

DISEÑO Y OPERACIÓN DE INTERCAMBIADORES DE CALOR PARA LA CLIMATIZACIÓN DE CENTRALES AZUCAREROS

Ulises Gabriel García,
Fuerza Mexicana de Generación, S.A de C.V, Veracruz, México,
Miguel L. González Petit-Jean,
Universidad Veracruzana, Veracruz, México,
Oscar M. Cruz Fonticiella,
Universidad Central “Marta Abreu” de Las Villas, Santa Clara, Cuba.

Recibido:

Aceptado:

Se aplica una nueva metodología para el diseño y la operación dentro de los campos térmicos e hidráulico-exergoeconómico-ambiental de los intercambiadores de calor presentes en los sistemas de refrigeración para el acondicionamiento de aire de la industria azucarera.

Palabras clave: Diseño térmico e hidráulico, exergoeconomía, medio-ambiente.

DESIGN AND OPERATION OF HEAT EXCHANGERS FOR THE AIR CONDITIONING IN SUGAR POWER STATIONS

A new methodology is applied for the design and the operation of heat exchangers in air conditioning for sugar power stations. The items: Thermal-Hydraulics-Exergoeconomics and Environmental Impact are highlighted.

Key words: Thermal and Hydraulic Designs, exergoeconomics, environmental impact.

INTRODUCCIÓN

La industria azucarera moderna requiere acondicionamiento de aire en muchas de sus dependencias tales como salas de control de centrífugas, motores de velocidad variable, turbinas y calderas y en las oficinas de ingeniería y mantenimiento. Los refrigerantes tradicionalmente empleados (halofluorocarbonos) están siendo sustituidos por refrigerantes ecológicos, que no provocan adelgazamiento de la capa de ozono,^{3,4,13} y una menor contribución al calentamiento climático global. La información de las propiedades termo-físicas de estos refrigerantes se encuentra dispersa en la literatura afín.^{10,12,14,21,23} En este artículo se presenta una estructura general

de la Metodología Global para el Diseño y la Operación de los intercambiadores de calor de medianos y grandes sistemas de refrigeración (más de 10 toneladas de refrigeración) para la climatización de estas dependencias, los cuales cuentan con intercambiadores de calor de tubo y coraza tanto para el condensador como para el evaporador, en el caso de los sistemas de refrigeración por compresión de vapor. En este artículo se calculan las propiedades termodinámicas más importantes de uno de los refrigerantes actualmente empleados en estos sistemas térmicos, el R134a, el cual sustituye a los tradicionales halofluorocarbonados Freón 11 y Freón 12..

DESARROLLO

Partiendo de una investigación documental actualizada^{2,8,11,18,19,24} de los principales procedimientos y métodos de cálculo de intercambiadores de tubo y coraza, se seleccionan y combinan los aspectos más convenientes de todos ellos para realizar el diseño y la comprobación de la operación de estos equipos, teniendo en cuenta: las condiciones iniciales, el diseño térmico, hidráulico y económico, para llegar, junto con un diseño mecánico, a la optimización multicriterial y de ahí a un diseño final y operación del equipo definitivo, como se aprecia en la Figura 1. Dentro de las condiciones iniciales, se parte de las especificaciones del problema, las

condiciones de operación y el tipo de arreglo, la selección del fluido por el lado de la coraza y los tubos y el tipo de material. De aquí, se va hacia un diseño, térmico, hidráulico y económico. Para cualquiera de estos diseños se requiere conocer las propiedades termo-físicas de los fluidos que intervienen en los procesos de intercambio de calor. Dado el grado de dispersión que posee esta información, en este trabajo se presentan sus principales propiedades termo-físicas. Se tomó como ejemplo de refrigerante ecológico, el R134a, más conocido comercialmente por Solkane,²¹ calculándose,¹⁶ mediante observaciones en tablas de propiedades^{10,22} su densidad y calor latente de vaporización.

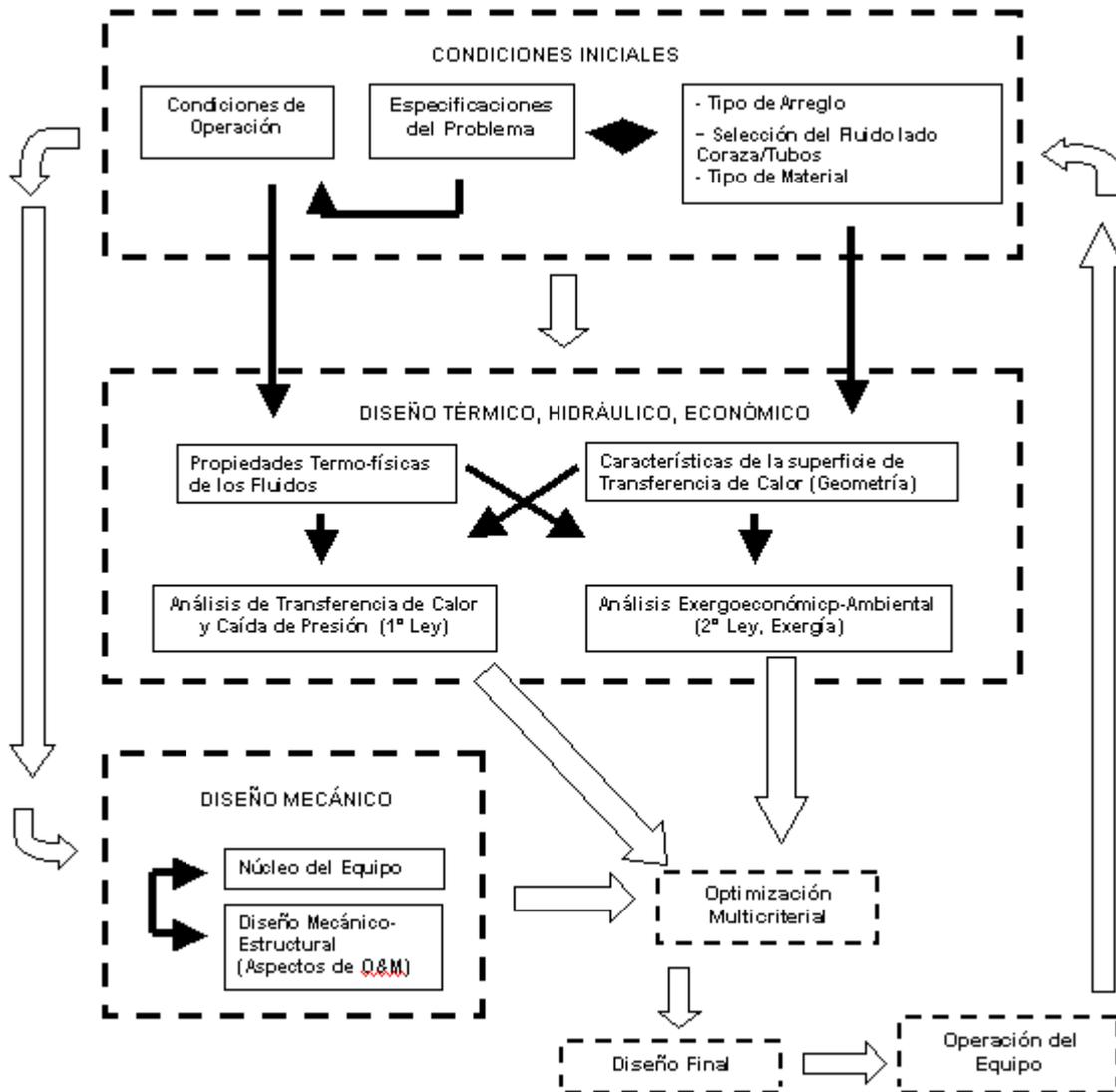


Figura 1. Metodología Global de Diseño y Operación (MGDO) Fuente: Ref (8).

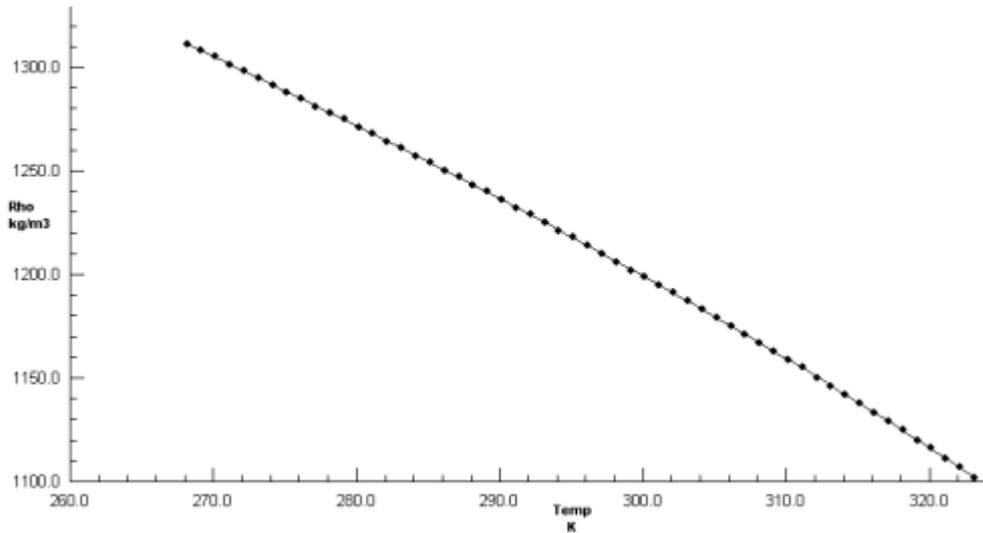


Figura 2. Densidad (kg/m³) del R134a líquido en función de la temperatura absoluta (K).

Para 56 observaciones se obtiene la definición del modelo (Polinomio inverso de 5^{to} orden):

$$Y = a + b/x + c/x^2 + d/x^3 + e/x^4 + f/x^5$$

Resultados de la regresión de las variables

- a = -85346.65979;
- b = 117634448.5;
- c = -6.501168242E+010
- d = 1.81687369E+013;
- e = -2.556851688E+015;

$$f = 1.446521021E+017.$$

Error estándar del estimado: 0,27;

Coefficiente de determinación múltiple, R² = 0,99

Es decir:

$$r_f = a + b/T_f + c/T_f^2 + d/T_f^3 + e/T_f^4 + f/T_f^5 \quad (1)$$

Siendo r_f = Densidad del líquido saturado, en kg/m³ y T_f la temperatura de saturación, en K.

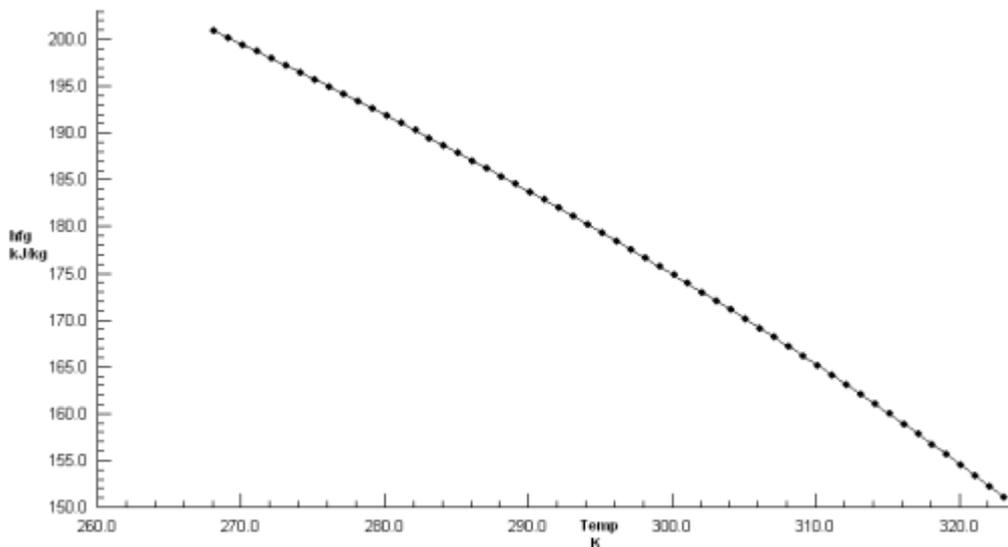


Figura 3. Calor de vaporización (kJ/kg) del R134a líquido en función de la temperatura absoluta (K).

Para 56 observaciones, también se obtiene la definición del modelo (Polinomio de 6^{to} orden):

$$Y = a \cdot x^6 + b \cdot x^5 + c \cdot x^4 + d \cdot x^3 + e \cdot x^2 + f \cdot x + g$$

Resultados de la regresión de las variables

- a = -9.536519877E-011;
- b = 1.702490844E-007;
- c = -0.0001267297731
- d = 0.05032294588;
- e = -11.24104702;
- f = 1338.662545;
- g = -66122.00083.

Error estándar del estimado: 4,049E-03

Coefficiente de determinación múltiple, R² = 0,99

Es decir:

$$h_{fg} = a \cdot T_f^6 + b \cdot T_f^5 + c \cdot T_f^4 + d \cdot T_f^3 + e \cdot T_f^2 + f \cdot T_f + g \quad (2)$$

Siendo:

h_{fg} = Calor latente de vaporización del líquido saturado, en kJ/kg y

T_f , la temperatura de saturación, en K.

Se obtuvieron, de otras fuentes²¹ la conductividad térmica y la viscosidad dinámica.

Conductividad térmica del líquido saturado:

$$l' = J_0 + J_1 \cdot t_f \quad (3)$$

Donde:

l' = Conductividad térmica del R134a, en 10⁻³.W/(m.K)

t_f = Temperatura del R134a como líquido saturado, °C.

J_0, J_1 = Coeficientes de la Ecuación 3, en 10⁻³.W/(m.K) y 10⁻³.W/(m.K²), respectivamente.

$J_0 = 94,21 \cdot 10^{-3}$, W/(m.K);

$J_1 = -0,42784 \cdot 10^{-3}$, W/(m.K²)

Viscosidad dinámica del líquido saturado:

$$\ln(h'/10^{-3}) = H_0 + H_1 \cdot t_f + H_2 \cdot t_f^2 + H_3 \cdot t_f^3 \quad (4)$$

Donde: Δ

h' = Viscosidad dinámica del R134a, en 10⁻³.Pa.s
 t_f = Temperatura del R134a como líquido saturado, °C.

H_0, H_1, H_2, H_3 = Coeficientes de la Ecuación 4, en Pa.s, Pa.s/K, Pa.s/K² y Pa.s/K³, respectivamente.

$H_0 = -1,29909$ Pa.s;

$H_1 = -0,0129286$ Pa.s/K;

$H_2 = 4,9223 \cdot 10^{-6}$ Pa.s/K²;

$H_3 = -1,986 \cdot 10^{-7}$ Pa.s/K³.

Todas estas propiedades se emplean para calcular, por ejemplo, la condensación en la superficie exterior de un tubo horizontal de un sistema dado.

Estudio de caso 1 (22)

Calcule el coeficiente de condensación de un condensador para refrigerante ecológico R134a de un sistema de refrigeración que ha de proporcionar una capacidad de 70 kW de condensación para el acondicionamiento de aire de las salas de control, pizarras y oficinas de mantenimiento de un central azucarero. En el mercado existen disponibles ofertas de condensadores de diversos pasos y números de tubos. Como ejemplo, se toma un condensador de dos pasos (Figura 4) con 28 tubos de cobre de 16 mm de diámetro exterior. La temperatura de evaporación es 4,4°C y la de condensación de unos 43,3°C en las condiciones del proyecto. El agua proveniente del enfriadero del central, entra en el condensador a 29,4°C y sale de éste a 33,3°C.

Solución:

La condensación¹⁷ en la superficie exterior de un tubo horizontal unitario de diámetro de, m es:

$$\alpha = 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \rho^2 \cdot r \cdot g}{\mu \cdot \Delta t \cdot d}} \quad (5)$$

Donde α = Coeficiente de emisión calorífica desde un fluido en condensación hacia la superficie exterior de un tubo horizontal unitario de diámetro d, en W/(m²K).

\ddot{e} = Conductividad térmica del fluido en condensación, en W/(m.K).

ρ = Densidad del fluido en condensación, en kg/m³.
 $r = h_{fg}$ = calor latente de vaporización, en J/kg.
 g = aceleración de la caída libre, m/s² ($g = 9,81$ m/s²).
 μ = $\rho \nu$ = Viscosidad dinámica del fluido en condensación, Pa.s.
 Δt = Diferencia de temperaturas entre el líquido y la pared (o viceversa), °C, K.
 d = diámetro exterior del tubo con condensación externa, m.

Para 20 observaciones del arreglo a tresbolillo, se obtiene la definición del modelo (Polinomio de 10^{mo} orden):

$$Y = a \cdot x^{10} + b \cdot x^9 + c \cdot x^8 + d \cdot x^7 + e \cdot x^6 + f \cdot x^5 + g \cdot x^4 + h \cdot x^3 + i \cdot x^2 + j \cdot x + k$$

Resultados de la regresión de las variables

$a = 1.725110424E-010$;
 $b = -2.025811984E-008$;
 $c = 1.035663677E-006$
 $d = -3.024163398E-005$;
 $e = 0.0005561804496$;
 $f = -0.006700137277$
 $g = 0.0533033927$;
 $h = -0.2759284641$;
 $i = 0.8960023922$;
 $j = -1.727381627$
 $k = 2.453666371$. Error estándar del estimado: 3,584E-03

Coefficiente de determinación múltiple, $R^2 = 0,99$

$$\varepsilon = a \cdot n_v^{10} + b \cdot n_v^9 + c \cdot n_v^8 + d \cdot n_v^7 + e \cdot n_v^6 + f \cdot n_v^5 + g \cdot n_v^4 + h \cdot n_v^3 + i \cdot n_v^2 + j \cdot n_v + k \quad (8)$$

Siendo ε = Coeficiente promediado para todo el haz para disposición de los tubos a tresbolillo.

Para 22 observaciones del arreglo en cuadro o rectangular, se obtiene la definición del modelo (Polinomio de 10^{mo} orden):

$$Y = a \cdot x^{10} + b \cdot x^9 + c \cdot x^8 + d \cdot x^7 + e \cdot x^6 + f \cdot x^5 + g \cdot x^4 + h \cdot x^3 + i \cdot x^2 + j \cdot x + k$$

Resultados de la regresión de las variables:

$a = 1.789516063E-010$;
 $b = -2.074375661E-008$;
 $c = 1.043795546E-006$
 $d = -2.988742172E-005$;
 $e = 0.0005363415283$;
 $f = -0.006261904169$
 $g = 0.04781076889$;
 $h = -0.2340380856$;
 $i = 0.7028059286$;
 $j = -1.226296469$
 $k = 1.779327141$. Error estándar del estimado: 3,15E-03

Figura 4. Arreglo de los tubos del condensador caso de estudio²¹

En un haz de tubos horizontales, en los tubos inferiores la capa de condensado aumenta a costa del condensado que escurre de los tubos situados por encima. Esto provoca la disminución del coeficiente de condensación para las filas inferiores. Por eso, el coeficiente de condensación medio para todo el haz puede calcularse según:

$$\dot{a}_m = \varepsilon \cdot \dot{a} \quad (6)$$

Donde \dot{a} es el coeficiente de condensación para un tubo horizontal unitario, que se calcula por la fórmula (5). ε es el coeficiente promediado para todo el haz, que está en función de la disposición de los tubos en el haz y del número de tubos por cada columna. El número medio n_v de tubos en la columna se puede determinar, aproximadamente, mediante:

$$n_v = \frac{2 + 3 + 4 + 3 + 4 + 3 + 4 + 3 + 2}{9 \text{ filas verticales}} = 3,11 \quad (7)$$

Coefficiente de determinación múltiple, $R^2 = 0,99$

$$\hat{a} = a.n_v^{10} + b.n_v^9 + c.n_v^8 + d.n_v^7 + e.n_v^6 + f.n_v^5 + g.n_v^4 + h.n_v^3 + i.n_v^2 + j.n_v + k \quad (9)$$

Siendo \hat{a} = Coeficiente promediado para todo el haz para disposición de los tubos en cuadrado o en rectángulo. Los resultados numéricos finales ($\hat{a} = 2\,081\text{ W}/(\text{m}^2.\text{K})$; $\hat{a} = 0,91$; $\hat{a}_m = 1\,897\text{ W}/(\text{m}^2.\text{K})$, se logran haciendo uso de las expresiones en un programa en Microsoft Office Excel Version 1.0, 2003, preparado especialmente para tal efecto: (Anexos, Figura A.1.)

CONCLUSIONES

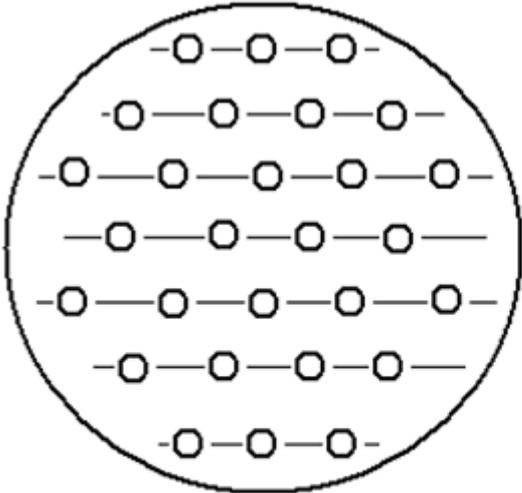
1. Se aplica, parcialmente, una nueva Metodología Global de Diseño y Operación (MGDO) de los intercambiadores de calor para los sistemas de refrigeración con el objetivo de proporcionar acondicionamiento de aire o climatización de las salas de control y otras dependencias de los centrales azucareros.
2. Siguiendo la metodología y con ayuda de un programa en Excel, se calculan las propiedades termo-físicas para un ejemplo concreto: conductividad térmica, viscosidad dinámica, densidad, calor latente de vaporización del R134a, así como el coeficiente de condensación de uno de los componentes del sistema.

BIBLIOGRAFÍA

1. ASHRAE, *Handbook, HVAC Systems and Equipment*, SI Edition, ISBN 1-931862-48-6, 2004.
2. BABU, B.V *ET AL.*: “Optimal Design of Shell-and-Tube Heat Exchangers by Different Strategies of Differential Evolution”, Department of Chemical Engineering, Birla Institute of Technology and Science, Rajasthan, India, 2000.
3. BROWN, LESTER R *ET AL.*: *Léstat del món*, 2003, World Watch Institute, Centre UNESCO de Catalunya, Barcelona, 2003.
4. CAVALLINI, A *ET AL.*: “Reduction of global warming impact in the HP/AC industry by employing new HFC refrigerants”, in : Proceedings of CLIMA 2000, Conference on Cd-ROM, 7th Rehva World Congress, Naples, Italy, 2001.
5. GABRIEL GARCÍA, U. Y OTROS: “Costo exergoeconómico de calentadores de jugo”, *Centro Azúcar*, Vol. 34, No.1 enero-marzo de 2007, ISSN: 0253-5777.
6. _____: Costo exergoeconómico de calentadores de jugo, Póster en Evento Provincial ATAC, Villa Clara, enero de 2006.
7. _____: “Optimización exergoeconómica de intercambiadores de calor de tubo y coraza”, *Centro Azúcar*, 33(3), abril-mayo 2006. ISSN: 0253-5777.
8. _____: “Propuesta de implementación de bases de diseño y métodos numéricos para elevar la eficiencia energética en equipos intercambiadores de calor”, Ponencia en la Conferencia Científica Internacional Medio Ambiente Siglo 21 (MAS XXI), Temática: Energía, recursos y medio ambiente; Sección: Eficiencia energética, UCLV, Santa Clara, noviembre de 2005.
9. HARRISON, J.: *Standards of the Tubular Exchanger Manufacturer Association (TEMA)*, Eighth Edition, 1999.
10. INCROPERA, F.P, AND F.P. DEWITT: *Interactive Heat Transfer (Software)*, Version 2.0, Developed by Intellipro, John Wiley & Sons Inc. 2001.
11. KAKAC, S; H. LIU: *Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design*, Second Edition, CRC Press, USA, 2002. ISBN: 0-8493-0902-6.
12. KREIDER, J. F.: *Handbook of Heating, Ventilation and Air Conditioning*, Boca Raton, CRC Press, LLC, 2001. ISBN: 0-8493-9584-4.
13. MC MULLAN, J. T.: “Refrigeration and the environment-issues and strategies for the future”, *International Journal of Refrigeration*, 25: 89-99, 2002.

14. MORAN, M. J; H.N. SHAPIRO; B.R. MUNSON, AND D.P. DEWITT: *Introduction to Thermal System Engineering: Thermodynamics, Fluid Mechanics and Heat Transfer*, John Wiley and Sons, Inc., 2003, ISBN: 0-471-20490-0.
15. MOSS DENNIS, R.: *Pressure Vessel Design Manual*, Third Edition, Elsevier Inc., 2004, ISBN-13:978-0-7506-7740-0.
16. Oakdale Engineering, DataFit (Software), Version 7.1, 2001.
17. PÁVLOV, K.F Y OTROS.: *Problemas y ejemplos para el curso de operaciones básicas y aparatos en tecnología química*, Editorial Mir, Moscú, 1981.
18. PETERS, M. S; K. D. TIMMERHAUS AND R. E. WEST: *Plant design and economics for chemical engineers*, Fifth Edition, International Edition, 2004, McGraw Hill Publishing Co. ISBN: 007-239266-5.
19. SHAH, R.K. AND D.P. SEKULIC: *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, John Wiley & Sons, Inc., 2003, ISBN: 0-471-32171-0.
20. SINGH, K. AND A.I. SOLER: *Mechanical design of Heat Exchangers and pressure vessel components*, Arcturus Publishers, Inc., 1984, ISBN: 0-916877-00-0.
21. Solkane® 134a, "Thermodynamics", Information Service, Solvay Fluor, Technical Service-Refrigerants, Product Bulletin No.: T/09.04/2001/E.
22. STOECKER, W. F.: *Refrigeración y Acondicionamiento de Aire*, Mc Graw-Hill, 1981.
23. Wang, S. K.: *Handbook of air conditioning and refrigeration*, Second Edition, Mc Graw-Hill, 2000, ISBN: 0-07-068167-8.
24. Wolverine Heat Transfer Data Book, Preliminary Design of Shell and Tube Heat Exchangers, Doc. Pdf (ch02_5.pdf), last visited: 08/05/2007.

Anexos

1	METODOLOGÍA GLOBAL PARA EL DISEÑO Y OPERACIÓN		
2	DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBO Y CORAZA		
3	<u>ESTUDIO DE CASO 1</u>		
4	<u>CONDICIONES INICIALES</u>		
5	Se pretende calcular el coeficiente de condensación de un		
6	condensador usando refrigerante ecológico R134a de un sistema		
7	de refrigeración con una capacidad de 70 kW de condensación		
8	para el acondicionamiento de aire de varias dependencias de un		
9	central azucarero.		
10	<u>ESPECIFICACIONES DEL PROBLEMA</u>		
11	Refrigerante ecológico R134a		
12	Capacidad de condensación $Q_c = 70$ kW		
13	Oferta de condensadores disponibles en el mercado:		
14			
15			
16			
17			
18			
19			
20			
21			
22			
23			
24	Número de pasos para el agua: 2		
25	Número de tubos: 28		
26	Material: Cobre		
27	Diámetros: 16/14 mm (Exterior/Interior)		
28	Diámetro exterior del tubo, en m:		0.016
29	Diámetro interior del tubo, en m:		0.014
30	<u>CONDICIONES DE OPERACIÓN</u>		
31	Temperatura de condensación: 43,3°C		43.3
32	Temperatura de condensación, en K		316.45
33	Presión de condensación asociada: 11,09 bar		
34	Temperatura de evaporación: 4,4°C		
35	Presión de evaporación asociada: 3,42 bar		
36	Temperatura agua salida enfriadero: 29,4°C		
37	Temperatura agua salida condensador: 33,3°C		
38	<u>TIPO DE ARREGLO</u>		
39	Disposición de los tubos: A tresbolillo.		

40	<u>SELECCIÓN DEL FLUIDO LADO CORAZA/TUBOS</u>		
41	<u>Coraza:</u> R134a; <u>Tubos:</u> Agua		
42	<u>TIPO DE MATERIAL</u>		
43	Coraza: Acero St3; Tubos: Cobre		
44	Los tubos están provistos de aletas en la superficie exterior, con		
45	una proporción $A_o/A_i = 1,9$.		
46	<u>DISEÑO TÉRMICO, HIDRÁULICO Y ECONÓMICO</u>		
47	<u>Propiedades termo-físicas de los fluidos:</u>		
48	Por el lado de la coraza (R134a):		
49	Conductividad térmica, líquido saturado, W/m.K		0.07568453
50	Densidad del líquido saturado, kg/m ³		1132.09044
51	Calor latente de vaporización, kJ/kg		158.545264
52	Viscosidad dinámica líquido saturado, Pa.s		0.00015477
53	Diferencia de temperaturas entre el líquido y la		
54	pared, o viceversa, asumir como 5°C (o 5 K):		
55	Diámetro exterior tubo, en m		0.016
56	Cálculo de alfa, coeficiente de condensación,		
57	en W/m ² .K:		2081.07297
58	Número medio de tubos por la vertical		3.11111111
59	Coeficiente épsilon promediado para el haz (a 3b):		0.91150795
60	Coeficiente épsilon prom. para el haz (cuadro):		0.78379397
61	Coeficiente de condensación medio para el haz,		
62	en W/m ² .K:		1896.91456

Figura A.1. Programa de cálculo en Excel para el Estudio de Caso.