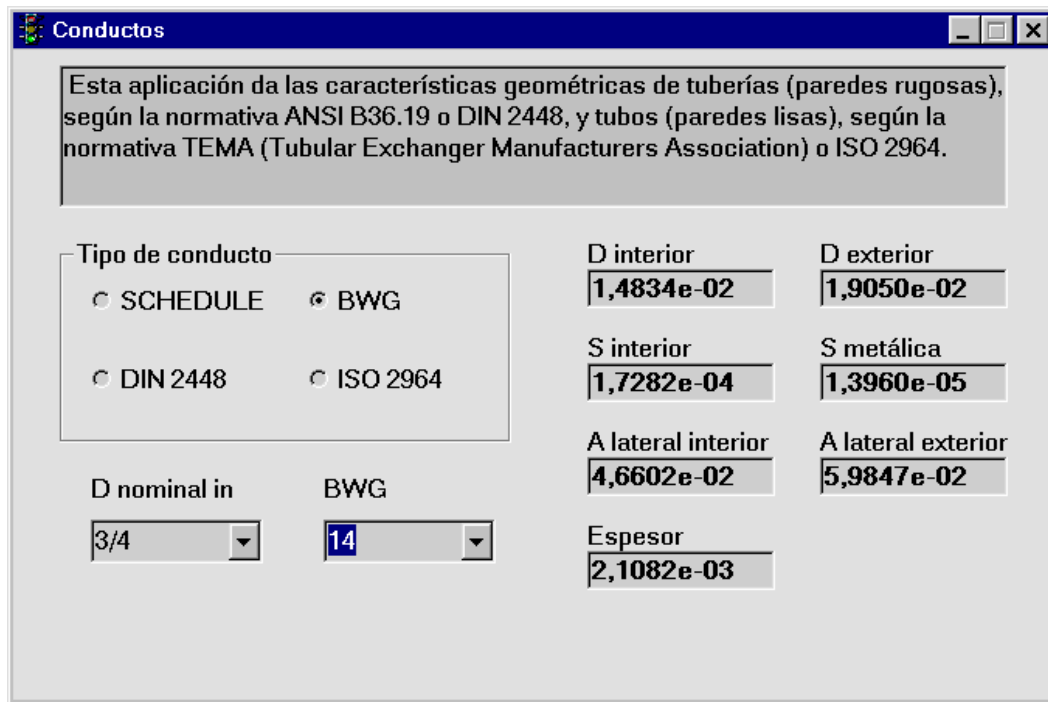


Figura 2 ejemplo 7.39

Con estos valores obtenemos:

$$C = \frac{55}{M^{0,5}} \frac{P_r^{0,12 - 0,2 \log R_p}}{1} = \frac{55}{84,161^{0,5}} \frac{0,0269^{0,12 - 0,2 \log 1}}{1} = 4,9792 \quad (6)$$

$$\left[\log \left(\frac{1}{P_r} \right) \right]^{0,55} \quad \left[\log \left(\frac{1}{0,0269} \right) \right]^{0,55}$$

y

$$\left(\frac{h_{nb}}{4,9792} \right)^{\frac{1}{0,67}} = \frac{381,7 - 356,7}{\frac{1}{1,5 h_{nb} + 250} + \frac{0,01905 \ln \frac{19050}{14834}}{(2)(40)} + \frac{19050}{(10^4)(40)} + \frac{1,5}{10^4} + \frac{(19050)}{(14834)(10^4)}} = \quad (7)$$

$$= \frac{20}{\frac{1}{1,5 h_{nb} + 250} + 4,664082288} = \left(\frac{q}{A} \right)_o$$

Esta ecuación se puede resolver con la herramienta *buscar objetivo* de la hoja de cálculo, obteniéndose (valores redondeados):

$$h_{nb} = 6.437 \frac{W}{m^2 K} \quad ; \quad \left(\frac{q}{A} \right)_o = 44.063 \frac{W}{m^2} \quad (8)$$

Por otro lado, la potencia a transferir es

$$q = (\dot{m})(H_{vap.}) = (3,4563)(354.077) = 1.223.796,335 \text{ W} \quad (9)$$

con estos valores

$$A_o = \frac{q}{\left(\frac{q}{A}\right)_o} = 27,774 \text{ m}^2 \quad (10)$$

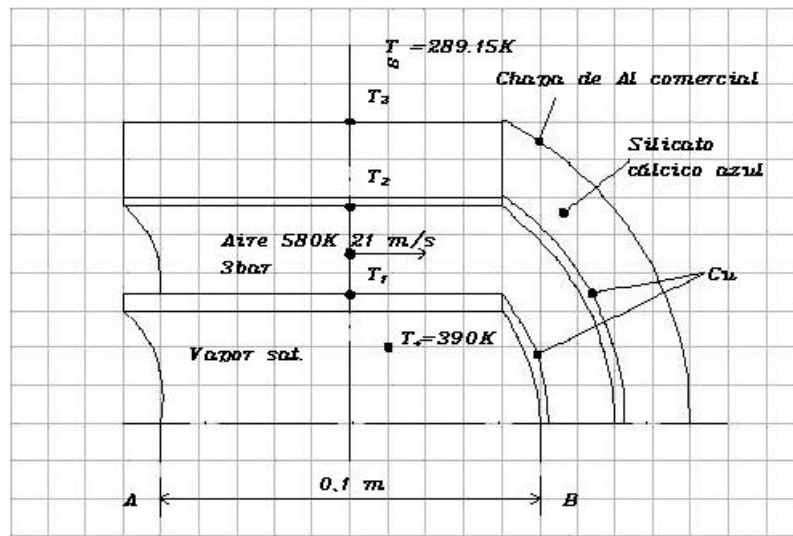
área que, si n es el número de tubos, a su vez es igual a:

$$A_o = (n)(4,9)(0,059847) = 27,774 \text{ m}^2 \quad (11)$$

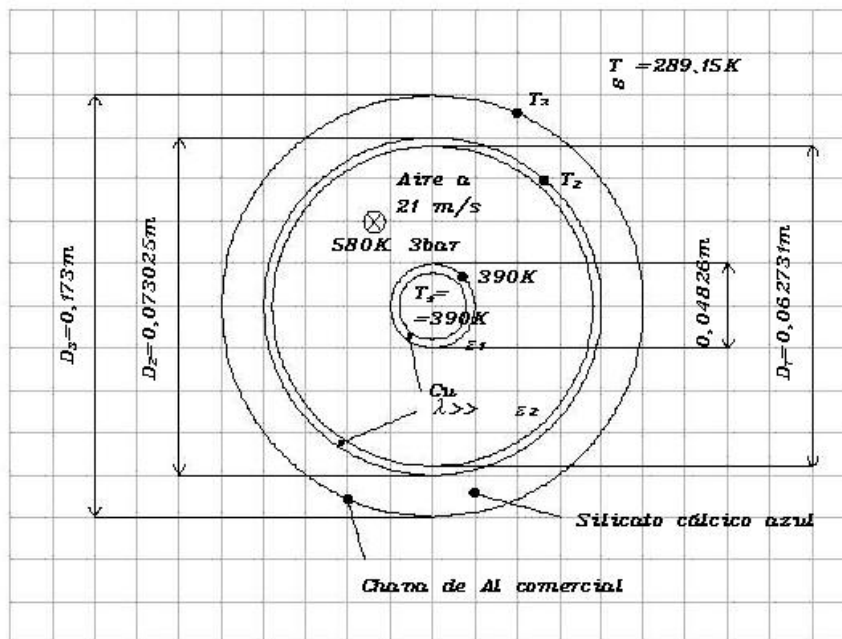
de donde $n = 94,7$, o sea 95 tubos.

Solución 7.90

1a) La figura 1 muestra el dispositivo, los datos y las incógnitas.



(a)



(b)

Figura 1 ejemplo 7.90. Sistema propuesto. a) Sección longitudinal. b) Sección transversal.

Con la aplicación CONDUCTOS obtenemos la valores siguientes

	D_i , m	D_o , m	A_i , m ² /m	A_o , m ² /m
1½ in Sch 40	4,089e-2	4,826e-2		1,5161e-1
2½ in Sch 40	6,2731e-2	7,3025e-2	1,970983-1	

de modo que el diámetro exterior del dispositivo será igual a $0,03025 + (2)(0,050) = 0,173025$ m.

Partiremos de que en estado estacionario no puede haber acumulación de calor en el sistema, por lo que las temperaturas¹ en una sección transversal T_1 , T_2 y T_3 , véase la figura 1, además de constantes deben ser tales que el calor cedido por el aire caliente a la cara interna de la tubería de 2½ in, ha de ser igual a la suma del que, a través de la pared metálica, del aislante y del revestimiento de Al, se disipa al exterior por convección y radiación, más el neto, que por intercambio radiante, dicha cara interna transfiere a la superficie exterior de la tubería de 1½ in, véase la figura 2 que, recoge las hipótesis, así como el balance de calor.

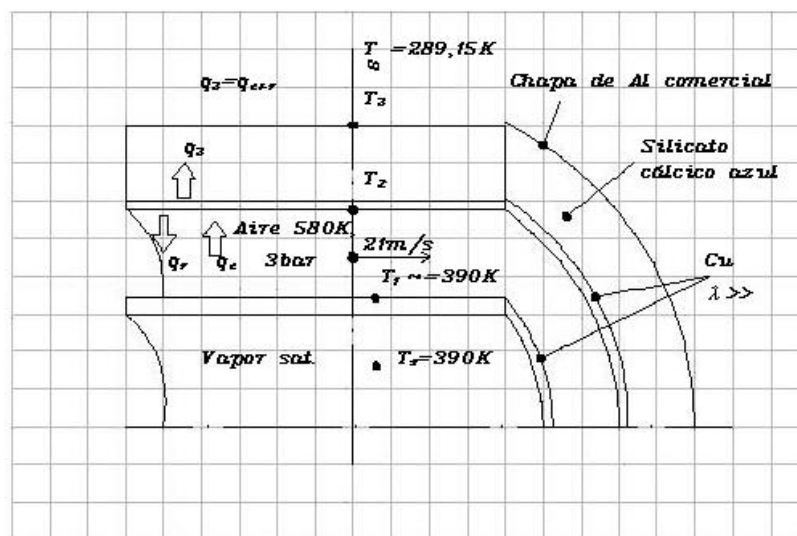


Figura 2 ejemplo 7.90.

Tomando como masa de control una rebanada del sistema, el balance, indicado en la figura 2, sería el siguiente:

$$q_c = q_r + q_{(r+c)}, \quad \text{W} \quad (1)$$

donde q_c , es el calor transferido por convección entre el aire y la tubería de 2½in,

$$q_c = h_c \pi D_2 L (T_{\text{aire}} - T_2) = h_c (0,19708)(L) (580 - T_2), \quad \text{W} \quad (2)$$

q_r , es el calor netos radiante entre las dos superficies del recinto formado por las dos tuberías concéntricas, obtenido con la fórmula (2-273) con $F_{1-2} = 1$, o la aplicación DOSSUPERFICIES, en función de T_2 , si conocemos T_1 , y q_{c+r} el disipado por la superficie externa del dispositivo,

$$q_{r+c} = q_3 = h_3 \pi D_3 L (T_3 - T_\infty) = [a + b(T_3 - 289,15)] (\pi)(0,173025)(L) (T_3 - 289,15), \quad \text{W} \quad (3)$$

potencia que podemos determinar, al ser igual al transferido a través de la pared aislante, en función de T_2 mediante las aplicaciones del paquete CALORIFUGA.

¹Al ser el Cu muy conductor, consideraremos las temperaturas de las caras interna y externa de las paredes del los tubos iguales.

Para facilitar el cálculo tendremos en cuenta que, como ya se ha indicado, el Cu es muy conductor y que el agua que circula por la tubería interior de 1½ in, está cambiando de fase y, por tanto, mantiene un coeficiente de convección en el interior de la misma, también muy grande. Con estas premisas se puede suponer que la temperatura de la pared de la tubería interior de 1½ in estará a una temperatura muy próxima a la de saturación del agua, por lo que podremos considerar $T_1 \approx 390$ K. El planteamiento final del problema se resume en la figura 2. Finalmente, recordando los problemas de aislamiento, vemos que la variable que gobierna al cálculo es T_2 , que será el valor que iteraremos, ya que T_3 , se desprenderá del cálculo del coeficiente superficial externo.

1b) El revestimiento exterior de aluminio comercial es irrelevante en cuanto a la conducción y, de acuerdo con la aplicación PROPIEDADES, tiene una emitancia gris constante igual a 0,09, de modo que con la aplicación NELSON, suponiendo una temperatura inicial superior en unos 20° a la ambiente, tendremos:

TRANSFERENCIA DE CALOR TÉCNICA: Aplicación Nelson

Identificación: P. 7.90

DATOS:

Tipo de superficie: cilindro horizontal
 Temperatura del fluido=289.150 K
 Temperatura de la superficie del recinto=289.150 K
 Temperatura inicial=310.000 K
 Velocidad=0.0000 m/s
 Diámetro del cilindro=1.7303e-01 m

Bandas:

Número	Longitud de onda (m)		Emitancia
	Inicio	Final	
1	1.0000e-50	infinito	0.090

RESULTADOS:

La ecuación es: $h=4.131482 + 0.032082 * (T_0-T_{inf})$
 El coeficiente de correlación es 0.987797

Figura 3 ejemplo 7.90.

Con esta expresión del coeficiente superficial iniciaremos el cálculo por las pérdidas externas por convección y radiación, para lo que utilizaremos la aplicación AISLA en la opción *tubería monocapa*. También se requiere una expresión lineal de la conductividad térmica del aislante. Tomando silicato cálcico azul, obtenemos unos valores de la conductividad (en SI) de 0,4999 a 300 K y 0,06888 a 500 K, valores que, mediante una hoja de cálculo, nos da la expresión $\lambda = (7)(10^{-5}) T + 0,297$, en las mismas unidades.

Ahora debemos establecer un valor para T_2 . Como la aplicación AISLA parte de la temperatura del fluido y T_2 es la temperatura de la superficie metálica, recurriremos a la estratagema de suponer un coeficiente interior muy alto, por ejemplo 10^{20} , y así suponer la temperatura del fluido igual a T_2 . Podemos suponer inicialmente $T_2 = 550$ K. Con este valor obtenemos

TRANSFERENCIA DE CALOR TÉCNICA: Aplicación Aisla

Identificación:

P 7.60

DATOS:

Opción: tubería monocapa
 Diámetro exterior de la tubería = 7.3025e-02 m
 Diámetro interior de la tubería = 6.2731e-02 m
 Temperatura interior = 550.00 K
 Coeficiente de convección interior = 100000000000000000000.00 W/K·m²
 Coeficiente superficial exterior:
 a (ordenada en el origen) = 4.13148e+00
 b (pendiente) = 3.20820e-02
 Conductividad térmica del aislante:
 c (ordenada en el origen) = 2.97000e-02
 d (pendiente) = 7.00000e-05
 Temperatura ambiente = 289.15 K

Pérdida máxima = $-2.00e+02$ W/m
 Temperatura máxima de la superficie exterior = 540.00 K

Espesores comerciales:
 Número Espesor (m)
 1 0.0500

RESULTADOS:

T3 calculada a partir de $q/L = 378.30$ K
 Diámetro exterior calculado = $1.02134e-01$ m
 Espesor de aislamiento necesario = 0.0146 m
 Espesor comercial más próximo = 0.0500 m
 Diámetro exterior finalmente tomado = $1.73025e-01$ m
 Valor final de las pérdidas = $-9.92962e+01$ W/m
 Valor final de T3 = 323.94 K

Figura 4 ejemplo 7.90.

Es decir $q_{c+tr} = q_3 = 99,2962$ W/m.

Ahora calcularemos el intercambio radiante neto entre la cara interna de la tubería de 2½ in y la superficie exterior de la tubería de 1½. Para ello necesitamos las emitancias de ambas superficies, de Cu oxidado permanente, que también se consideran grises según la aplicación PROPIEDADES, aunque dependen de la temperatura, por lo que la de la tubería interior se mantendrá constante igual a 0,5667 y la de la exterior para $T_2 = 550$ K, vale 0,5 aproximadamente. De este modo la aplicación DOSSUPERFICIES nos da el resultado mostrado en la figura 5.

TRANSFERENCIA DE CALOR TÉCNICA: Aplicación DosSuperficies

Identificación: P. 7.90

DATOS:

Factor de visión entre 1 y 2: 1.000000

Superficie	Area (m2)	Temperatura (K)	Emitancias
			Banda 1
1	0,151610	390,000	0,567
2	0,197080	550,000	0,500

Bandas:

Número	Longitud de onda (m)	
	inicial	final
1	0,0000e+00	infinito

RESULTADOS:

Superficie	Potencia (W)
1	2,3195e+02
2	-2,3195e+02

Figura 5 ejemplo 7.90.

De modo que el calor neto transferido de la superficie 2 (tubería de 2½ in) a la 1 (tubería de 1½ in) es de 231,95 W/m y la convección debería suministrar $99,2962 + 231,95 = 331,246$ W/m. Vamos a comprobar si es así. Para ello acudiremos a la aplicación GNIELINSKI del paquete NUSSELT, teniendo en cuenta que la sección del conducto no es circular. Tendremos que utilizar el diámetro hidráulico y para ello calcularemos:

$$\text{sección transversal } S = \frac{\pi[62,731^2 - 48,26^2]}{(4)(10^6)} = \frac{1,2611}{10^3} \text{ m}^2$$

$$\text{perímetro mojado } p_h = \frac{\pi[62,731 + 48,26]}{10^3} = 0,34869 \text{ m}$$

que nos dan

$$D_h = \frac{4S}{D_h} = \frac{(4)(1,2611)(10)^{-3}}{0,34869} = 0,014471, \text{ m}$$

En cuanto al caudal aparente, de acuerdo con el Apéndice C, será el real:

$$\dot{m} = u_{p_{580K, 2bar}} S = (21)(1,7998)(1,2611)(10)^{-3} = 0,0476641, \text{ kg/s}$$

corregido

$$\dot{m}^* = \dot{m} \frac{4\pi S}{P_h^2} = \frac{(0,047664)(4)(\pi)(1,2611)(10)^{-3}}{(0,34869)^2} = 6,212, \text{ kg/s}$$

Con estos datos, la aplicación GNIELINSKI nos da los resultados de la figura 1.

TRANSFERENCIA DE CALOR TÉCNICA: Aplicación Nusselt

Identificación: P. 7.90

DATOS:

Tipo de fluido: Gas
Nombre: aire
Temperatura del fluido = 580.0 K
Temperatura de la pared = 550.0 K
Presión inicial = 3.0e+05 Pa
Diámetro interior = 1.4471e-02 m
Caudal másico del fluido = 6.212e-03 kg/s
Longitud total del tubo = 6.10e+01 m
Longitud inicial del tubo = 6,00e+01 m

RESULTADOS:

COEFICIENTE DE CONVECCIÓN FORZADA RÉGIMEN TURBULENTO SIN CORRECCIÓN EFECTO DE ENTRADA.
GNIELINSKI

hcinf = 1.507e+02 W/K·m²

Este coeficiente de convección es válido para $Lo > 60Di$

CORRECCIÓN DEL EFECTO DE ENTRADA. AL-ARABI

Al = 1.00

COEFICIENTE DE CONVECCIÓN FORZADA RÉGIMEN TURBULENTO CON CORRECCIÓN DEL EFECTO DE ENTRADA

hcint = 1.507e+02 W/K·m²

PÉRDIDA DE CARGA

DP = 7.2865e+02 Pa

Figura 5 ejemplo 7.90.

Con este coeficiente de convección tendremos en (2):

$$q_c = h_c (0,19708)(L) (580 - T_2) = (150,7)(0,19708)(1) (580 - 550) = 891,0 \text{ W/m}$$

frente a los 208,608, W/m que disipa la superficie.

Para establecer un nuevo valor de T_2 , observemos que si esta temperatura aumenta, tanto q_r como q_{r+c} (q_3) (es decir, la disipación, **aumentan**, mientras que q_c (es decir, la aportación) **disminuye**, y viceversa. En consecuencia, según los cálculos anteriores, T_2 ha de ser mayor que 550 K. Con pocas iteraciones llegamos a un valor de $T_2 = 567$ K, que nos da las potencias por metro de conducto siguientes

- Para la disipación externa por radiación y convección:

TRANSFERENCIA DE CALOR TÉCNICA: Aplicación Aisla

Identificación: P 7.90

DATOS:

Opción: tubería monocapa

Diámetro exterior de la tubería = 7.3025e-02 m

Diámetro interior de la tubería = 6.2731e-02 m

Temperatura interior = 567.00 K

Coefficiente de convección interior = 10000000000000000000.00 W/K·m²

Coefficiente superficial exterior:

a (ordenada en el origen) = 4.13148e+00

b (pendiente) = 3.20820e-02

Conductividad térmica del aislante:

c (ordenada en el origen) = 2.97000e-02

d (pendiente) = 7.00000e-05

Temperatura ambiente = 289.15 K

Pérdida máxima = -2.00e+02 W/m

Temperatura máxima de la superficie exterior = 566.00 K

Espesores comerciales:

Número	Espesor (m)
1	0.0500

RESULTADOS:

T3 calculada a partir de $q/L = 375.72$ K

Diámetro exterior calculado = 1.06435e-01 m

Espesor de aislamiento necesario = 0.0167 m

Espesor comercial más próximo = 0.0500 m

Diámetro exterior finalmente tomado = 1.73025e-01 m

Valor final de las pérdidas = -1.06981e+02 W/m

Valor final de T3 = 326.14 K

Figura 6 ejemplo 7.90.

- Para la disipación interna por radiación:

TRANSFERENCIA DE CALOR TÉCNICA: Aplicación DosSuperficies

Identificación:

P 7.90

DATOS:

Factor de visión entre 1 y 2: 1.000000

Superficie	Area (m2)	Temperatura (K)	Emitancias
			Banda 1
1	0,151610	390,000	0,567
2	0,197080	567,000	0,500

Bandas:

Número	Longitud de onda (m)
	inicial final
1	0,0000e+00 infinito

RESULTADOS:

Superficie	Potencia (W)
1	2,7215e+02
2	-2,7215e+02

Figura 7 ejemplo 7.90.

De modo que las pérdidas serán: $106,981 + 272,15 = 379,131$ W/m.
En cuanto a la convección interna, tendremos:

TRANSFERENCIA DE CALOR TÉCNICA: Aplicación Nusselt

Identificación:

p 7.90

DATOS:

Tipo de fluido: Gas
Nombre: aire
Temperatura del fluido = 580.0 K
Temperatura de la pared = 567.0 K
Presión inicial = 3.0e+05 Pa
Diámetro interior = 1.4471e-02 m
Caudal másico del fluido = 6.212e-03 kg/s
Longitud total del tubo = 6.10e+01 m
Longitud inicial del tubo = 6,00e+01 m

RESULTADOS:

COEFICIENTE DE CONVECCIÓN FORZADA RÉGIMEN TURBULENTO SIN CORRECCIÓN EFECTO DE ENTRADA.
GNIELINSKI

$hc_{inf} = 1.4905e+02$ W/K·m²

Este coeficiente de convección es válido para $Lo > 60Di$

CORRECCIÓN DEL EFECTO DE ENTRADA. AL-ARABI

$A_1 = 1.00$

COEFICIENTE DE CONVECCIÓN FORZADA RÉGIMEN TURBULENTO CON CORRECCIÓN DEL EFECTO DE ENTRADA

$hc_{int} = 1.4905e+02$ W/K·m²

PÉRDIDA DE CARGA

$DP = 7.2027e+02$ Pa

Figura 8 ejemplo 7.90.

o sea

$$q_c = (149,05)(0,1970983)(1)(580 - 567) = 381,91 \text{ W/m}$$

valor que respecto a 379,13 W/m, significa una discrepancia entre la temperatura real y la supuesta inferior a 0,1°, por lo que no proseguiremos los cálculos.

Así pues las respuestas son $T_2 = 567$ K y $T_3 = 326,1$ K.

2) De acuerdo con la figura 1a, podemos plantear las ecuaciones:

$$T_m = \frac{(T_A + T_B)}{2} = 580 \text{ K}$$

y²

$$\left(\frac{q}{L}\right) = (380,5)(0,1) = \dot{m}_{\text{aire}} \bar{c}_{\text{aire}} (T_A - T_B) = (0,047664)(1,047)(T_A - T_B) \text{ W}$$

sistema de ecuaciones que resuelto nos da $T_A = 580,38 \text{ K}$ y $T_B = 579,62,1 \text{ K}$.

$$2(0,5)(379,13 + 381,90) = 380,5 \text{ W/m.}$$

Solución 7.128:

La fórmula correcta a emplear (corregida definitivamente) es:

$$\left(\frac{q}{A}\right)_o = \frac{0,0172414 \lambda_l Re_L Pr^{0,5}}{L^* (Re_L^{0,75} + 150,86207 Pr^{0,5} - 253)} (T_o - T_s) \quad (1)$$

con

$$L^* = \left(\frac{v_l^2}{g}\right)^{1/3} \quad (2)$$

y

$$Re_L = \frac{4 \frac{\dot{m}}{b}}{\mu} = \frac{4 \Gamma}{\mu} \quad (3)$$

Ambas preguntas las resolveremos con el balance de energía, que establece que el flujo de calor transferido a la placa es igual al calor perdido por el vapor saturado a T_s , al transformarse en condensado a la temperatura de la placa, a T_o :

$$\left(\frac{q}{A}\right)_o = \frac{\Gamma \Delta H'_{\text{vap.}}}{L} \quad \text{W/m de anchura} \quad (4)$$

donde utilizamos un calor de vaporización ficticio que incluye el cambio de calor sensible del condensado entre T_s y T_o .

$$\Delta H'_{\text{vap.}} = \Delta H_{\text{vap.}} (1 + 0,68 Ja) \quad , \quad \text{J/kg} \quad (5)$$

Finalmente recordemos que las propiedades del líquido se determinan a la temperatura media entre la de la saturación y la de la placa y las del vapor, a la de saturación.

Así, con la aplicación PROPIEDADES (opción *Varias Propiedades*) obtenemos para el líquido a 90°C [(100 + 80)/2]:

$$(c_p)_l = 4.204,9 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} ; \quad \Delta H_{\text{vap.}} = 2.278.695 \frac{\text{J}}{\text{kg}} ; \quad \lambda_l = 0,6759 \frac{\text{W}}{\text{K m}}$$

$$\rho_l = 965,13 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} ; \quad \sigma = 0,06047 \frac{\text{N}}{\text{m}} ; \quad \mu_l = (3,113)(10^{-4}) \text{ daP}$$

(No necesitamos propiedades del vapor).

a) Con los valores de las propiedades anteriores tenemos

$$L^* = \left(\frac{v_l^2}{g}\right)^{1/3} = \left[\frac{\left(\frac{(3,113)(10^{-4})}{965,13}\right)^2}{9,81}\right]^{1/3} = (2,19705)(10^{-5}) \text{ , m} \quad (7)$$

$$Re_L = \frac{4 \Gamma}{\mu} = \frac{(4)(0,16)}{(3,113)(10^{-4})} = 2.055,895 \quad (8)$$

$$Pr = \frac{\mu_l c_p}{\lambda_l} = 1,936655 \quad (9)$$

$$Ja = \frac{(c_p)_l (T_o - T_s)}{\Delta H_{\text{vap.}}} = \frac{(4.204,9)(100 - 80)}{2.278.695} = 0,0369062$$

y

$$\Delta H'_{\text{vap.}} = \Delta H_{\text{vap.}}(1 + 0,68 Ja) = (2.278.695)[1 + (0,68)(0,0369062)] = 2.334.573,5 \text{ J/kg} \quad (11)$$

De este modo de (1) y (4) obtenemos la longitud

$$L = \left[\frac{L^* (Re_L^{0,75} + 150,86207 Pr^{0,5} - 253)}{0,0172414 \lambda_l Re_L Pr^{0,5}} \right] \left(\frac{\Gamma \Delta H_{\text{vap.}}}{T_o - T_s} \right) = 3,23 \text{ m} \quad (12)$$

b) Con los mismos valores de las propiedades, haciendo $L = 4 \text{ m}$ en (12) y teniendo en cuenta (3),

$$\frac{(0,0172414)(0,6759) \left[\frac{4 \Gamma}{(3,113)(10^{-4})} \right] (1,936655)^{0,5} (20)}{(2,1978)(10^{-5}) \left[\left[\frac{4 \Gamma}{(3,113)(10^{-4})} \right]^{0,75} + (150,86207)(1,936655)^{0,5} - 253 \right]} = (2.335.881,64) \Gamma \quad (13)$$

dividiendo ambos miembros por Γ , podemos despejar directamente $\Gamma^{0,75}$ del denominador, obteniendo finalmente $\Gamma = 0,205 \text{ kg/s m}$.

OBSERVACIÓN. Caso de utilizarse la fórmula con el mismo objeto propuesta en el problema 7.27:

$$\left(\frac{q}{A} \right)_o = \frac{\lambda_l}{L^*} \left(\frac{1}{Re_L^{0,44}} + \frac{5,82 Re_L^{0,8} Pr^{1,3}}{10^6} \right)^{0,5} (T_o - T_s)$$

se ha de recurrir a la herramienta *buscar objetivo* de la hoja de cálculo para resolver el caso en el que el caudal es la incógnita. Utilizando esta última fórmula, los resultados son $L = 3,0 \text{ m}$ y $\Gamma = 0,207 \text{ kg/s m}$, respectivamente.

Solución 7.133:

a) El dibujo del sistema corresponde a la figura 7.8, con el líquido a $P_s = 2 \text{ atm.}$ y la placa a $T_o > T_s$. Ante todo hemos de determinar la temperatura de saturación, lo que haremos tanteando con la aplicación PROPIEDADES, la temperatura que nos dé la presión de saturación indicada, obteniendo:

$$P_s = 2,0 \text{ atm. ; } T_c = 393,839 \text{ K}$$

Con esta información ya podremos hallar los valores de las propiedades necesarias, que serán las que intervienen en la expresión (7-115"), que vamos a poner con las propiedades explícitas:

$$\begin{aligned} \left(\frac{q}{A}\right)_o &= \frac{\lambda_1}{D_c} \frac{Ja^2}{C_{fs}^3 Pr_1^2} (T_o - T_s) = \frac{\lambda_1}{D_c} \left(\frac{c_{p1}}{\Delta H_{vap.}}\right)^2 \frac{(T_o - T_s)^3}{C_{fs}^3 Pr_1^2} = \\ &= \frac{\lambda_1^3}{\Delta H_{vap.}^2 D_c \mu_1^2} \frac{(T_o - T_s)^3}{C_{fs}^3} = F(T_s) \left(\frac{T_o - T_s}{C_{fs}}\right)^3 = F(T_s) \left(\frac{\Delta T}{C_{fs}}\right)^3 \end{aligned} \quad (1)$$

pues conociendo el flujo de calor, con ella hallamos ΔT y

$$h_c = \frac{\left(\frac{q}{A}\right)_o}{\Delta T} = F(T_s) \frac{\Delta T^2}{C_{fs}^3}, \frac{W}{m^2 K} \quad (2)$$

Para esta combinación sólido-fluido, C_{fs} es igual, según la tabla 7.2, a 0,0068, de modo que, un vez fijada la pareja superficie-fluido, el flujo de calor es función de la temperatura T_s de saturación del fluido y del recalentamiento ΔT de la superficie. Recordando que, según (7-109),

$$D_c = \left[\frac{\sigma}{g (\rho_l - \rho_g)} \right]^{0,5} \quad (3)$$

las propiedades necesarias son la mostradas en la figura 1, en la que se recogen a otras presiones, con vistas a la pregunta b).

T_s , K	P_s , bar	$\Delta H_{vap.}$, J/kg	σ , N/m	ρ_l	ρ_g	λ_1 , W/K m	μ_1 , DaP
373,15	1,01261	2256944	0,05859	958,12	0,5977	0,6807	2,79e-4
393,839	2,0265	2200320	0,05459	942,28	1,1433	0,6867	2,285e-4
450	9,30082	2023836	0,04294	890,22	4,8059	0,6781	1,521e-4
500	26,3473	1816594	0,03159	831,49	13,3382	0,6418	1,178e-4
545	56,6236	1534485	0,02088	764,64	31,0256	0,5868	9,876e-5
551	62,1077	1484547	0,01945	754,32	34,8231	0,5778	9,675e-5
585,023	101,325	1114883	0,01152	686,37	70,7495	0,5192	8,701e-5

Figura 1 problema 7.35. Propiedades de la sustancia agua a varias temperaturas (presiones) de saturación.

Con los valores de la 3ª fila de la figura 1, tenemos en (3):

$$D_c = \left[\frac{\sigma}{g (\rho_l - \rho_g)} \right]^{0,5} = \left[\frac{(0,05459)}{9,81 (942,28 - 1,1433)} \right]^{0,5} = 0,00243162 \text{ m}$$

y de (1)

$$F(T_s) = \frac{\lambda_1^3}{\Delta H_{\text{vap.}}^2 D_c \mu_1^2} = \frac{0,6867^3}{(2200320)^2 (0,00243162) (0,0002285)^2} = 5,263819e-4 \text{ W/m}^2 \text{ K}^3$$

de modo que

$$\left(\frac{q}{A} \right)_o = 200.000 \text{ W/m}^2 = F(T_s) \left(\frac{T_o - T_s}{C_{fs}} \right)^3 = \frac{5,263581}{10^4} \left(\frac{\Delta T}{0,0068} \right)^3$$

de donde despejamos el incremento de $4,923778^\circ$ sobre la temperatura de saturación, que debe mantener la temperatura de la superficie de cobre para proporcionar el flujo de 200.000 W/m^2 .

Con este incremento de temperatura el valor, según (2), del coeficiente de convección ha de ser igual a:

$$h_c = \frac{200.000}{4,923778} = 40.619,2 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Para dar por bueno este resultado nos queda comprobar que, en estas condiciones, es posible alcanzar mediante ebullición nucleada el flujo de 200 kW/m^2 . Para ello debemos calcular, con la fórmula (7-116), el flujo máximo a la temperatura de saturación de $393,839 \text{ K}$. Podemos ahorrarnos este cálculo con la figura 1 del problema 7.35, que da, en función de la temperatura de saturación, el flujo máximo que se puede mantener con ebullición nucleada. Con dicha figura vemos que a unos 394 K el flujo máximo es aproximadamente 1.800 kW/m^2 , mucho mayor que los 200 kW/m^2 que tenemos en nuestro caso, por lo que no existe ningún problema para obtener con ebullición nucleada el flujo postulado.

b) Extenderemos el rango de presiones hasta 100 atm. , para incluir la zona que permite el máximo flujo de calor por ebullición (véase la figura 1 del problema 7.35 citada) y para los puntos intermedios partiremos de las temperaturas de saturación directamente para facilitar el cálculo, véase la figura 1.

Con el proceso anterior y las propiedades de la figura 1, obtenemos los valores mostrados en la 3ª y 4ª columnas de la figura 2 siguiente:

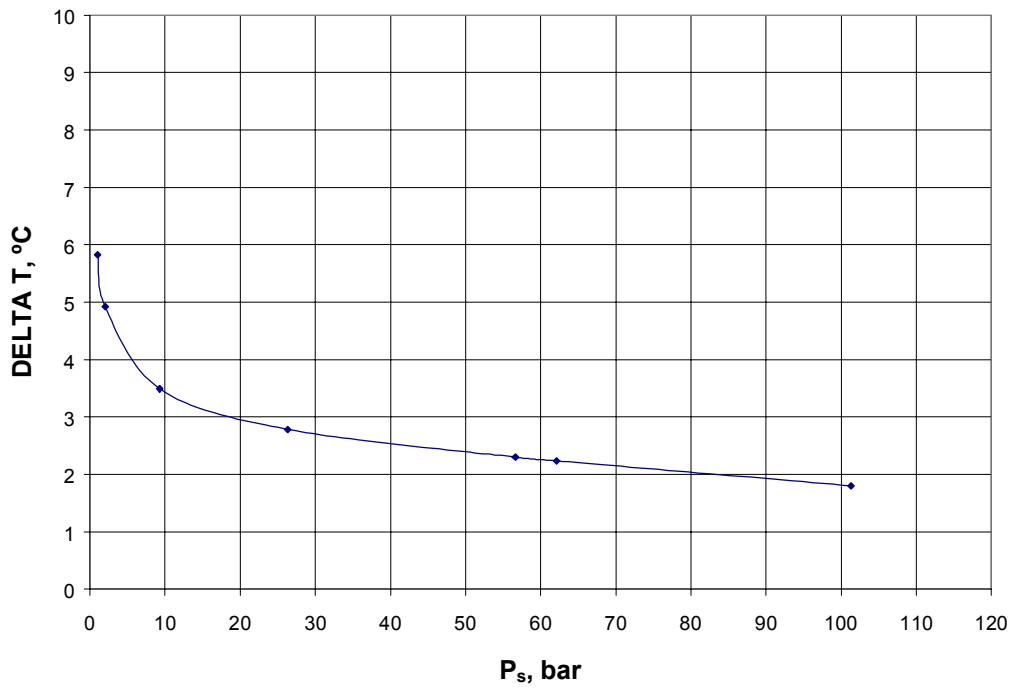
P_s , bar	$F(T_s)$, $\text{W/m}^2 \text{ K}^3$	ΔT , °	h_c , $\text{W/m}^2 \text{ K}$	$(q/A)_{\text{máx.}}$, kW/m^2
1,01261	3,185655e-4	5,8226	34.348,7	1.250
2,0265	5,263819e-4	4,9238	40.619,2	1.800
9,30082	1,4799757e-3	3,4895	57.314,2	2.900
26,3473	2,9098663e-3	2,78545	71.801,8	3.950
56,6236	5,1652540e-3	2,3005	86.937,7	4.475
62,1077	5,6329340e-3	2,2350	89.486,2	4.500
101,325	1,0769160e-2	1,8008	111.063,6	3.500

Figura 2 problema 7.35. Recalentamientos y coeficientes de convección a varias temperaturas (presiones) de saturación.

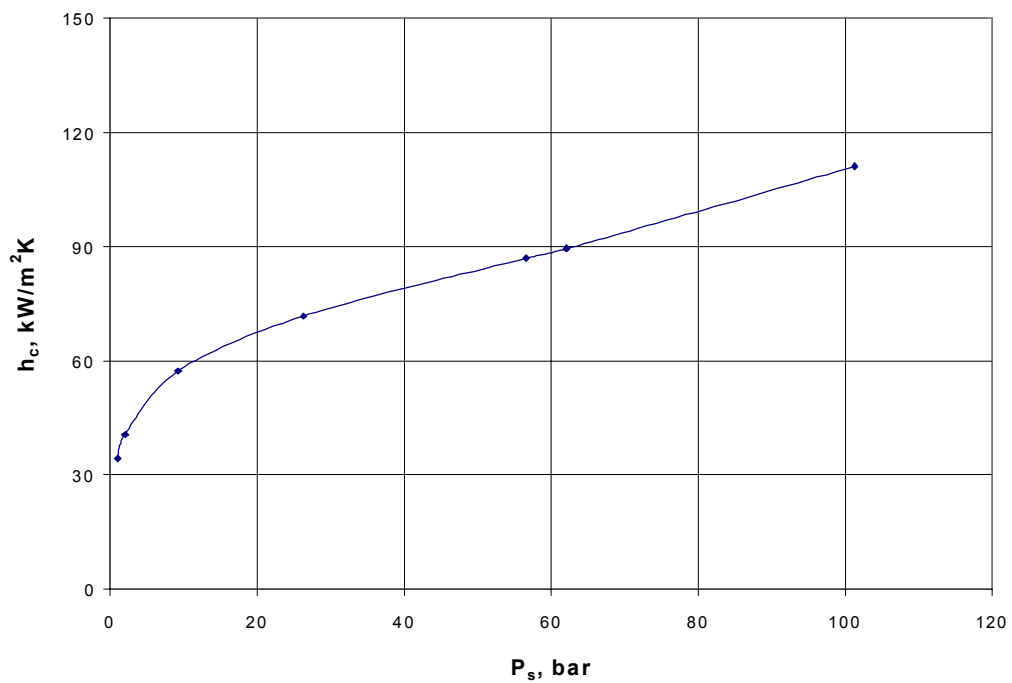
Incluimos en la última columna un valor aproximado, obtenido de la figura 1 del problema 7.35, del flujo máximo con ebullición nucleada, para comprobar que podemos obtener los 200 kW/m^2 .

Nótese como, a medida que aumenta la presión (temperatura) de saturación, P_s , disminuye el recalentamiento necesario y aumenta el coeficiente de convección de modo que, al alcanzar la temperatura crítica ($647,13 \text{ K}$), se

hacen cero e infinito, respectivamente.
En las figuras 3a y 3b mostramos las representaciones pedidas.



(a)



(b)

Figura 3 problema 7.35. Recalentamiento y coeficiente de convección en función de la presión de saturación con un flujo de calor constante, para agua.

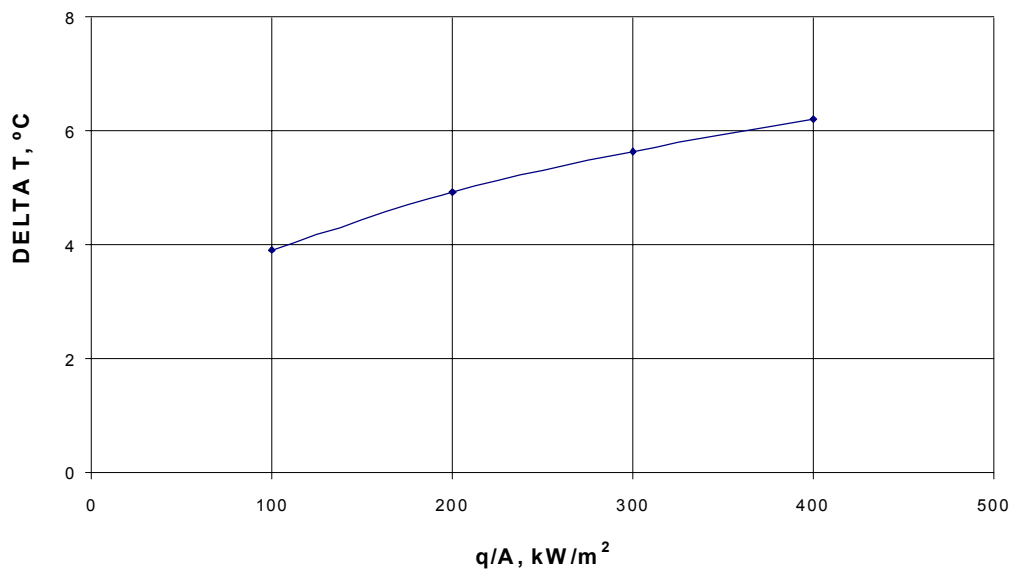
c) De acuerdo con (1), si la presión permanece constante

$$\Delta T = C_{fs} \left[\frac{\left(\frac{q}{A} \right)_o}{F(T_s)} \right]^{1/3} = \frac{8,419542}{10^2} \left(\frac{q}{A} \right)_o^{1/3}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4)$$

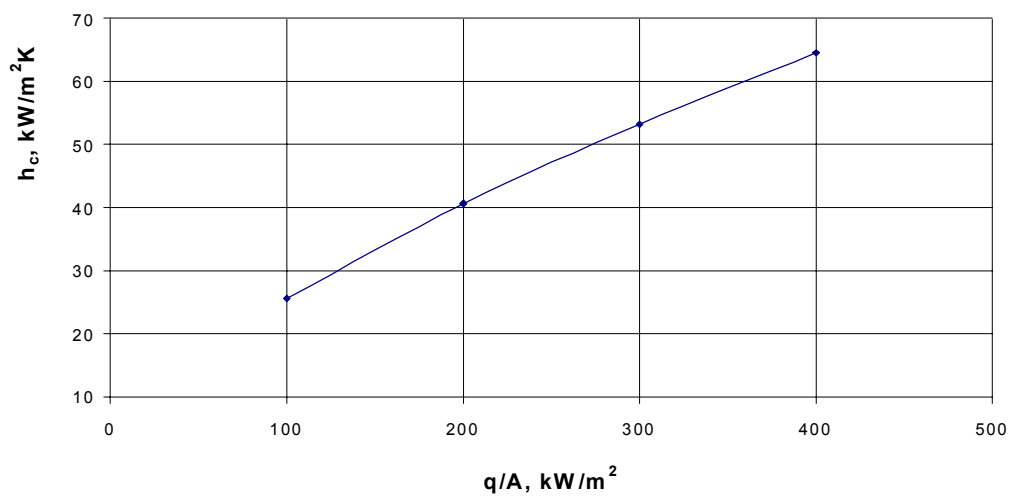
y

$$h_c = F(T_s)^{1/3} \frac{\left[\left(\frac{q}{A} \right)_o \right]^{2/3}}{C_{fs}} = 11,87713 \left(\frac{q}{A} \right)_o^{2/3}, \text{ W/m}^2\text{K} \quad (5)$$

que nos permiten dibujar las figuras 4a y 4b.



(a)



(b)

Figura 4 problema 7.35. Recalentamiento, figura (a), y coeficiente de convección, figura (b), en función del flujo de calor, para agua saturada a 2 atm.

Solución ejemplo 14.3 (Problema 7.194)

a) El proceso, la nomenclatura y los datos, se reflejan en la figura 1:

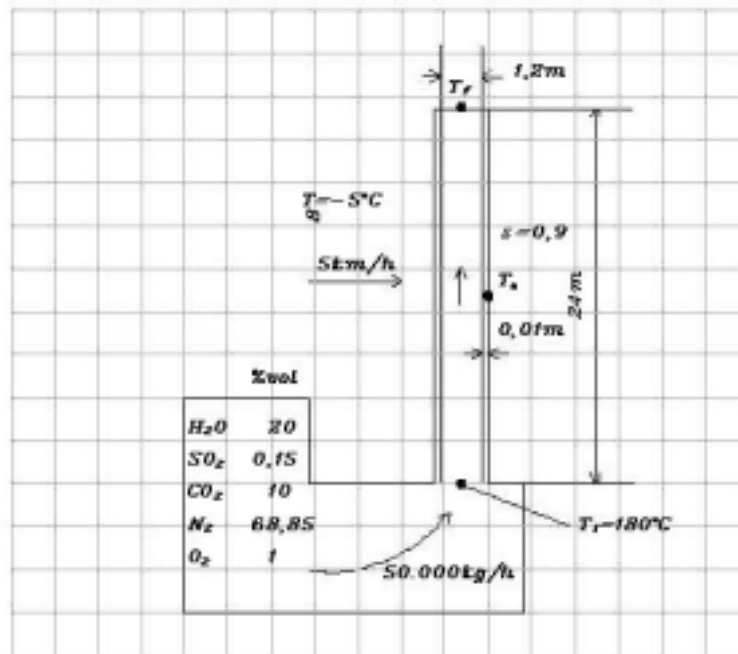


Figura 1 ejemplo 14.3

Como sólo uno de los fluidos cambia la temperatura a lo largo del sistema, podemos emplear la fórmula (3-126a''):

$$T_F = T_\infty - (T_\infty - T_1) \exp\left(-\frac{U_i A_i}{\dot{C}_h}\right) \quad (1)$$

siendo T_1 la temperatura inicial de los humos, T_F la final cuando $x = L$ y $\dot{C}_h = \dot{m}_h c_h$ el producto del caudal másico de los humos por su calor específico. Al ser el fluido que circula por el interior del conducto el que cambia su temperatura, si el coeficiente exterior es conocido y el régimen es turbulento, esta ecuación la resuelve, efectuando el cálculo del coeficiente de convección interior, la aplicación CAMBIOISOTERMO. Para emplearla la primera operación será determinar el coeficiente superficial exterior, h_o , para lo que precisamos la temperatura de la cara exterior de la chimenea, también desconocida. En teoría variará a lo largo de la longitud de la chimenea, los 24 m, pero usaremos un valor medio calculado a una temperatura media del gas. Podemos iniciar el cálculo con la aplicación NELSON y la opción de temperatura conocida, tomada igual a $(180 - 5)/2 = 87,5^\circ\text{C} \approx 360 \text{ K}$, obteniendo el resultado mostrado en la figura 2. La velocidad del viento en SI es $25/3,6 = 6,944 \text{ m/s}$.

TRANSFERENCIA DE CALOR TÉCNICA: Aplicación Nelson

Identificación: P. 7.194

DATOS:

Tipo de superficie: cilindro vertical
 Temperatura del fluido=268.150 K
 Temperatura de la superficie del recinto=268.150 K
Temperatura conocida en la superficie=360.000 K
 Velocidad=6.9440 m/s
 Diámetro del cilindro=1.2200e+00 m

Bandas:

Número	Longitud de onda (m)	Emitancia
	Inicio Final	
1	1.0000e-50 infinito	0.900

RESULTADOS:

El valor de h es: $h = 20.604 \text{ W/K}\cdot\text{m}^2$

Figura 2 ejemplo 14.3. (indicamos en negrita el valor que debemos ajustar).

Admitiendo este valor y con la información del enunciado, para completar los datos todavía debemos establecer la conductividad de la pared de la chimenea. Tomando el acero de 0,1% de C a 360 K, la conductividad térmica de la pared de la misma será de 55,9 W/K m. Asimilando los humos a aire, podemos ejecutar la aplicación CAMBIOISOTERMO, obteniendo los resultados mostrados en la figura 3 [sólo retenemos la solución¹ correspondiente a la ecuación de Gnielinski, (7-625)].

TRANSFERENCIA DE CALOR TÉCNICA: Aplicación Cambioisotermo

Identificación: P. 7.194

DATOS:

Tipo fluido: Gas
Nombre: aire
Sección del conducto: Circular
Temperatura inicial = 453,150 K
 $L = 3,400\text{e}+01 \text{ m}$
 $Lo = 1,000\text{e}+01 \text{ m}$
Temperatura sat. fluido exterior = 268,150 K
 $ho = 20.6 \text{ W/K}\cdot\text{m}^2$
Conductividad térmica pared del tubo = 5,590e+01 W/K·m
Presión inicial = 1,00000e+05 Pa
Caudal másico de gas = 1,38889e+01 kg/s
Diámetro interior del tubo = 1,200e+00 m
Diámetro exterior del tubo = 1,220e+00 m
Coeficiente de ensuciamiento interior = 0,000e+00 K·m²/W
Coeficiente de ensuciamiento exterior = 0,000e+00 K·m²/W

SOLUCIONES SEGÚN LOS DIFERENTES MODELOS:

GNIELINSKY
 $G = 12,2805 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$
Temperatura media = 446,51997 K
Calor específico medio = 1022,762 J/kg·K
Conductividad media = 3,608974e-02 W/K·m
Viscosidad media = 2,479446e-05 daP
 $T_{\text{pared}} = 367,949088 \text{ K}$
Viscosidad temp. pared = 2,158742e-05 daP
 $Re_D = 594349,63$
 $Cf = 0,003182$
Pérdida de carga = 26,3 Pa
 $Pr = 0,7$
 $hi = 26,51 \text{ W/K}\cdot\text{m}^2$
 $T_{\text{final}} = 439,88994 \text{ K}$
Potencia transferida = -188359,7 W
Ordenada Metais-Eckert = 588241,8
Abscisa Metais-Eckert = 84127810,0

Figura 3 ejemplo 14.3. (indicamos en negrita el valor que debemos ajustar).

Para aplicar estos resultados, la única comprobación que se ha de efectuar es ver si la ecuación utilizada por la aplicación es la adecuada para calcular el coeficiente interior, lo que indican las coordenadas del mapa de Metais-Eckert (véase la figura 7.50 del texto) que aparecen en la ventana de resultados. La figura 3 junto con la 7.50, nos muestran, que en este caso la convección será claramente forzada turbulenta, por lo que la ecuación de Gnielinski es adecuada.

La temperatura de pared mostrada en la figura 3 es la cara interior de la misma, por lo que la correspondiente exterior será, de acuerdo con la fórmula de Peclét,

¹ Nótese que la opción SHACK-KRAUSSOLD, (1-29), no opera correctamente para aire.

$$T_o = \frac{q}{h_o \pi D_o L} + T_\infty = \frac{188.359.7}{(20,604)\pi(1,22)(24)} + 268,15 = 367,5338 \text{ K} \quad (2)$$

Con este valor volvemos a ejecutar la aplicación NELSON, obteniendo $h_o = 20,859 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, que con CAMBIOISOTERMO nos permite hallar, suponiendo invariable la conductividad térmica de la pared, una temperatura final del aire de 439,800 K (con una temperatura media de 446,475 K y una interna de la pared de 367,406 K) y una potencia disipada de 189.642,7 W, que, a su vez, nos da una temperatura T_o externa media de la chimenea de 366,987 K, véase la figura 4.

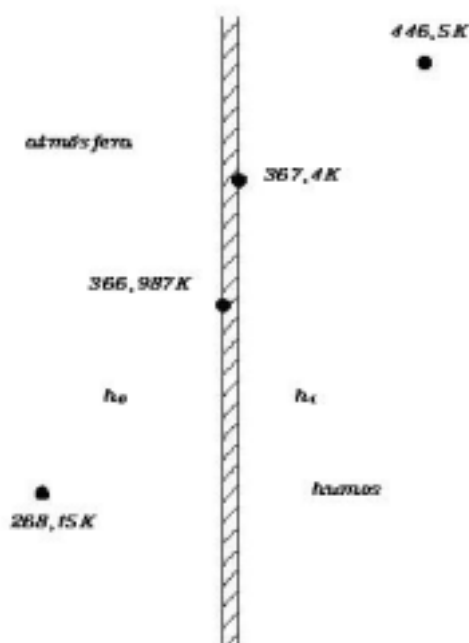


Figura 4 ejemplo 14.3

Este resultado es suficientemente aproximado para que podamos afirmar que, al ser el punto de rocío de los humos de 150°C (423,15 K) muy inferior a la temperatura final obtenida, no se producirá corrosión en el interior de la chimenea.

Si queremos tener en cuenta que los humos no son aire, nos encontramos con que la aplicación CAMBIOISOTERMO no prevé la introducción de materias no incluidas en la base de datos de PROPIEDADES, por lo que tendremos que recurrir a la aplicación GNIELINSKI del paquete NUSSELT, que sí permite introducir las propiedades del fluido. Lo primero que deberemos hacer será determinar las propiedades requeridas, que según la ventana de datos de GNIELINSKI son las viscosidades y los Pr a las temperaturas media y de pared, es decir: las viscosidades, las conductividades térmicas y los calores específicos.

Inicialmente supondremos las temperaturas media e interior de la pared mostradas en la figura 4, obtenidas con aire, es decir 446,5 K y 367,4 K, respectivamente. Para estas temperaturas y una mezcla del 20% de vapor de agua; 0,15% de dióxido de azufre; 10% de dióxido de carbono; 68,85% de nitrógeno y 1% de oxígeno, obtenemos, con la opción *Propiedades de Mezclas* de la aplicación PROPIEDADES, los valores siguientes:

T , K	Viscosidad, daP	calor específico, J/kg K	Conductividad térm., W/K m	Pr
367,4	0,0000188	1226,9	0,02847	0,81
446,5	0,0000221	1227	0,03418	0,7926

Con estos valores ya podemos ejecutar la aplicación GNIELINSKI, obteniendo, con la condición de entrada correspondiente a la existencia de zona de amortiguamiento (Al-Arabi), los resultados indicados en la figura 5.

TRANSFERENCIA DE CALOR TÉCNICA: Aplicación Nusselt

Identificación: P. 7.194

DATOS:

Tipo de fluido: Gas
Nombre: humos
Temperatura del fluido = 446.5 K
Temperatura de la pared = 367.4 K
Presión inicial = 1.01e+05 Pa
Diámetro interior= 1.20e+00 m
Caudal másico del fluido = 1.38889e+01 kg/s
Longitud total del tubo = 3.40e+01 m
Longitud inicial del tubo = 1,00e+01 m
Número de Prandtl = 0,7926
Prandtl en la pared = 0,81
Viscosidad a la temperatura del fluido = 2.208e-05 Pa·s
Viscosidad a la temperatura de la pared= 1.88e-05 Pa·s

RESULTADOS:

EL COEFICIENTE DE FRICCIÓN SERÁ:
Cf = 2.9996e-03

EL NÚMERO DE NUSSELT CORRESPONDIENTE ES:
Nu = 9.5175e+02

Figura 5 ejemplo 14.3

Con este valor del número de Nusselt tendremos:

$$Nu_D = 951,75 = \frac{h_i D_i}{\lambda} = \frac{(h_i)(1,2)}{0,03418} = 35,10825 h_i \quad (3)$$

de donde $h_i = 27,109 \text{ W/m}^2 \text{ K}$. Admitiendo el coeficiente exterior para una temperatura de la superficie de 366,987 K, redondeado, obtenemos $h_o = 21 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ y la aplicación U del paquete NUSSELT, nos da el valor del coeficiente global de transferencia, referido a la superficie interior, mostrado en la figura 6:

TRANSFERENCIA DE CALOR TÉCNICA: Aplicación Nusselt

Identificación: Ejemplo P. 7.194

DATOS:

Temperatura del fluido exterior = 268.15 K
Temperatura del fluido interior = 446.50 K
Diámetro interior= 1.2e+00 m
Diámetro exterior= 1.22e+00 m
Coeficiente de convección exterior = 2.10e+01 W/K·m²
Coeficiente de convección interior = 2.7109e+01 W/K·m²
Conductividad térmica de la pared del tubo = 5.59e+01 W/K·m
Coeficiente de ensuciamiento interior = 0.00e+00 m²·K/W
Coeficiente de ensuciamiento exterior = 0.00e+00 m²·K/W

RESULTADOS:

U REFERIDO AL DIÁMETRO INTERIOR
U_{int} = 1.1918e+01 W/K·m²

T pared interior = 368.089 K
T pared exterior = 367.712 K

Figura 6 ejemplo 14.3

Como las temperaturas de pared son análogas a las de la figura 4, con este valor y el área interior de transferencia de la chimenea, igual a $(\pi)(1,2)(24) = 90,477868 \text{ m}^2$, podemos aplicar la fórmula (1) indicada al iniciar la resolución de este problema.

$$T_F = T_\infty - (T_\infty - T_1) \exp\left(-\frac{U_i A_i}{\dot{C}_h}\right) =$$

$$= 268,15 - (268,15 - 453,15) \exp\left[-\frac{(11,918)(90,477868)}{(1,227)(13,8889)}\right] = 441,807 \text{ K}$$

Temperatura que es superior a la obtenida al suponer aire, lo que nos indica que el cálculo suponiendo éste último es más conservador y añade un factor de seguridad, lo que no es un inconveniente. Por este motivo no tiene demasiado interés iterar para ajustar mejor los resultados.

Nótese que el hecho de que la temperatura obtenida para una misma altura con la composición real de los humos, sea superior a la correspondiente a suponer aire, cabía esperarlo porque podemos ver que, para las mismas temperaturas, el calor específico de los humos es superior al del aire, 1.227 J/kg K frente a 1.022,76 J/kg K y el coeficiente de convección interior, inferior (27,1 W/m² K frente a 26,5) y, en consecuencia, el enfriamiento será menor y el calor perdido también.

Si queremos proseguir para aumentar la precisión, para verificar el valor del coeficiente superficial exterior, h_o , calcularemos la potencia perdida como

$$q = \dot{m} c_p (T_1 - T_F) \quad (4)$$

con c_p a la temperatura media $0,5(T_1 + T_F)$.

Para contestar a la segunda parte de la pregunta a) hemos de emplear la composición real de los humos y la temperatura final, igual a la de rocío, 423,15 K. En este caso conocemos la temperatura media de los humos, igual a

$$T_m = \frac{(T_1 + T_F)}{2} = \frac{(453,15 + 423,15)}{2} = 438,15 \text{ K} \quad (5)$$

pero no la media de la pared ni los coeficientes exterior e interior, que deberemos ajustar. Conocidos estos, la longitud pedida, obtenida a partir de (1), será:

$$L = -\frac{\dot{C}_h}{U_i \pi D_i} \ln \frac{T_F - T_\infty}{T_1 - T_\infty} = \left[-\frac{(1,226,1)(13,8889)}{(U_i)(\pi)(1,2)} \right] \ln \frac{423,15 - 268,15}{453,15 - 268,15} = \frac{799,2191}{U_i} \text{ m} \quad (6)$$

Admitiendo una temperatura exterior de la chimenea de $367,712 + 423,15 - 441,807 \approx 349 \text{ K}$, el coeficiente exterior será el mostrado en la figura 7:

TRANSFERENCIA DE CALOR TÉCNICA: Aplicación Nelson

Identificación: P. 7.194

DATOS:

Tipo de superficie: cilindro vertical
 Temperatura del fluido=268.150 K
 Temperatura de la superficie del recinto=268.150 K
Temperatura conocida en la superficie=349.000 K
 Velocidad=6.9440 m/s
 Diámetro del cilindro=1.2200e+00 m

Bandas:

Número	Longitud de onda (m)	Emitancia
	Inicio Final	
1	1.0000e-50 infinito	0.900

RESULTADOS:

El valor de h es: $h = 20.245 \text{ W/K}\cdot\text{m}^2$

Figura 7 ejemplo 14.3

Suponiendo la temperatura interna media de la pared igual a $368,089 + 423,15 - 441,807 \approx 350 \text{ K}$, tendremos las propiedades, necesarias para aplicar GNIELINSKI, siguientes:

T, K	Viscosidad, daP	calor específico, J/kg K	Conductividad térm., W/K m	Pr
350	0,0000181	1230,4	0,02734	0,8123
438,15	0,0000217	1226,1	0,03357	0,794

Con estos valores y manteniendo el coeficiente superficial exterior, ya podemos ejecutar la aplicación GNIELINSKI², obteniendo, con las condiciones de entrada correspondientes a zona de amortiguamiento (Al-Arabi), los resultados indicados en la figura 8.

TRANSFERENCIA DE CALOR TÉCNICA: Aplicación Nusselt

Identificación: P. 7.194

DATOS:

Tipo de fluido: Gas

Nombre: humos

Temperatura del fluido = 438.15 K

Temperatura de la pared = 350.0 K

Presión inicial = 1.0e+05 Pa

Diámetro interior= 1.20e+00 m

Caudal másico del fluido = 1.38889e+01 kg/s

Longitud total del tubo = 5.00e+01 m

Longitud inicial del tubo = 1,00e+01 m

Número de Prandtl = 0,794

Prandtl en la pared = 0,8123

Viscosidad a la temperatura del fluido = 2.174e-05 Pa·s

Viscosidad a la temperatura de la pared= 1.805e-05 Pa·s

RESULTADOS:

EL COEFICIENTE DE FRICCIÓN SERÀ:

$C_f = 2.97338e-03$

EL NÚMERO DE NUSSOLT CORRESPONDIENTE ES:

$Nu = 9.7544e+02$

Figura 8.

Con este valor del número de Nusselt tendremos:

$$Nu_D = 975,44 = \frac{(h_i)(1,2)}{0,03357}$$

de donde $h_i = 27,288 \text{ W/m}^2 \text{ K}$.

Ahora hemos de comprobar las temperaturas de pared mediante la aplicación U del paquete NUSSELT, para, posteriormente hallar la longitud que nos dé la temperatura final, a través del balance de energía con el coeficiente global determinado con la misma aplicación, véase la ecuación (6).

La aplicación U, nos da el valor del coeficiente global de transferencia, referido a la superficie interior, y las temperaturas de pared, véase la figura 9.

² La longitud de la chimenea, dado su gran valor, no afecta al valor del coeficiente de convección interior.

Identificación: P 7.194

DATOS:

Temperatura del fluido exterior = 268.15 K
Temperatura del fluido interior = 438.15 K
Diámetro interior= 1.2e+00 m
Diámetro exterior= 1.22e+00 m
Coefficiente de convección exterior = 2.0245e+01 W/K·m²
Coefficiente de convección interior = 2.7288e+01 W/K·m²
Conductividad térmica de la pared del tubo = 5.59e+01 W/K·m
Coeficiente de ensuciamiento interior = 0.00e+00 m²·K/W
Coeficiente de ensuciamiento exterior = 0.00e+00 m²·K/W

RESULTADOS:

U REFERIDO AL DIÁMETRO INTERIOR
U_{int} = 1.1753e+01 W/K·m²

T pared interior = 365.208 K
T pared exterior = 364.855 K

Figura 9.

Con una temperatura media exterior de 364,9 K, el coeficiente exterior valdrá lo que nos indique la aplicación NELSON

Identificación: P. 7.194

DATOS:

Tipo de superficie: cilindro vertical
Temperatura del fluido=268.150 K
Temperatura de la superficie del recinto=268.150 K
Temperatura conocida en la superficie=364.900 K
Velocidad=6.9440 m/s
Diámetro del cilindro=1.2200e+00 m

Bandas:			
Número	Longitud de onda (m)		Emitancia
	Inicio	Final	
1	1.0000e-50	infinito	0.900

RESULTADOS:

El valor de h es: h = 20.769 W/K·m²

Figura 10.

La aplicación GNIELINSKI con una temperatura de pared de 365,2 K, una viscosidad a la temperatura de pared de 1,87e-5 daP, un *Pr* a la temperatura de pared de 0,8107 y una longitud de 50 m, nos da $Nu = 960,67$ a lo que corresponde un coeficiente de convección interior de 26,8747 W/K m². Con este valor y el exterior de 20,769 W/K m², la aplicación U nos da unas temperaturas de pared interior y exterior, respectivamente, de 363,50 K y 363,15 K, parecidas a las supuestas, y un coeficiente global $U = 11,8$ W/K m², que en la fórmula (6) nos da una longitud de

$$L = \frac{799,2191}{U_i} = \frac{799,2191}{11,8} = 67,7 \text{ m}$$

valor que podemos comprobar viendo, como se ha hecho en la 1ª parte de la pregunta, que temperatura final nos da.

b) Vistos los comentarios a la solución anterior, este caso consideraremos solamente aire y el único problema es que la pared de la chimenea es compuesta, véase la figura 11.

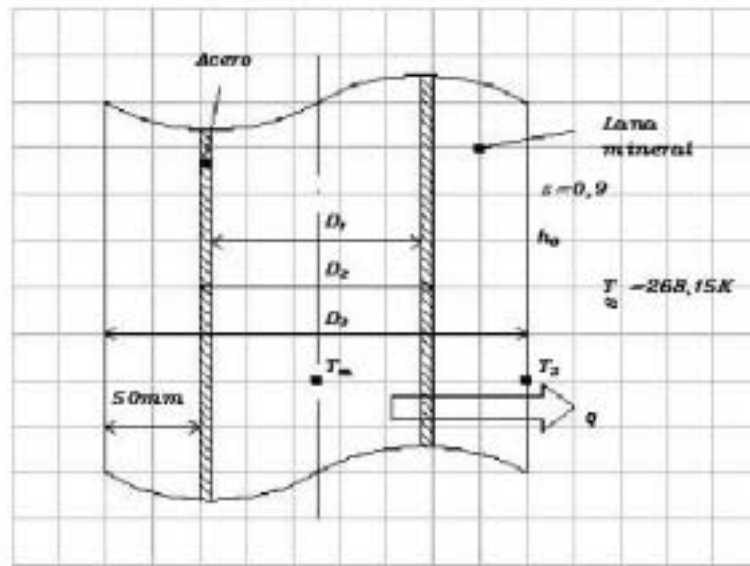


Figura 11 ejemplo 14.3

mientras que la aplicación CAMBIOISOTERMO, considera una pared del conducto de un material único. Este problema ya se analizó en el ejemplo 7.39 y allí vimos que se resuelve utilizando un tubo único de espesor igual a la suma de los de los materiales que componen la pared con una conductividad ficticia λ_{tubo} igual a (para el caso de dos materiales):

$$\lambda_{tubo} = \frac{\ln \frac{D_o}{D_1}}{\frac{\ln \frac{D_2}{D_1}}{\lambda_{acero}} + \frac{\ln \frac{D_o}{D_2}}{\lambda_{aisl}}}$$

La aplicación PROPIEDADES nos da una conductividad de los paneles de lana mineral, a 360 K, de $\lambda_{aisl.} = 0,05174$ W/K m y para el acero podemos tomarla a 450 K, ya que los humos se enfriarán menos y la pared (aislada) estará más caliente. Así obtenemos $\lambda_{acero} = 56,15$ W/K m y, con $D_i = 1,2$ m y $D_o = 1,32$ m, $\lambda_{tubo} = 0,062526$ W/K m. Podemos efectuar un primer cálculo aproximado suponiendo un coeficiente de transferencia igual al obtenido para la chimenea sin calorifugar, con lo que obtenemos los resultados mostrados en la figura 12.

TRANSFERENCIA DE CALOR TÉCNICA: Aplicación Cambioisotermo

Identificación: P. 7.194

DATOS:

Tipo fluido: Gas
 Nombre: aire
 Sección del conducto: Circular
 Temperatura inicial = 453,150 K
 $L = 3,400e+01$ m
 $L_0 = 1,000e+01$ m
 Temperatura sat. fluido exterior = 268,150 K
 $h_0 = 20,78$ W/K·m²
 Conductividad térmica pared del tubo = $6,2526e-02$ W/K·m
 Presión inicial = $1,01350e+05$ Pa
 Caudal másico de gas = $1,38889e+01$ kg/s

Diámetro interior del tubo = 1,200e+00 m
 Diámetro exterior del tubo = 1,320e+00 m
 Coeficiente de ensuciamiento interior = 0,000e+00 K·m²/W
 Coeficiente de ensuciamiento exterior = 0,000e+00 K·m²/W

SOLUCIONES SEGÚN LOS DIFERENTES MODELOS:

GNIELINSKY
 G = 12,2805 kg/m²·s
 Temperatura media = 452,562329 K
 Calor específico medio = 1023,703 J/kg·K
 Conductividad media = 3,647824e-02 W/K·m
 Viscosidad media = 2,502917e-05 daP
 Tpared = 445,156976 K
 Viscosidad temp. pared = 2,474131e-05 daP
 ReD = 588776,31
 Cf = 0,003188
 Pérdida de carga = 24,6 Pa
 Pr = 0,7
 hi = 24,94 W/K·m²
 Tfinal = 451,974657 K
 Potencia transferida = -16711,1 W
 Ordenada Metais-Eckert = 588241,8
 Abscisa Metais-Eckert = 7384493,4

Figura 12 ejemplo 14.3

Con las coordenadas del mapa de Metais-Eckert comprobamos que el modelo es correcto y con la pérdida de calor igual a 16.711 W, podemos calcular un primer valor de la temperatura exterior del aislamiento, T_3 , media:

$$(T_3)_m = \frac{q}{h_o \pi D_o L} + T_\infty = \frac{16.711,1}{(20,777)(\pi)(1,32)(24)} + 268,15 = 276,23 \text{ K}$$

temperatura que en la aplicación NELSON, véase la figura 13, nos da el valor actualizado del coeficiente de $h_o = 17,834 \text{ W/m}^2 \text{ K}$

TRANSFERENCIA DE CALOR TÉCNICA: Aplicación Nelson

Identificación: p. 7.194

DATOS:

Tipo de superficie: cilindro vertical
 Temperatura del fluido=268.150 K
 Temperatura de la superficie del recinto=268.150 K
 Temperatura conocida en la superficie=276.230 K
 Velocidad=6.9440 m/s
 Diámetro del cilindro=1.3200e+00 m

Bandas:

Número	Longitud de onda (m)		Emitancia
	Inicio	Final	
1	1.0000e-50	infinito	0.900

RESULTADOS:

El valor de h es: $h = 17.834 \text{ W/K} \cdot \text{m}^2$

Figura 13 ejemplo 14.3

Con este valor de $h_o = 17,834 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, repetimos el cálculo con CAMBIOISOTERMO, obteniendo los resultados mostrados en la figura 14.

TRANSFERENCIA DE CALOR TÉCNICA: Aplicación Cambioisotermo

Identificación: Ejemplo CambioSaturado

DATOS:

Tipo fluido: Gas
Nombre: aire
Sección del conducto: Circular
Temperatura inicial = 453,150 K
L = 3,400e+01 m
Lo = 1,000e+01 m
Temperatura sat. fluido exterior = 268,150 K
ho = 17,83 W/K·m²
Conductividad térmica pared del tubo = 6,2526e-02 W/K·m
Presión inicial = 1,01350e+05 Pa
Caudal másico de gas = 1,38889e+01 kg/s
Diámetro interior del tubo = 1,200e+00 m
Diámetro exterior del tubo = 1,320e+00 m
Coeficiente de ensuciamiento interior = 0,000e+00 K·m²/W
Coeficiente de ensuciamiento exterior = 0,000e+00 K·m²/W

SOLUCIONES SEGÚN LOS DIFERENTES MODELOS:

GNIELINSKY
G = 12,2805 kg/m²·s
Temperatura media = 452,566536 K
Calor específico medio = 1023,703 J/kg·K
Conductividad media = 3,647852e-02 W/K·m
Viscosidad media = 2,502933e-05 daP
Tp pared = 445,213897 K
Viscosidad temp. pared = 2,474353e-05 daP
ReD = 588772,47
Cf = 0,003188
Pérdida de carga = 24,6 Pa
Pr = 0,7
hi = 24,94 W/K·m²
Tfinal = 451,983072 K
Potencia transferida = -16591,5 W
Ordenada Metais-Eckert = 588241,8
Abscisa Metais-Eckert = 7331436,3

Figura 14 ejemplo 14.3

de modo que

$$(T_3)_m = \frac{q}{h_o \pi D_3 L} + T_\infty = \frac{16.591,5}{(17,834)(\pi)(1,32)(24)} + 268,15 = 277,498 \text{ K}$$

que en la aplicación NELSON nos da $h_o = 17,863 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ frente a $h_o = 17,834 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ supuesto. Podemos detener el cálculo y decir que la temperatura final de los humos asimilados a aire es de 451,98 K, superior a la de 439,83 K, correspondiente a la chimenea sin revestimiento.

Un comentario final es que hubiese sido más exacto considerar tramos de la chimenea, por ejemplo 12 de 2 m de longitud y resolver el problema calculando la temperatura inicial de un tramo como la final del anterior y la media en cada tramo, pero no está justificado en este caso pues el proceso utilizado es conservador.

Compárese la marcha para la resolución expuesta aquí con la mostrada en el ejemplo 7.39.