

**Universidad Nacional de Ingeniería
Facultad de Ingeniería Química y Textil**



**“SIMULACIÓN Y EVALUACIÓN
EXPERIMENTAL DE UNA
COLUMNA DE
DESHUMIDIFICACIÓN”**

Tesis de grado de Ingeniero Químico

por:

Jack Zavaleta Ortiz

Asesor:

Ing. Rafael Chero Rivas

Lima - 2004

INDICE

Agradecimientos	4
Resumen	5
1.0 Introducción al proceso de deshumidificación	6
1.1 Características	6
1.2 Enfriamiento de agua	7
1.3 Relaciones Fundamentales: Ecuaciones fundamentales de diseño	9
1.3.1 Balance de materia	10
1.3.2 Balance de energía	11
1.4 Ecuaciones de energía	
1.4.1 Transferencia de materia en la fase gaseosa	11
1.4.2 Transferencia de energía en la fase gaseosa	11
1.4.3 Transferencia de energía en la fase líquida	12
1.5 Descripción de la columna de deshumidificación	15
1.6 Equipos complementarios	15
1.6.1 Bomba	15
1.6.2 Extractor de aire	15
1.6.3 Sistema de refrigeración	15
1.6.4 Sistema de calentamiento	15
2.0 Modelamiento del proceso	18
2.1 Métodos	18
2.1.1 Método entálpico simplificado	18
2.1.2 Método de Mickley para la formación de la curva en fase gas	23
2.1.3 Método riguroso. Diseño de condensadores-enfriadores de contacto directo	25
2.2 Casos modelo	32
2.2.1 Relación de Lewis igual a la unidad, sistema aire – agua	32
2.2.2 Relación de Lewis diferente de la unidad	34
3.0 Evaluación del proceso	42
3.1 Procedimiento experimental	42
3.1.1 Arranque y puesta en marcha de la columna	42
3.1.2 Arranque y puesta en marcha de la plataforma Scada Cimplicity	42
3.1.3 Otros Parámetros a ser evaluados:	51
Temperatura de bulbo seco del gas	51
Temperatura de bulbo húmedo del gas	51
3.2 Resultados	51
3.2.1 Sistema vapor de agua - aire - agua	51
3.2.2 Sistema vapor de etanol - aire - agua	54
3.3 Validación del Modelo	58
3.3.1 Sistema vapor de agua - aire - agua	58

3.3.2 Sistema vapor de etanol - aire - agua	58
3.4 Observaciones	58
4.0 Sugerencias	60
5.0 Conclusiones	61
6.0 Bibliografía	62
7.0 Referencias y Páginas de Internet	63
8.0 Apéndices	64
8.1 Diagramas de flujo	64
8.1.1 Función FGA	64
8.1.2 Función Fti	65
8.1.3 Función Hallati	66
8.1.4 Función FD_{AB}	67
8.1.5 Procedimiento FavwFGhGhL	68
8.1.6 Procedimiento FDisRiguroso	69
8.2 Ejemplo de cálculo de los coeficientes de transferencia de calor y masa	70
8.3 Traducción del artículo de Mickley, H. S., Chem. Eng. Progr. 45, 739 (1949)	74
Notación	85
Letras griegas	86
Literatura Citada	87
8.4 Traducción del artículo de Donald R. Olander, Design of Direct Contact Cooler-Condenses, Industrial and Engineering Chemistry, 53, 2 (1961)	87
Nomenclatura	101
Subíndices	103
Superíndices	103
Literatura citada	103
9.0 Notación	104
Figuras	
1. Perfiles de temperatura y humedad que se obtendrían en un proceso de deshumidificación por contacto directo y adiabático.	7
2. Perfiles de temperatura en la parte superior e inferior de la columna.	8
3. Columna de tiro forzado	9
4. Columna de relleno de altura h y sección transversal A, a través de la cual circulan aire y agua en contracorriente en régimen estacionario.	10
5. Balance de energía para la columna de relleno	14
6. Diagrama de Mollier mostrando el esquema del proceso y la evolución de las condiciones del aire.	15
7. Disposición de los equipos en el sistema de deshumidificación	16
8. Esquema completo de la columna multipropósito	17
9. Curva de Equilibrio y recta de operación	20
10. Curva de Mickley	23
11. Contacto continuo a contra corriente adiabático entre gas-líquido	26
12. Sección diferencial de una torre empacada	27
13. Diagrama entalpía vs. temperatura del líquido	30

14. Gráfico de resultados para el trazado de la curva de Mickley	32
15. Interfaz de resultados para el trazado de la curva de Mickley	33
16. Gráfico de resultados para el trazado de la curva de Mickley	33
17. Interfaz de datos para el método riguroso	34
18. Grafico de la humedad y entalpía vs. temperatura para el método riguroso	35
19. Resultados de las propiedades y parámetros para el método riguroso	35
20. Disposición de los equipos y corrientes en el sistema de deshumidificación	43
21. Reporte de la temperatura vs. el tiempo	44
22. Interfaz principal para el programa de simulación de la columna	45
23. Reporte de la temperatura vs. el tiempo del ejemplo	46
24. Interfaz para la configuración del reporte grafico de la T. vs. el tiempo del ejemplo	46
25. Interfaz de impresión	47
26. Interfaz de datos para el trazado de la curva de Mickley	48
27. Interfaz de datos para la caracterización de la columna	49
28. Interfaz de datos para el método riguroso	50
29. Esquema del Scada Cimplicity para el reporte de las temperaturas	51
30. Interfaz de datos para el trazado de la curva de Mickley	52
31. Interfaz de resultados para el trazado de la curva de Mickley	53
32. Curva de Mickley para la prueba experimental	54
33. Reporte gráfico de la prueba experimental	54
34. Interfaz de datos del método riguroso	55
35. Resultados de Humedad vs. Temperatura para método riguroso	56
36. Resultados de las propiedades y parámetros para el método riguroso	56

AGRADECIMIENTOS

Este trabajo fue llevado a cabo en el Laboratorio de Operaciones Unitarias de la Facultad de Ingeniería Química de la Universidad Nacional de Ingeniería, y es el resultado de un proyecto financiado por la dirección de investigación de la facultad. Varias personas y también las autoridades de la facultad aportaron significativamente a la realización de este trabajo, entre ellos están mis colegas y alumnos de la facultad, muchos de ellos aportaron con sus útiles comentarios. Yo deseo expresar mi sincera gratitud a todos ellos, y a los siguientes en particular.

Ing. Rafael Chero, mi asesor de tesis por su esfuerzo y capacidad como guía en este trabajo, por la libertad que me dio, por sus consejos, por su confianza en mi trabajo, y más importante por su extraordinaria habilidad, apoyo y amistad. Su gran creatividad y sus hábiles interpretaciones permanentemente me sirvieron de ayuda.

Ing. Emerson Collado, por el apoyo permanente en la implantación del sistema de supervisión y adquisición de datos, por su ánimo, y amistad.

Al Sr. Victor Rojas por su ayuda en todas las pruebas experimentales, así como su amistad desde que era alumno en la facultad.

A todos los alumnos que colaboraron en las largas jornadas experimentales, en especial a Marco Valverde, Erick Velasquez, Fredy Delgado y David Gutierrez.

A toda mi familia, por su paciencia, cariño y comprensión, su apoyo incondicional en mi trabajo hicieron de mi lo que soy hoy en día.

RESUMEN

El Laboratorio de Operaciones Unitarias de la Facultad de Ingeniería Química de la Universidad Nacional de Ingeniería cuenta, entre otros equipos, con una columna de relleno multipropósito construido totalmente en acero inoxidable 316L. Como parte de su concepción inicial, se creyó conveniente trabajar en dicho equipo en la operación de deshumidificación para la presente tesis. Se considera esta operación unitaria como directa, esto es, que no requiere operaciones posteriores de separación, a diferencia de otras importantes operaciones.

Dicha operación consiste en la recuperación y eliminación de un vapor (solute) el cual se encuentra mezclado inicialmente con un gas, mediante un líquido frío. El hecho de trabajar a baja temperatura (por debajo de la temperatura de rocío del gas de entrada) y que ocurra la transferencia del soluto (solvente a recuperar) de la fase gaseosa a la fase líquida, implica necesariamente considerar tanto a la transferencia de masa como a la transferencia de calor, para el análisis respectivo.

En la presente tesis se realizaron las siguientes etapas:

- Implementación de la columna multipropósito como una columna deshumidificadora.
- Desarrollo de un práctico, eficiente y completo software en Visual Basic for Applications integrado a una plataforma Scada.
- Evaluación experimental
- Validación experimental de los modelos matemáticos.

1.0 Introducción al Proceso de Deshumidificación

1.1 Características

La deshumidificación del aire puede llevarse a cabo poniendo en contacto el aire con una superficie fría, que puede ser de sólido (contacto indirecto) o de líquido (contacto directo). Si la temperatura de la superficie es menor que la de rocío del gas, la condensación tiene lugar y la temperatura del aire desciende. La temperatura de la superficie tiende a aumentar debido a la transferencia de calor sensible y latente procedente del gas. Sería de esperar que el aire se enfriara a humedad constante hasta que alcanzara su temperatura de rocío y posteriormente empezara a condensar el agua. En la práctica se producen ambos procesos a la vez, a menos que el aire se encuentre perfectamente mezclado. Normalmente la temperatura y la humedad se van reduciendo paulatina y simultáneamente durante todo el proceso. El aire en contacto con la superficie se enfría por debajo de su temperatura de rocío, y la condensación de vapor ocurre por tanto antes de que el aire más alejado de la interfase se haya enfriado.

La humedad puede también reducirse por compresión del aire, permitiendo su enfriamiento a su temperatura original, y eliminando el agua que va condensando. Durante la compresión, la presión parcial del vapor aumenta y la condensación tiene lugar tan pronto como se alcanza el valor de saturación. Por tanto, si el aire se comprime a una presión elevada, el aire se saturará de vapor.

Cuando se desean gases muy secos, se recurre a la adsorción de la humedad con sílica gel, alúmina, etc., o al lavado con soluciones que lleven disueltas sustancias que reducen la presión parcial del agua. Estos procesos se llevan a cabo normalmente para eliminar las últimas porciones de humedad.

La figura 1 muestra los perfiles de temperatura y humedad que se obtendrían en un proceso de deshumidificación por contacto directo y adiabático.

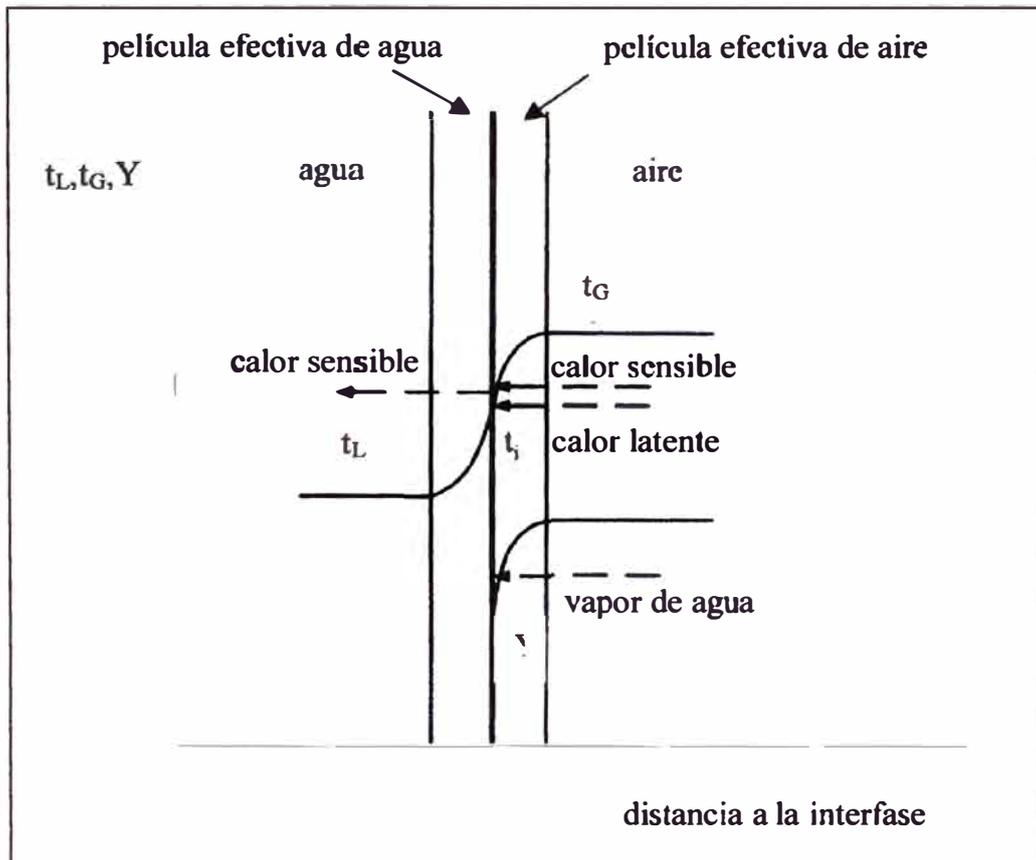


Fig. 1 Perfiles de temperatura y humedad que se obtendrían en un proceso de deshumidificación por contacto directo y adiabático.

1.2 Enfriamiento de Agua

El enfriamiento de agua puede llevarse a cabo en pequeña escala simplemente permitiéndole un cierto tiempo de residencia en una balsa abierta o nebulizándola en una cámara, poniéndola en contacto con aire y recogiénola posteriormente. El enfriamiento tiene lugar por transferencia de calor sensible y de calor latente, aportando el agua, o el agua y el aire, el calor necesario. En gran escala el proceso tiene lugar en torres de enfriamiento en las que el agua se hace circular en contracorriente con el aire, que circula bien por tiro natural o forzado. El agua fluye hacia abajo sobre el relleno, que le proporciona la superficie de contacto y la turbulencia adecuadas. El aire se humidifica y calienta conforme asciende por la torre, mientras que el agua se enfría.

En la parte superior de la columna, el agua caliente cede calor al aire, la temperatura del agua es superior a la de la interfase, que a su vez es superior a la del aire. Este calor sensible que cede el agua aparece como calor sensible y latente en el aire.

En la parte inferior de la torre la temperatura del agua y de la interfase pueden ser como en la parte superior, aunque también podrían ser inferiores a la del aire, por lo que se produce una transferencia de calor sensible desde el líquido y desde el aire a la interfase, que se utiliza para vaporizar el líquido. La figura 2 muestra estos perfiles.

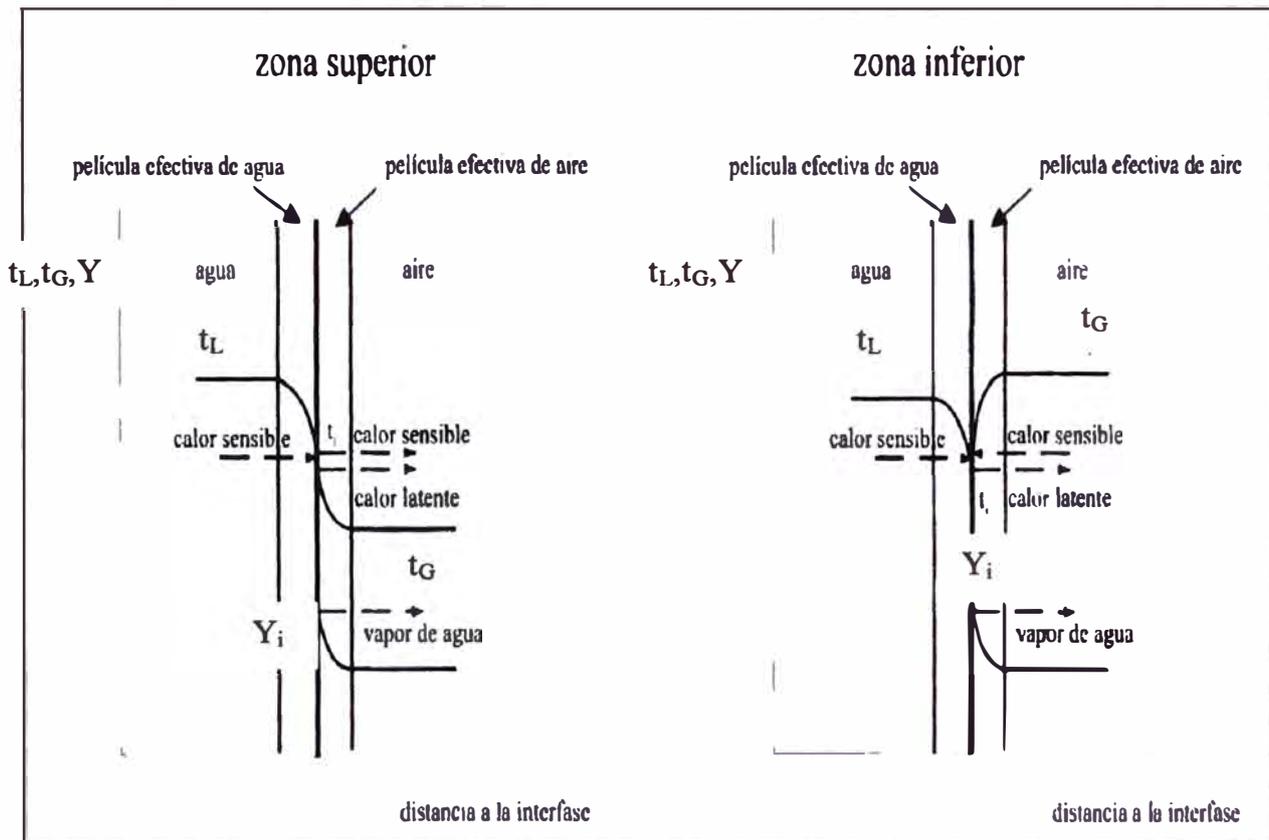


Fig. 2 Perfiles de temperatura en la parte superior e inferior de la columna.

La circulación de aire en las torres de tiro natural depende del efecto chimenea producido por la presencia de aire y vapor a una temperatura mayor, y por tanto con una menor densidad que el aire ambiente. Por lo tanto, la presión atmosférica, la temperatura y la humedad ambiental serán factores determinantes en la operación de este tipo de columnas. También tendrán su efecto sobre los coeficientes de transferencia de materia. Una de las consideraciones más importantes a la hora de diseñar este tipo de torres es que la pérdida de presión del gas debe ser pequeña. Por tanto, los rellenos y distribuidores deben disponerse de una forma lo más abierta posible de modo que el espacio vacío sea muy grande (>90%, Marcilla 1999). La forma de estas torres suele ser un hiperboloide de revolución, con la parte superior vacía totalmente para favorecer el efecto chimenea (se suelen construir de este tipo, y muy grandes en las centrales térmicas y nucleares).

Las de tiro forzado utilizan ventiladores para favorecer la circulación del aire. Estos ventiladores pueden colocarse tanto en la parte superior de la torre (columnas de tiro inducido), como en la inferior (columnas de tiro forzado, ver figura 3). La velocidad de circulación en estas torres es superior a las normales en las columnas de tiro natural, por lo que la altura de relleno puede ser mayor que en estas últimas. Por otro lado, permiten un mejor control de la velocidad del aire y su distribución.

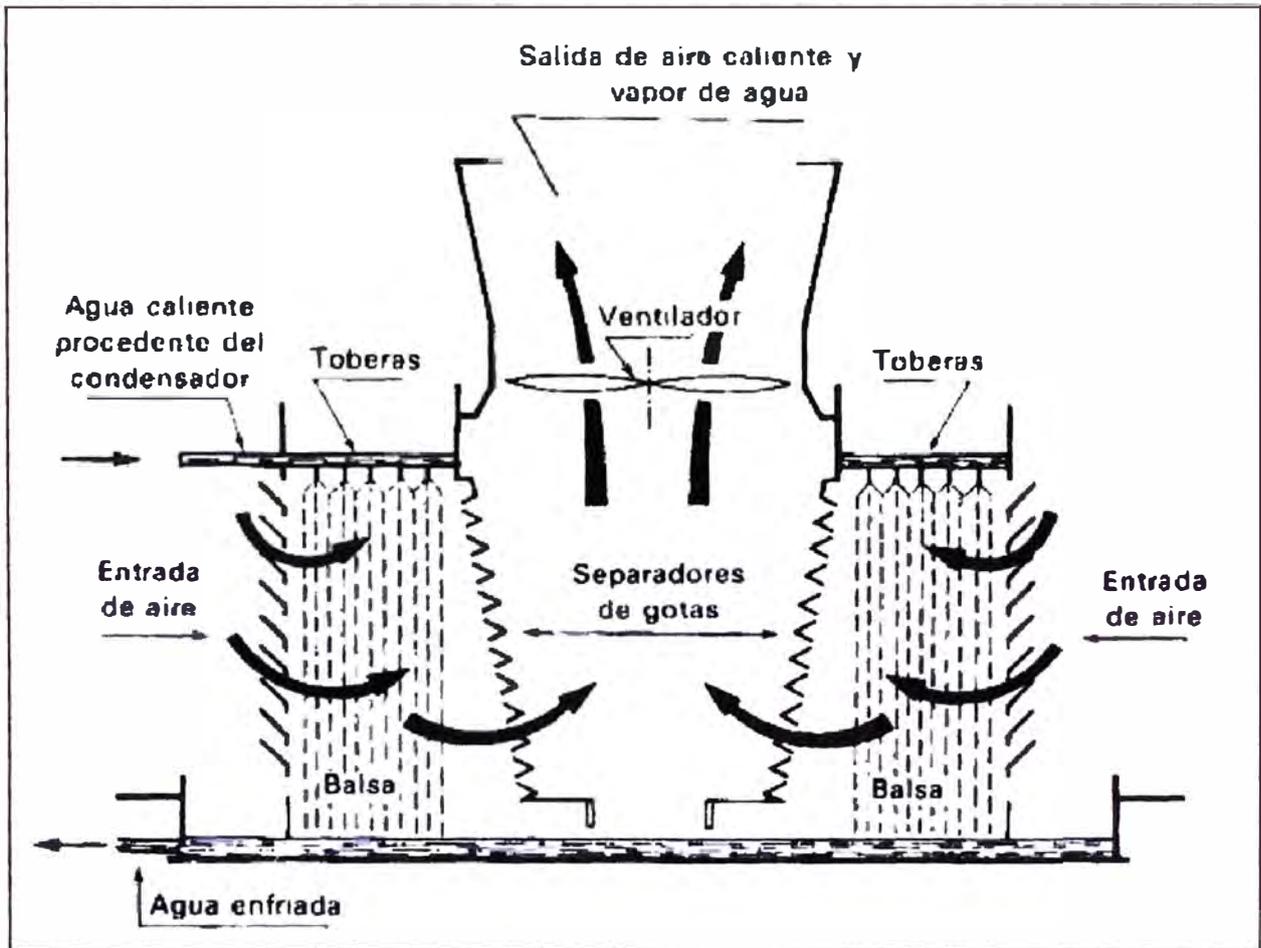


Fig. 3 Columna de tiro forzado

Las columnas de tiro forzado pueden presentar problemas de recirculación del aire caliente y húmedo que sale de la torre, ya que su velocidad es pequeña, pudiendo penetrar de nuevo en la toma del ventilador, lo que provocaría la disminución de efectividad de la torre. En las de tiro inducido, al ser la velocidad de descarga mucho mayor, este peligro disminuye. Los estudios efectuados demuestran que no se corren estos riesgos cuando la chimenea de descarga se encuentra a unos 15 m sobre el suelo. Otro problema que puede aparecer es la formación de nieblas. Este problema se puede paliar colocando intercambiadores de calor que evaporan la niebla usando el calor del agua que se va a enfriar.

En general, para variaciones normales de temperatura, si se dispone de espacio libre cerca de la instalación, es preferible el empleo de torres de tiro natural, ya que su costo inicial y de funcionamiento son menores que las de tiro forzado o inducido. Éstas son más adecuadas en zonas donde la temperatura húmeda es muy elevada ($>27^{\circ}\text{C}$) y los vientos escasos. Respecto al costo inicial, si hay un viento medio de aproximadamente 45 km/h las de tipo atmosférico son las más adecuadas. Si la velocidad es menor se deben emplear las de tiro mecánico. De cualquier forma, en cualquiera de las torres la temperatura mínima a la que se puede enfriar el agua es la temperatura húmeda correspondiente al aire en las condiciones de entrada.

1.3 Relaciones Fundamentales: Ecuaciones fundamentales de diseño

Balances de materia y de energía

Consideremos una columna de relleno de altura h y sección transversal A , a través de la cual circulan aire y agua en contracorriente en régimen estacionario. La figura 4 muestra un esquema de la misma. Por la base de la columna entra aire con un caudal $G'S$ (kg de aire seco/h), con una humedad absoluta x_1 , temperatura t_1 y entalpía i_{G1} , saliendo por la parte superior con una humedad absoluta x_2 , temperatura t_2 y entalpía i_{G2} . El agua entra por la parte superior con un caudal L_2 (kg de agua/h), temperatura T_2 y entalpía i_{L2} , saliendo por la parte inferior con un caudal L_1 , temperatura T_1 y entalpía i_{L1} . Se supone también que en la interfase aire-agua se alcanza el equilibrio, por lo que el aire estará saturado a la temperatura de la interfase, t_i .

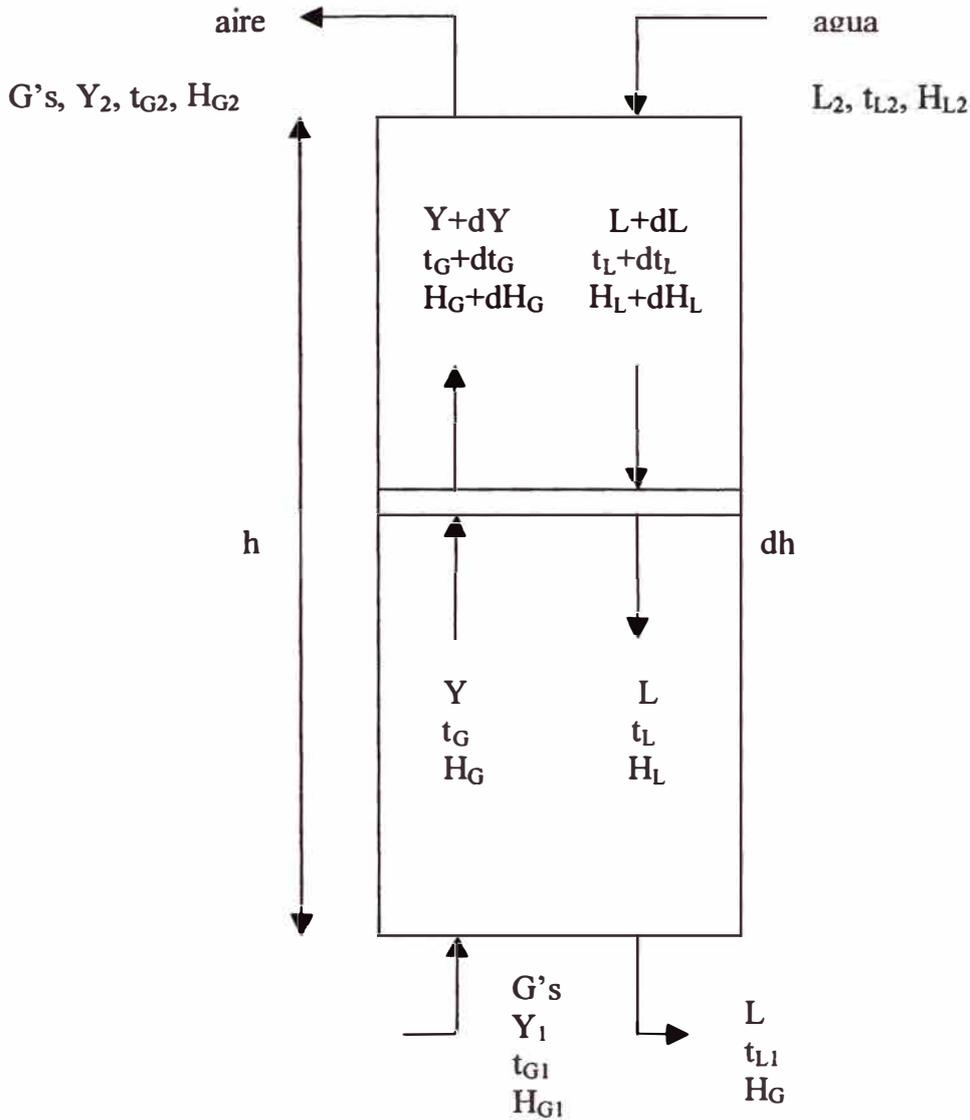


Fig. 4 Columna de relleno de altura h y sección transversal A , a través de la cual circulan aire y agua en contracorriente en régimen estacionario.

Si consideramos un elemento diferencial de la columna, tal como el mostrado en la figura 4, con las condiciones especificadas en la misma, y tomando como positivas las cantidades de materia y energía que gana el aire, los balances de materia y entalpía se pueden escribir:

1.3.1 Balance de materia

$$G'_s Y + (L + dL) = G'_s (Y + dY) + L \quad \Leftrightarrow \quad G'_s dY = dL \quad (1)$$

1.3.2 Balance de energía

Se supone que la columna es adiabática y no hay, por tanto intercambio de calor con el exterior (esto es tanto más correcto cuanto mayor sea el diámetro de la columna):

$$G'_S H_G + (L + dL)(H_L + dH_L) = G'_S (H_G + dH_G) + LH_L \quad (2)$$

despreciando el diferencial de segundo orden:

$$G'_S dH_G = LdH_L + H_L dL \quad (3)$$

Teniendo en cuenta que la transferencia de agua entre las dos fases es mucho menor que el caudal que circula por la corriente (hipótesis que habrá que confirmar en algunos casos), se puede considerar que éste permanece constante, y se puede tomar un valor medio $L_m = (L_1 + L_2)/2$, para toda la columna.

Por otra parte, la variación de entalpía debida a la variación del caudal ($H_L dL$) es despreciable frente a la correspondiente al diferencial de entalpía (LdH_L), de este modo se puede escribir:

$$G'_S dH_G = L_m dH_L \quad (4)$$

Recordando que $H_L = c_L t_L$:

$$dH_L = c_L dt_L + t_L dc_L \quad (5)$$

y si se desprecia la variación del calor específico del agua en el intervalo de temperaturas considerado:

$$G'_S dH_G = L_m dH_L \quad (6)$$

1.4 Ecuaciones de energía

1.4.1 Transferencia de materia en la fase gaseosa

Llamando a_m a la superficie de contacto entre ambas fases por unidad de volumen de relleno para la transferencia de materia, la superficie de contacto útil en ese elemento diferencial será, a los efectos de transferencia de materia:

$$dA_m = a_m Adh \quad (7)$$

La velocidad de transferencia de materia vendrá dada:

$$N_w M_w dA_m = k'(a_m Adh)(Y_i - Y) \quad (\text{kg de agua/h}), \quad k' \text{ coeficiente de transf. de masa} \quad (8)$$

que evidentemente, será igual a $G'_S dY$, kg de agua transferidos en el elemento diferencial:

$$M' dY = N_w M_w dA_m = k'(a_m Adh)(Y_i - Y), \quad N_w \text{ es el flux y } M_w \text{ la masa molar del agua} \quad (9)$$

1.4.2 Transferencia de energía en la fase gaseosa

El transporte de calor que tiene lugar es la suma del calor sensible más el calor latente. Puesto que existe una diferencia de temperatura entre la interfase y el seno del gas, se produce un transporte de calor sensible por conducción y convección.

Denominando a , a la superficie por unidad de volumen de relleno, útil para la transferencia de calor entre fases, y recordando la ecuación básica de transporte de calor por conducción y convección desde un fluido a la interfase, se podrá escribir:

$$G'_s \cdot c \cdot dt = h_c (a_c Adh)(t_i - t_G) \quad (10)$$

que establece que la variación del calor sensible del gas es igual al flujo de calor por conducción y convección (h_c , es el coeficiente de transmisión de calor por conducción y convección en la fase gaseosa).

Por otra parte, teniendo en cuenta el flujo de materia, ecuación (9), el calor latente ganado por el aire puede expresarse como:

$$r_0 G'_s dY = r_0 k' (a_m Adh)(Y_i - Y) \quad (11)$$

y recordando la definición de H_G :

$$dH_G = C dt_G + t_G dC + r_0 dY \quad (12)$$

$$dC = dc_a + c_w + Y dc_w \quad (13)$$

las variaciones de los calores específicos se pueden considerar despreciables, con lo que se puede escribir:

$$dH_G = C dt + (r_0 + t_G c_w) dY \quad (14)$$

y $t c_w$ se puede despreciar frente a r_0 . De este modo se puede escribir:

$$dH_G = C \cdot dt_G + r_0 dY \quad (15)$$

Por lo tanto, la variación total de entalpía del aire en el elemento diferencial de la columna será la suma del calor sensible más el latente, es decir (10)+(11):

$$G'_s dH_G = G'_s (C dt_G + r_0 dY) = r_0 k' a_m Adh(Y_i - Y) + h_c (a_c Adh)(t_i - t_G) \quad (16)$$

1.4.3 Transferencia de energía en la fase líquida

En la fase líquida sólo se transfiere calor sensible como consecuencia de la diferencia de temperatura entre su seno y la interfase, es decir:

$$L_m dH_L = L_m c_L dt_L = h_L a_c (AdZ)(t_L - t_i) \quad (17)$$

siendo h_L el coeficiente de transferencia de calor por conducción y convección a través de la fase líquida.

A partir de las cinco ecuaciones diferenciales fundamentales (1), (6), (9), (10) y (17), obtenidas para el elemento diferencial de una columna de relleno que funciona

adiabáticamente y en régimen estacionario, se puede generalizar para toda la columna (ver figura 5) integrando entre los dos extremos:

$$1: \quad G'_S (Y_2 - Y_1) = L_2 - L_1 \quad (18)$$

$$6: \quad G'_S (H_{G2} - H_{G1}) = L_m c_L (t_{L2} - t_{L1}) \quad (19)$$

$$9: \quad Z = \frac{G'_S / A}{k' a_m} \int_{Y_1}^{Y_2} \frac{dY}{Y_i - Y} \quad (20)$$

$$10: \quad Z = \frac{G' C / A}{h_c a_c} \int_{t_{G1}}^{t_{G2}} \frac{dt_G}{t_i - t_G} \quad (21)$$

$$17: \quad Z = \frac{L_m c_L / A}{h_L a_c} \int_{t_{L1}}^{t_{L2}} \frac{dt_L}{t_i - t_L} \quad (22)$$

Con estas ecuaciones es posible dimensionar los aparatos en los que se van a desarrollar estos procesos, siempre que:

- Se disponga de suficiente información para predecir los coeficientes de transporte (k' , h_c , h_L)
- Se puedan establecer en cualquier sección de la torre la relación entre las propiedades del aire (Y, t_G) o del agua (t_L) y las correspondientes a la interfase (Y_i, t_i).

Normalmente, no resulta posible establecer esta relación, por lo que la aplicación de las ecuaciones (20), (21) y (22) requiere de cálculos iterativos, a menos que se simplifiquen de forma adecuada. Sólo en el caso de los procesos adiabáticos, con recirculación de agua no evaporada, cuya temperatura es constante y aproximadamente igual a la temperatura húmeda, es posible establecer esta relación con las propiedades de la interfase, ya que Y_i y t_i son datos conocidos y constantes, y al integrar las ecuaciones (20) y (21) se obtiene el neperiano. La ecuación (22) no puede emplearse al ser $dt_L = 0$. En efecto:

$$Z = (G'_S / A) / (k' a_m) \ln[(Y_i - Y_1) / (Y_i - Y_2)] \quad (23)$$

La ecuación (20) conduce a:

$$Z = (G'_S / A) / (k' a_m) \ln[(Y_i - Y_1) / (Y_i - Y_2)] \quad (23)$$

y la (21):

$$Z = (G'_S C / A) / (h_c a_c) \ln[(t_i - t_{G1}) / (t_i - t_{G2})] \quad (24)$$

Evidentemente, esto es así si los coeficientes k' y h_c no dependen de la composición del gas. La figura 6 muestra el esquema del proceso y la evolución de las condiciones del aire en un diagrama de Mollier.

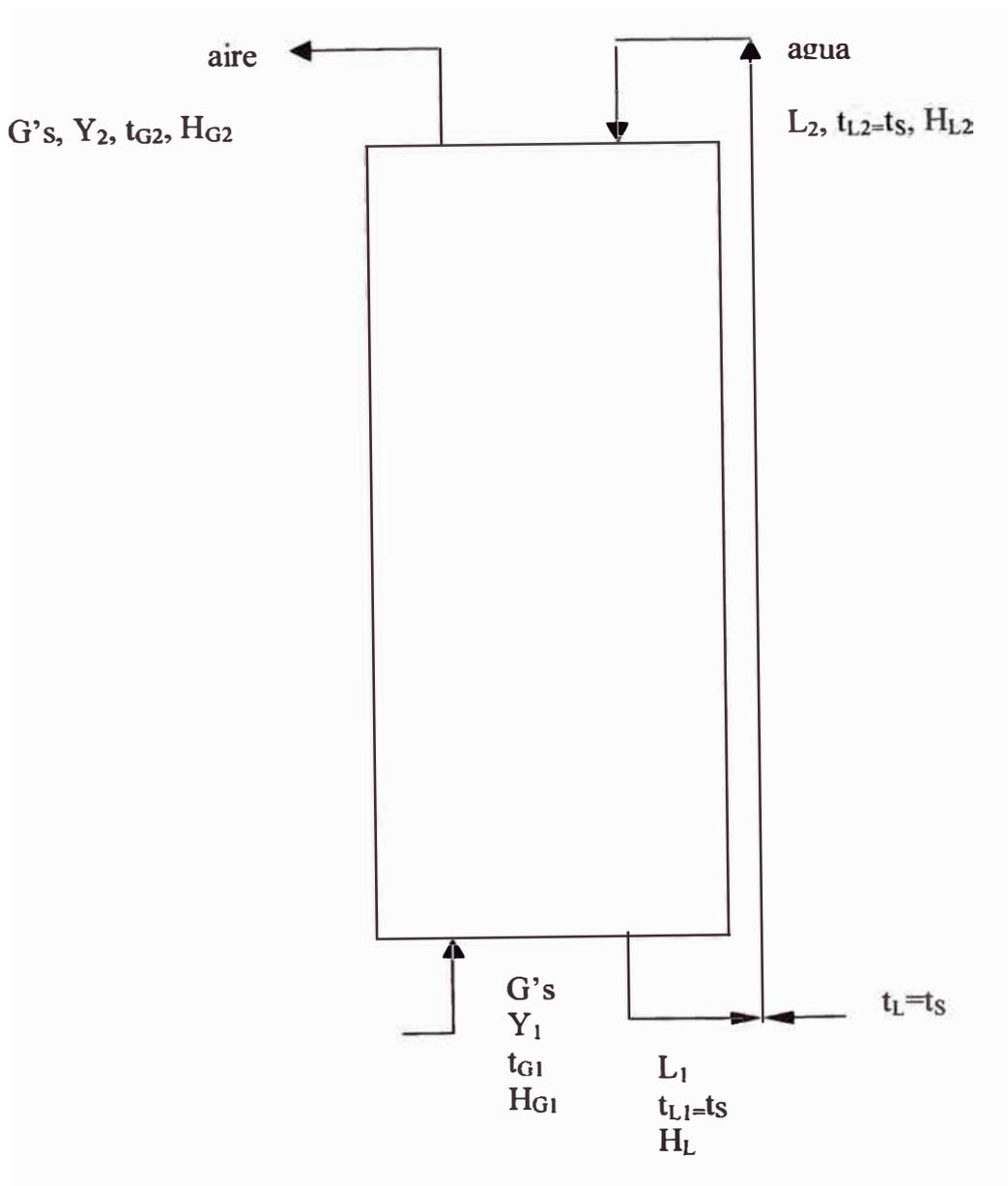


Fig. 5 Balance de energía para la columna de relleno

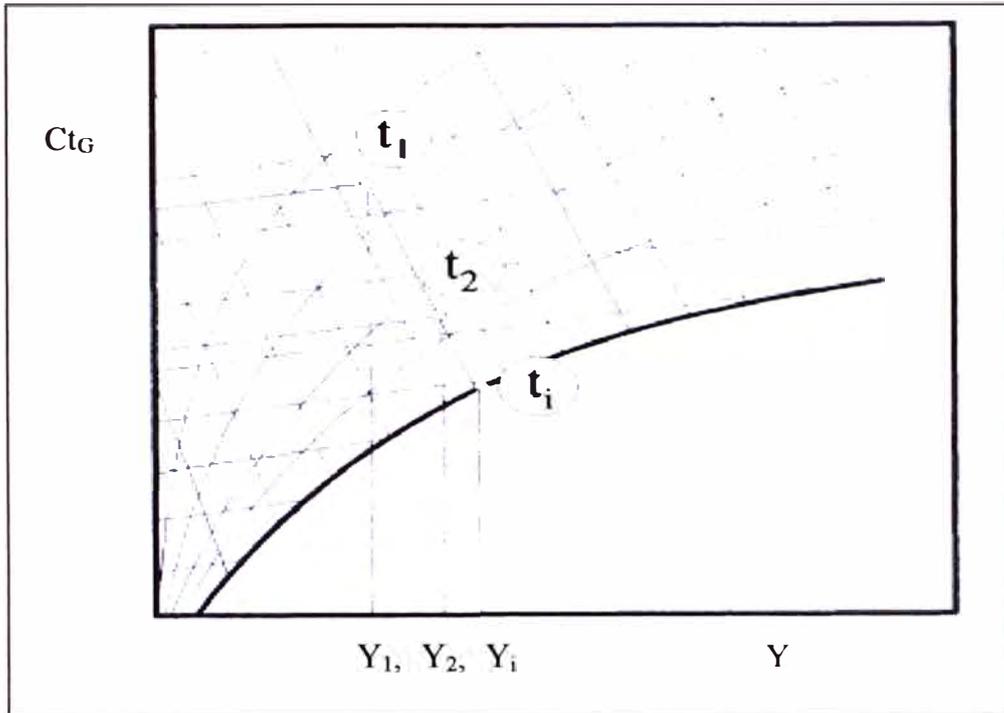


Fig. 6 Diagrama de Mollier mostrando el esquema del proceso y la evolución de las condiciones del aire.

1.5 Descripción de la columna de deshumidificación

La columna multipropósito mostrada en la figura 7 y en la figura 8, es usada como columna de deshumidificación para el presente de trabajo. Está fabricada íntegramente en acero inoxidable, lo que permite una gran versatilidad en su operación, adecuándose a una variedad de sistemas. Su diseño modular permite cambiar el tipo de relleno y distribuirlo según las necesidades específicas. Una descripción detallada de su funcionamiento se da en la página 42. Cuenta con algunos accesorios que complementan la operatividad del sistema:

1.6 Equipos complementarios (figura 7)

1.6.1 Bomba: Es del tipo centrífuga, entregando un flujo máximo de hasta 10 LPM

1.6.2 Sistema de refrigeración (fig. 7.2): Es un Chiller portátil.

1.6.3 Extractor de aire (fig. 7.3): Es del tipo centrífugo, para una caída de presión de 3.5 in Hg

1.6.4 Sistema de calentamiento (fig. 7.4): Consta de un termostato, el cual tiene una resistencia eléctrica introducida en el tanque de calentamiento, donde se ha llenado el solvente en estudio.



7.1 Columna multipropósito

7.2 Sistema de refrigeración



7.3 Extractor de Aire



7.4 Sistema de calentamiento



Fig. 7 Disposición de los equipos en el sistema de deshumidificación

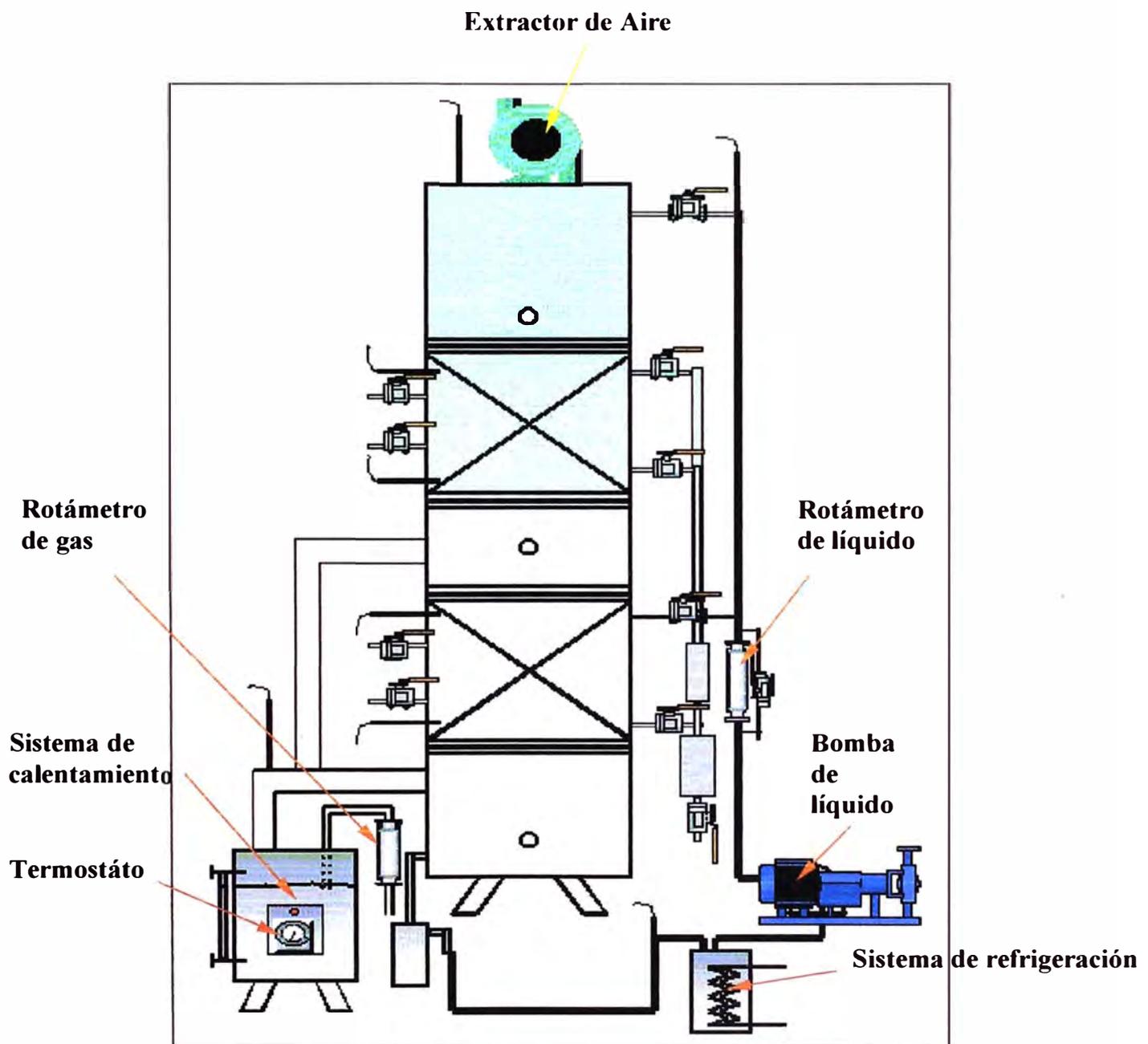


Fig. 8 Esquema completo de la columna multipropósito

2.0 Modelamiento del Proceso

2.1 Métodos

2.1.1 Método entálpico simplificado

Una de las simplificaciones propuestas para resolver este tipo de problemas relativos a procesos adiabáticos sin recirculación de agua, es la propuesta por Merkel, basada en la aproximación de Lewis:

$$h_c / (k' C) \equiv 1 \quad (25)$$

Sustituyendo en la ecuación (16), y considerando que las áreas útiles para la transmisión de calor y materia coinciden ($a_m = a_c = a$), lo que será válido cuando el líquido moja totalmente la superficie del relleno, se obtiene:

$$G'_s dH_G = k' r_0 (aAdZ)(Y_i - Y) + k' C (aAdh)(t_i - t_G) = k' [C(t_i - t_G) + r_0(Y_i - Y)](aAdZ) \quad (26)$$

si se considera además que $s = s_i$:

$$G'_s dH_G = k' [(C_i t_i + r_0 Y_i) - (C t_G + r_0 Y)](aAdZ) = k' (aAdZ)(H_{Gi} - H_G) \quad (27)$$

siendo H_{Gi} la entalpía del aire saturado a la temperatura de la interfase t_i .

De (6) y (27):

$$G'_s dH_G = L_m c_L dt_L = k' (aAdZ)(H_{Gi} - H_G) \quad (28)$$

Integrando esta expresión se puede obtener la altura de la columna:

$$Z = \frac{G'_s / A}{k' a} \int_{H_{G1}}^{H_{G2}} \frac{dH_G}{H_{Gi} - H_G} \quad (29)$$

$$Z = \frac{L_m / A}{k' a} \int_{t_{L1}}^{t_{L2}} \frac{c_L dt_L}{H_{Gi} - H_G} \quad (30)$$

En ambas expresiones la fuerza impulsora es la diferencia de entalpías, y su aplicación es general para procesos de interacción aire-agua adiabáticos, en régimen estacionario sin recirculación de agua a temperatura constante (ya que en este caso $dt_L = 0$ y $dH_G = 0$). Es de destacar el uso de coeficientes de transferencia de materia con fuerzas impulsoras que son diferencias de entalpías.

Por analogía con las expresiones obtenidas en el caso de otras operaciones en contacto continuo (absorción o extracción líquido-líquido inmiscibles), denominaremos número de unidades de transferencia (NUT) al término integral:

$$N_G = \int_{H_{G1}}^{H_{G2}} \frac{dH_G}{H_{Gi} - H_G} \quad (31)$$

$$N_L = \int_{t_{L1}}^{t_{L2}} \frac{c_L dt_L}{H_{Gi} - H_G} \quad (32)$$

y la altura de la unidad de transferencia (HUT) a:

$$H_G = (G'_s / A) / (k'a) \quad (33)$$

$$H_L = (L_m / A) / (k'a) \quad (34)$$

Así pues, se puede escribir:

$$h = H_G N_G = H_L N_L \quad (35)$$

Para poder evaluar N_G y/o N_L es necesario poder relacionar la entalpía del gas H_G con el valor correspondiente a la entalpía de la interfase i_{Gi} . Para ello, si se combinan las ecuaciones (17) y (28), se puede escribir:

$$h_L (aAdZ)(t_L - t_i) = k'(aAdZ)(H_{Gi} - H_G) \quad (36)$$

o bien:

$$(H_{Gi} - H_G) / (t_i - t_L) = -h_L / k' \quad (37)$$

que representa la ecuación de una recta en un diagrama $H_G = f(T)$, que pasa por los puntos (H_G, t_L) y (H_{Gi}, t_i) , y tiene de pendiente $-h_L/k'$.

Para obtener los valores correspondientes a la interfase hay que representar en el diagrama H_G frente a t_L la curva $H_{Gi} = f(t_i)$, correspondiente a las condiciones de saturación.

Esta curva se obtiene leyendo la temperatura y entalpía que corresponde a cada punto sobre la curva de saturación (línea curva en la figura 9).

En este mismo diagrama se debe representar la recta operativa, representativa de la entalpía del aire y temperatura del agua en cada sección de la columna. Esta relación se puede obtener integrando la ecuación (6) entre la base de la columna y una sección cualquiera:

$$G'_s (H_{Gi} - H_G) = L_m c_{Lm} (t_{L1} - t_L) \quad (38)$$

ecuación que representa el lugar geométrico de los puntos buscados, y que, evidentemente, es una recta en el diagrama H_G/T , de pendiente $L_m c_{Lm} / G'_s$. Esta recta se extiende desde la base de la columna (H_{G1}, t_{L1}) hasta la cabeza (H_{G2}, T_{L2}) . Para poder trazarla hay que conocer la relación de caudales y las condiciones en uno de los extremos. En los procesos en los que se enfría el agua, la recta operativa estará por debajo de la curva de equilibrio (para una

determinada entalpía del aire, la temperatura del agua es mayor que la de la interfase), mientras que en los que se calienta (deshumidificación) estará por encima.

Análogamente a los casos analizados con concentraciones para otras operaciones, si la recta operativa toca en algún punto a la curva de equilibrio se traduce en una fuerza impulsora nula y, consecuentemente, se requeriría una superficie de contacto infinita o altura de relleno infinita, para conseguir un determinado cambio de temperatura en el líquido. Esta condición representaría la relación limitante de la pendiente de la recta operativa.

Resulta que, por ejemplo, el punto N de la figura 9 estará por debajo de la curva de equilibrio siempre que la entalpía del aire entrante H_{G1} , sea menor que la correspondiente a la saturación para el aire en las condiciones de entrada. Como la entalpía del aire es, para la mayoría de los propósitos prácticos, sólo función de la temperatura de saturación adiabática (o en el caso del sistema aire-agua, de la temperatura húmeda), la temperatura húmeda del aire de entrada debe ser menor que la temperatura del líquido a la salida (t_{L1}), pero su temperatura seca no tiene, necesariamente, que serlo. Por esta razón, es perfectamente posible enfriar agua a una temperatura inferior a la temperatura seca del aire a la entrada (t_{L1}). También es posible operar una torre de enfriamiento con aire saturado, siempre que su temperatura sea menor que t_{L1} . La diferencia entre la temperatura de salida del líquido y la temperatura húmeda del gas a la entrada ($t_{L1}-t_{w1}$), es una medida de la fuerza impulsora disponible en la base de la columna.

Normalmente, se fija para el diseño en 2-3 °C. En todos los casos se debe añadir una determinada cantidad de agua para compensar las pérdidas por evaporación y arrastre en los sistemas con recirculación. Si el agua añadida contiene sales, es necesario eliminar deliberadamente una determinada cantidad de agua con objeto de mantener el nivel de sal en el agua en valores aceptables.

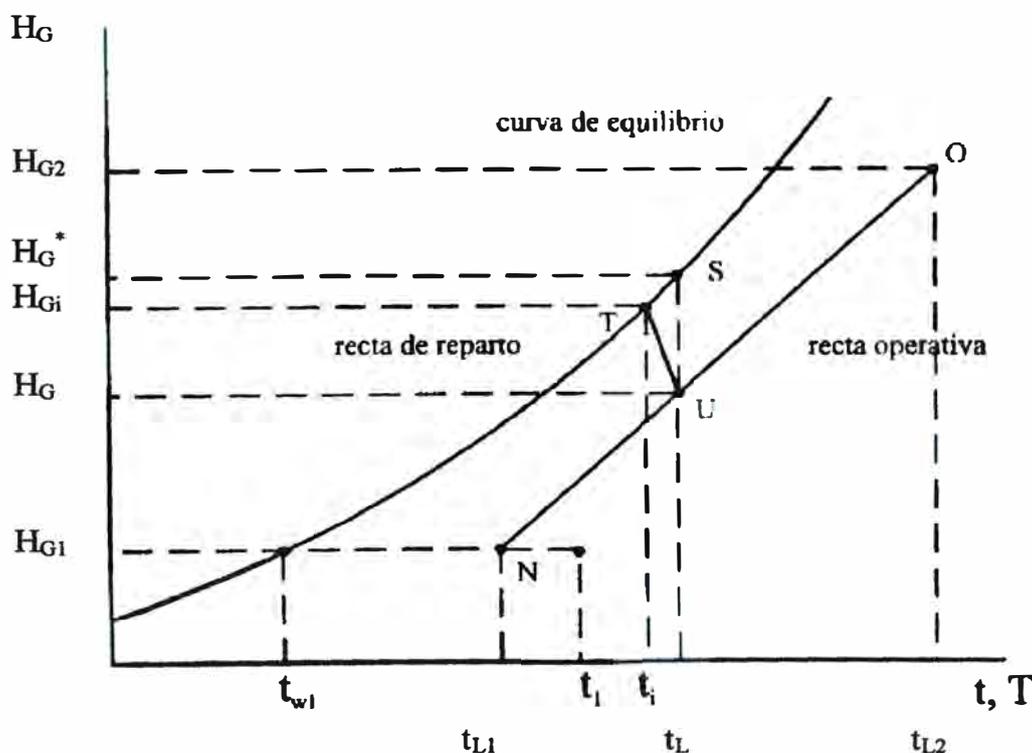


Fig. 9 Curva de Equilibrio y recta de operación

En el caso de enfriamiento de agua se conocen las condiciones de la base de la columna, por lo que la pendiente de la operativa máxima se traza a partir de este punto hasta cortar la curva de equilibrio en el punto correspondiente a la temperatura de entrada del agua (t_{L2}). Si cortara a la curva antes de alcanzar esta posición, la operativa de pendiente máxima se obtiene trazando la tangente a la curva desde el punto representativo de la base de la columna.

Si el agua se calienta, se parte de la zona superior de la columna y la operativa de pendiente máxima se obtiene de forma similar. En los procesos en los que se hace recircular agua, $t_{L1} = t_{L2} = \text{constante}$, por lo que la operativa se transforma en un punto, y el método no es aplicable.

Para obtener las condiciones en la interfase, necesarias para llevar a cabo la integración gráfica o numérica implícita en las ecuaciones (31) y (32), en cada sección de la columna, para cada valor de (H_G, t_L) (cada punto sobre la recta operativa), se traza una recta de reparto, dada por la ecuación (37). La intersección de esta recta con la curva de equilibrio proporciona las condiciones buscadas (figura 9). De este modo, empezando por la base de la columna, se van dando valores a i_G sobre la recta operativa y se van determinando, como se ha indicado, los correspondientes valores de interfase, hasta alcanzar la cabeza de la columna. Representando $1/(H_{Gi}-H_G)$ frente a H_G y determinando el área bajo la curva entre los límites correspondientes se puede obtener N_G .

También se puede evaluar la integral tomando pequeños incrementos de H_G o t_L , en los que se usa una fuerza impulsora media $(H_{Gi}-H_G)_m$ constante. En este caso, y para cada intervalo:

$$N_G = (H_{G2} - H_{G1}) / (H_{Gi} - H_G)_m \quad (39)$$

o

$$N_L = c_L (t_{L2} - t_{L1}) / (H_{Gi} - H_G)_m \quad (40)$$

Es evidente, que si en el intervalo de la columna la curva de equilibrio se puede aproximar a una recta, las ecuaciones (39) y (40) se podrán aplicar para toda la columna. En caso contrario, habrá que descomponer la columna en zonas donde sea admisible esta suposición. El número de unidades de transmisión será la suma de los calculados para todos los intervalos considerados.

En el sistema aire-agua, la curva de equilibrio (obtenida por regresión de los datos experimentales de entalpía H_G de saturación y temperatura) a una determinada presión es siempre la misma y puede representarse por la ecuación empírica (a una temperatura entre 15 y 50 °C) por:

$$H_{Gi} = 69.26 - 3.69t_i + 0.1551t_i^2 \quad (\text{kJ/kg aire sec o}) \quad (41)$$

De este modo, las ecuaciones (37), (38) y (41) permiten expresar H_G , H_{Gi} y t_L en función de t_i , lo que permite llevar a cabo la integración analítica de las ecuaciones del número de unidades de transferencia.

También se pueden usar fuerzas impulsoras totales para evaluar la integral, tomando puntos tales como el S en la figura 9.

En este caso, la fuerza impulsora sería $(H_G^* - H_G)$. En este caso habría que utilizar coeficientes de transferencia de materia globales. Hay pocos datos de h_L (coeficiente de transferencia de calor en la fase líquida), pero los que hay indican que es muy grande, por lo que se puede suponer en muchos casos que la pendiente de las rectas de reparto es infinita y, por tanto, son verticales. Además, en muchas ocasiones para determinados tipos de relleno solo se conocen los valores de los coeficientes globales y no de los individuales, por lo que en estos casos habrá que utilizar las fuerzas impulsoras totales.

2.1.2 Método de Mickley para la formación de la curva en fase gas

El uso de coeficientes globales no distingue entre el enfriamiento por convección o por evaporación, y no permite el cálculo de la temperatura o humedad del aire de salida. Por otra parte, el flujo de calor en la fase líquida y gaseosa no es exactamente igual ya que parte del mismo se invierte en evaporar agua en la interfase. De hecho, como ya se ha indicado, en la base de columnas altas se puede obtener flujo de calor desde ambas fases a la interfase. Otra posible objeción a la utilización de coeficientes globales es que la relación de Lewis sólo puede aplicarse a los coeficientes de la fase gaseosa.

Para determinar la evolución del aire en el interior de la columna, y por tanto el cálculo de las condiciones a la salida, es necesario conocer los coeficientes individuales. Como primera aproximación, se puede considerar que el aire estará prácticamente saturado, estimando así las pérdidas de agua.

El método para la determinación de las condiciones del aire en cualquier sección de la columna fue propuesto por Mickley en 1949 y se basa en lo siguiente: si se admite la relación de Lewis, la ecuación (10) se puede escribir:

$$G'_s dt_G = k'(aAdZ)(t_i - t_G) \quad (42)$$

dividiendo (28) por (42):

$$dH_G / dt_G = (H_{Gi} - H_G) / (t_i - t_G) \quad (43)$$

La ecuación (43) relaciona la temperatura del aire y su entalpía en cualquier sección de la columna. Aunque dH_G/dt_G no es constante a lo alto de la torre, se puede considerar que para pequeños intervalos de altura sí lo es. Ello permite construir la curva de Mickley (una descripción mas detallada aparece en el apéndice 8.3) como una sucesión de tramos rectos (figura 10), construida como se esquematiza a continuación. Sobre un diagrama $i_G=f(t)$, se representan la curva de equilibrio y la recta operativa. A partir del punto que representa las condiciones de la base de la columna (H_{G1}, t_{L1}) se traza una recta de reparto (pendiente $-h_L/k'$) hasta que corte a la curva de equilibrio en el punto (H_{Gi1}, t_{i1}). Uniendo este punto con el punto que representa las condiciones del aire a la entrada (H_{G1}, t_{G1}), se tiene una recta de pendiente $(H_{Gi1}-H_{G1})/(t_{i1}-t_{G1})$, que de acuerdo con la ecuación (43) será igual a (dH_G/dt_G) en las condiciones de la base de la columna. Si consideramos este valor constante en un pequeño tramo de la columna (tramo BC), el punto C representará las condiciones del aire (H_G, t_G) a la salida de ese tramo considerado, a una pequeña distancia de la base. En este punto, para ese valor de H_G la temperatura del agua será t_L , punto D sobre la recta operativa. Este punto D puede tomarse como nuevo origen para calcular un nuevo tramo de la curva de Mickley. El proceso se repite hasta alcanzar la entalpía del aire en la cabeza de la columna.

El resultado es una línea quebrada que se aproxima tanto más a una curva cuanto menor es el tamaño del incremento de altura considerado. A diferencia de la recta operativa, que puede estar por encima o por debajo de la curva de equilibrio, la curva de Mickley siempre se encuentra por debajo de la misma, ya que la entalpía del aire siempre será inferior a la de saturación a una temperatura determinada, salvo que esté saturado o sobresaturado. De hecho, cuando la curva de Mickley toca a la curva de equilibrio indica que hay saturación en la columna, con la consiguiente formación de niebla y pérdida de rendimiento de la columna que sólo funcionará por diferencias de temperatura. Una vez alcanzada la saturación del aire ya no se produce transferencia de materia y sólo se puede perder calor sensible. En el caso de la humidificación, a partir de la saturación el aire ya no se humidifica más, por lo que el resto de la columna está de sobra, no es operativo.

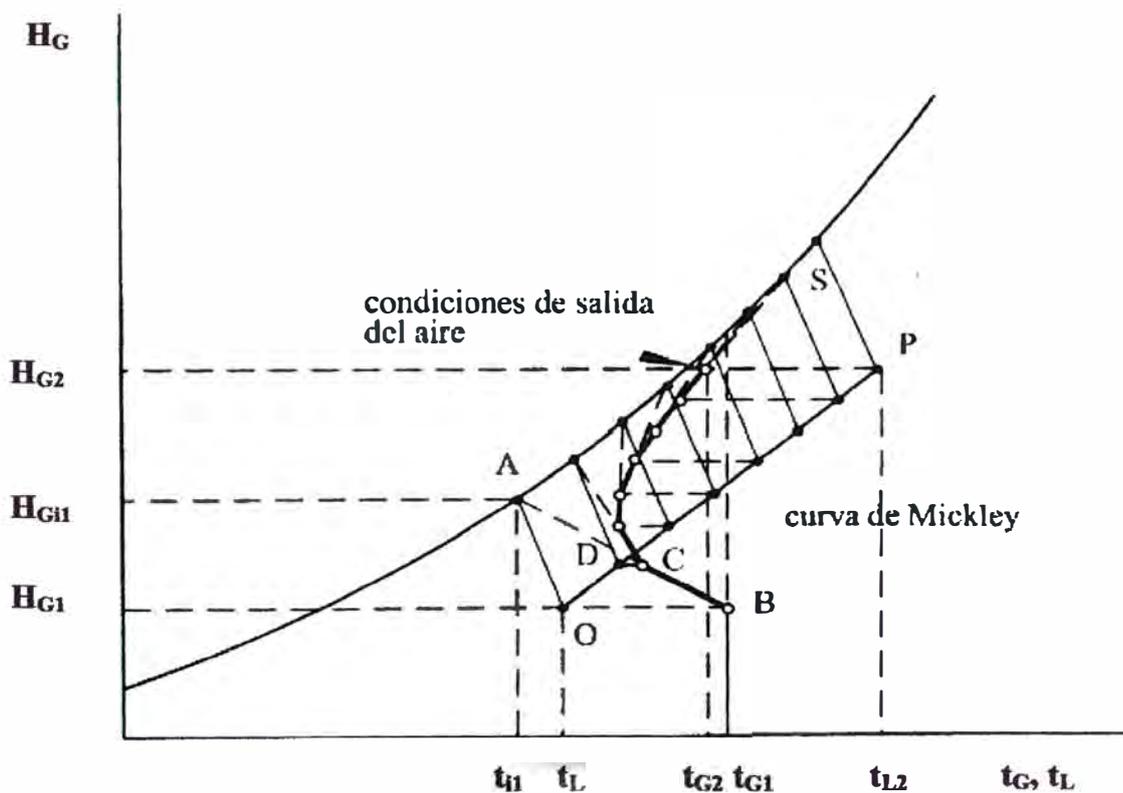


Fig. 10 Curva de Mickley

Cálculo experimental de los coeficientes

Correlaciones

Con el fin de poder diseñar de forma correcta un equipo experimental es necesario conocer los coeficientes de transferencia h_L , h_c y k' . Para ello Mickley propuso un método simplificado que sólo requiere la realización de una experiencia de deshumidificación aire-agua.

En una columna provista del relleno a estudiar, y convenientemente aislada del exterior (condiciones adiabáticas), se efectúa un experimento de enfriamiento de agua. Una vez alcanzado el régimen estacionario, se miden cuidadosamente el caudal, temperatura y humedad del aire a la entrada y a la salida de la columna, el caudal de agua y su temperatura a la entrada y la salida y la altura de relleno. A partir de estos datos es posible dibujar en el diagrama H_G frente a t_L la recta operativa, así como los puntos representativos del aire a la entrada y a la salida.

A continuación, se supone un valor de la pendiente de las rectas de reparto, constante para toda la columna ($-h_L/k'$). Con él se construye la curva de Mickley y se comprueba si el punto final coincide con el representativo del aire a la salida de la columna. Si coincide, el valor de ($-h_L/k'$) se podrá tomar como un promedio adecuado para la columna, si no coincide se supondrá un nuevo valor de ($-h_L/k'$), y se repetirá el proceso.

Una vez obtenido el valor correcto de ($-h_L/k'$), se calcula N_G , por alguno de los métodos descritos anteriormente, y se aplica la ecuación (29), en la que se conoce h , G'_s , A y N_G , con lo que es posible despejar el valor de $k'a$. Del valor de la pendiente de las rectas de reparto se puede entonces obtener el valor de h_L . Y a partir de la relación de Lewis, el valor de h_c . De este modo, se pueden determinar los valores de los tres coeficientes a cada velocidad de flujo en un experimento simple.

Distintos autores han medido los coeficientes de transferencia de materia y calor en enfriamiento de agua y torres de humidificación (ref. 7.1 – 7.3).

Thomas y Houston, utilizando una torre de 2 m de altura y 0.3 m² de sección cuadrada, rellena con láminas de madera, dieron los siguientes valores para los coeficientes de transferencia, para alturas de relleno superiores a 75 mm:

$$h_c a = 3(L/A)^{0.26} (G'_s/A)^{0.72} \quad (44)$$

$$h_L a = 10400(L/A)^{0.51} (G'_s/A) \quad (45)$$

$$k'a = 2.95r_h(L/A)^{0.266} (G'_s/A)^{0.72} \quad (46)$$

con L y G'_s en kg/s, A en m², $h_c a$ y $h_L a$ en W/(M³.K) y $k'a$ en kg/(hm³) . De estas correlaciones se puede deducir que el coeficiente correspondiente a la fase líquida es considerablemente mayor que el de la fase gas, pero no siempre se puede despreciar la resistencia ofrecida por la fase líquida. Cribb determinó valores del cociente h_L/h_c en el rango 2.4-8.5. Como primera aproximación se puede suponer que toda la resistencia a la transferencia de calor reside en la fase gas, y que la temperatura del agua en la interfase es, por tanto, igual a la temperatura del seno del líquido, esto simplifica notablemente los cálculos, las rectas de reparto se hacen todas verticales.

En el diseño de columnas comerciales, muchas veces se dispone de gráficos que proporcionan las características de funcionamiento de distintos rellenos. Suelen proporcionar el valor de ($k'aV/(L/A)$), donde V es el volumen activo para el enfriamiento (m³/m² de área plana), como función de t_G , t_w y (L/G'_s).

Cálculo de la sección transversal de la torre

Para ello, se estiman los valores de (G'_s/L) y de la velocidad del aire. Se recomiendan valores de (G'_s/L) del orden de 1-1.5 y de 1.8-2.45 m/s para la velocidad (Marcilla 1999). Una vez conocido el caudal de agua a tratar, se obtiene el de gas a partir de (G'_s/L).

Dividiendo el caudal de gas por la velocidad del aire y multiplicando por el volumen húmedo se obtiene la sección transversal.

Normalmente, se redondea a valores que permitan la utilización de rellenos estándar. Se debe procurar que la humectación del agua sea adecuada, no debiendo existir zonas secas, goteo o arrastre de relleno. El caudal de humectación (velocidad de líquido / superficie de relleno por unidad de volumen) debe estar comprendido entre un valor mínimo que asegure una buena humectación, y un valor máximo que empezaría a provocar arrastre.

2.1.3 Método riguroso. Diseño de condensadores-enfriadores de contacto directo

Operaciones adiabáticas

Generalmente se llevan a cabo en algún tipo de torre empacada (Treybal, 1980 y ref. 7.3), a menudo con flujo a contracorriente del gas y del líquido. En primer lugar se desarrollarán las relaciones generales; posteriormente, se aplicaran a operaciones específicas.

Relaciones fundamentales

En la figura 10, que se muestra una torre de área transversal unitaria. Un balance de masa para la sustancia A en la parte superior de la torre. (entorno I) es:

$$L' - L'_1 = G'_s (Y - Y_1) \quad (47)$$

o
$$dL' = G'_s dY' \quad (48)$$

En la misma forma, un balance de entalpía es

$$L' H_L + G'_s H'_1 = L'_1 H_{L1} + G'_s H' \quad (49)$$

Estas pueden aplicarse a toda la torre colocando el subíndice 2 en los términos sin numerar.

Las relaciones de rapidez son bastante complejas y se desarrollarán a la manera de Olander (Treybal, 1980 y Ref. 7.3). Obsérvese la figura de abajo, que representa una sección de la torre de altura diferencial dZ y muestra al líquido y al gas que fluyen uno al lado del otro, separados por la interfase gas-líquido. Son diferenciales todos los cambios de temperatura, humedad, etcétera, sobre esta sección.

La superficie interfacial de la sección es dS . Si la superficie interfacial específica / volumen empacado es a (que no es igual que la superficie empacada a_p), y puesto que el volumen de empaque por sección transversal unitaria es dZ , entonces $dS = a \cdot dZ$. Si el empaque no está mojado completamente por el líquido, la superficie por la transferencia de masa a_M , que es la interfase líquido-gas, será menor para aquella para la transferencia de calor a_H . Puesto que la transferencia de calor puede suceder entre el empaque y los fluidos (Obsérvese que a_M corresponde a a_V), entonces, las velocidades de transferencia son: Masa, como flujo de masa / área de la sección transversal de la torre.

$$N_A M A a_M dZ = -G'_s dY' = M_A F_G \left(\ln \frac{1 - \bar{p}_{A,i} / p_t}{1 - \bar{p}_{A,G} / p_t} \right) a_M dZ \quad (50)$$

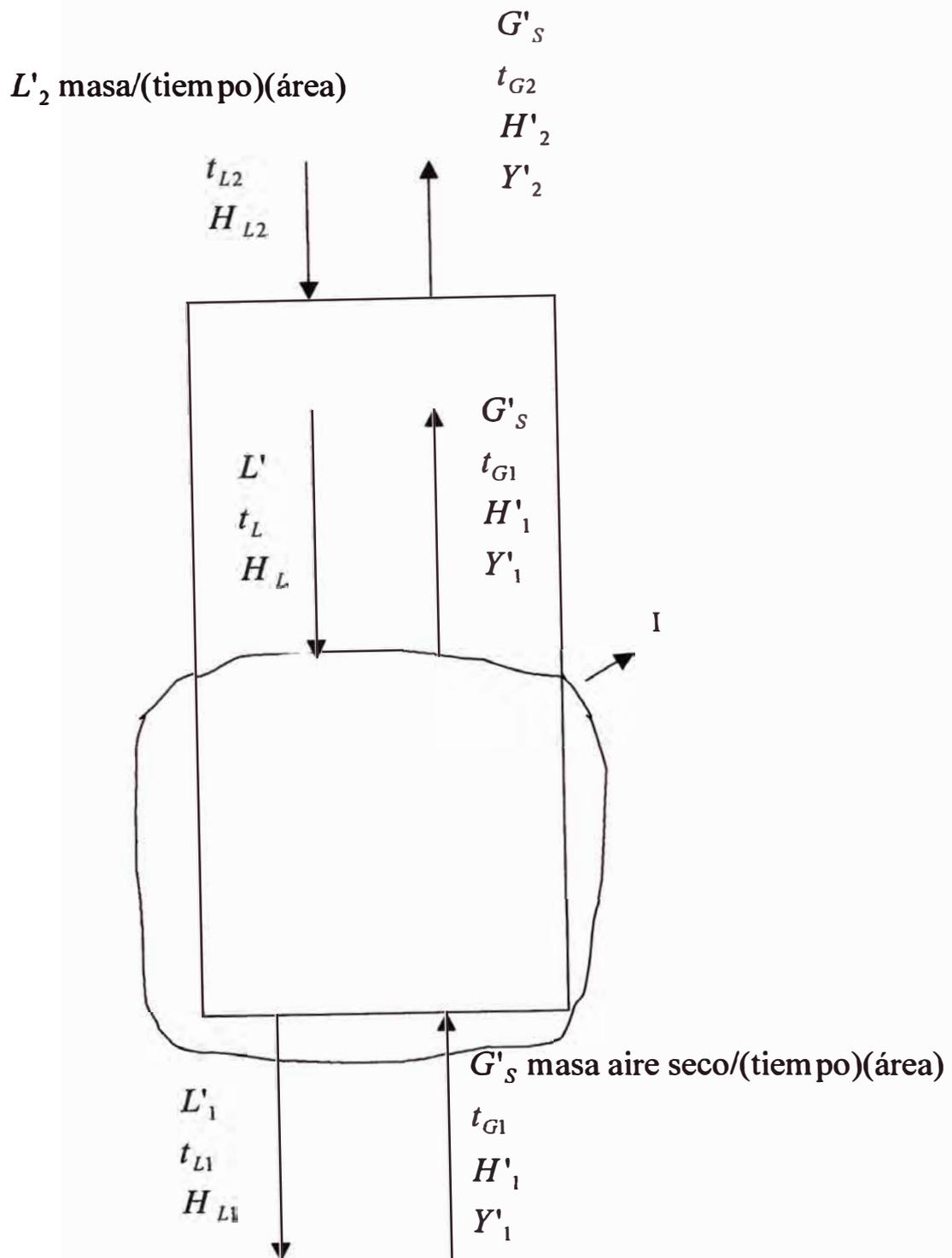


Fig. 11. Contacto continuo a contra corriente adiabático entre gas-líquido

Calor sensible, como flujo de energía / área de la sección transversal de la torre.

$$\text{Gas: } q_S a_H dZ = \frac{N_A M_A C_A}{1 - e^{-N_A M_A C_A / h_G}} (t_G - t_i) a_H dZ = h'_G a_H (t_G - t_i) dZ \quad (51)$$

$$\text{Líquido: } q_{SL} a_H dZ = h_L a_H (t_i - t_L) dZ \quad (52)$$

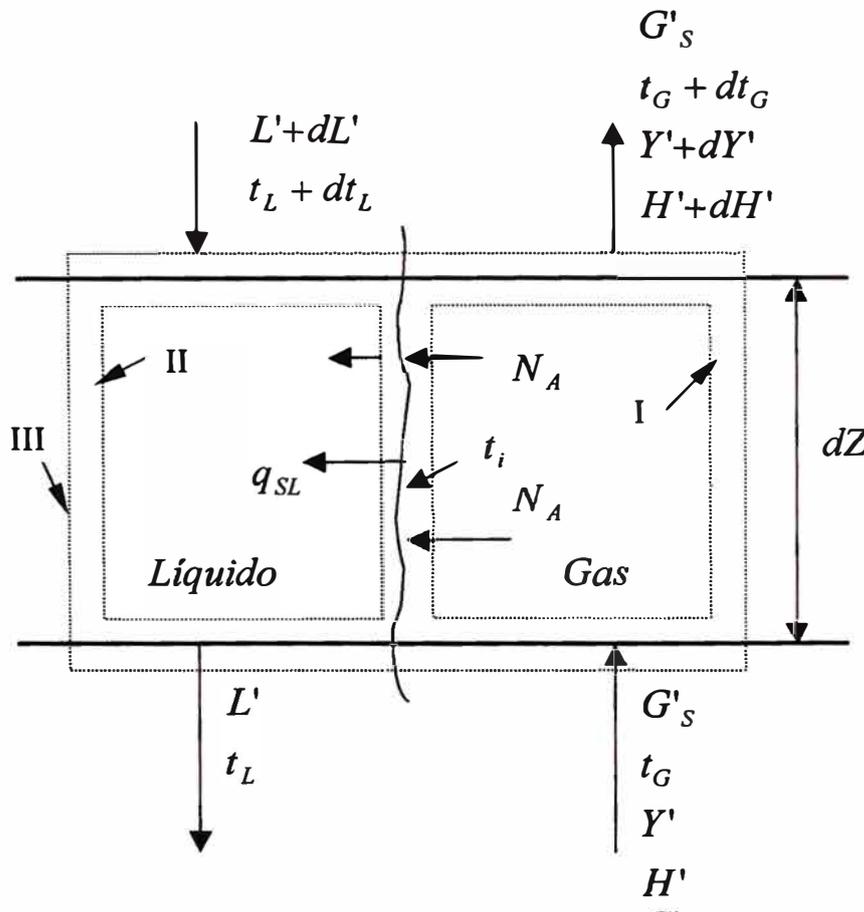


Fig. 12 Sección diferencial de una torre empacada

En la ecuación (50), $p_{A,i}$ es la presión de vapor de A a la temperatura de la interfase t_i y $p_{A,G}$ es la presión parcial en el cuerpo del gas. En la ecuación (51) se ha despreciado la radiación y el coeficiente h'_G , que toma en cuenta el efecto de la transferencia de masa sobre la transferencia de calor, reemplaza al coeficiente ordinario de convección h_G . Las ecuaciones de flujo están escritas como si la transferencia fuese en la dirección del gas a la interfase del líquido, pero puede aplicarse, tal y como están escritas, a todas las situaciones; los signos correctos para los fluxes se obtendrán automáticamente.

Entorno I

$$\text{Flujo de entalpía a la entrada} = G'_s H' \quad (53)$$

$$\text{Flujo de entalpía a la salida} = G'_S (H'+dH') - (G'_S dY') [C_A (t_G - t_0) + \lambda_0] \quad (54)$$

El segundo término es la entalpía del vapor transferido (recuérdese que N_A y $G'_S dY'$ tienen signos opuestos).

Flujo de entrada – flujo de salida = rapidez de transferencia de calor

$$G'_S H' - G'_S (H'+dH') + (G'_S dY') [C_A (t_G - t_0) + \lambda_0] = h'_G a_H (t_G - t_i) dZ \quad (55)$$

Si dH' , obtenida por derivación, se sustituye, esta se reduce a

$$-G'_S C_S dt_G = h'_G a_H (t_G - t_i) dZ \quad (56)$$

Entorno II

$$\text{Flujo de entalpía a la entrada} = (L'+dL') (C_{A,L} t_L + dt_L - t_0) + (-G'_S dY') C_{A,L} (t_i - t_0) \quad (57)$$

Aquí, el segundo término es la entalpía del material transferido, que ahora es un líquido.

Flujo de salida = flujo de entrada + rapidez de transferencia de calor

$$L' C_{A,L} (t_L - t_0) = (L'+dL') (C_{A,L} t_L + dt_L - t_0) + (-G'_S dY') C_{A,L} (t_i - t_0) + h_L a_H (t_i - t_0) dZ \quad (58)$$

y se sustituye y se ignora la diferencial de segundo orden $dY' x dt_L$ esta ecuación se vuelve

$$L' C_{A,L} dt_L = (G'_S C_{A,L} dY' - h_L a_H dZ) (t_i - t_L) \quad (59)$$

Entorno III

$$\text{Flujo de entalpía a la entrada} = G'_S H' + (L'+dL') C_{A,L} (t_L + dt_L - t_0) \quad (60)$$

$$\text{Flujo de entalpía a la salida} = L' C_{A,L} (t_L - t_0) + G'_S (H'+dH') \quad (61)$$

Flujo de entrada = flujo de salida (operación adiabática)

$$G'_S + (L'+dL') C_{A,L} (t_L + dt_L - t_0) = L' C_{A,L} (t_L - t_0) + G'_S (H'+dH') \quad (62)$$

Ignorando el término $dH' dt_L$, se vuelve

$$L' C_{A,L} dt_L = G'_S \{ C_S dt_G + [C_A (t_G - t_0) - C_{A,L} (t_L - t_0) + \lambda_0] dY' \} \quad (63)$$

Ahora se van a aplicar estas ecuaciones a las operaciones adiabáticas.

Enfriamiento de agua con aire

Sin duda esta es la operación, más importante. El agua, entibiada por el paso a través de intercambiadores de calor, condensadores y similares, se enfría por contacto con el aire atmosférico para ser utilizada nuevamente. El calor latente del agua es tan grande que una cantidad pequeña de evaporación produce grandes efectos de enfriamiento. Puesto que la rapidez de transferencia de masa y generalmente pequeña, el nivel de temperatura es generalmente bastante pequeño y puesto que la relación de Lewis se aplica al sistema aire-agua en forma razonablemente adecuada, las relaciones de la sección anterior pueden simplificarse bastante mediante aproximaciones razonables.

Por lo tanto, los términos para el calor sensible en la ecuación (63) son despreciables en comparación con el calor latente, se tiene

$$L' C_{A,L} dt_L = G'_S C_S dt_G + G'_S \lambda_0 dY' \approx G'_S dH \quad (64)$$

En esta ecuación, el último término del lado derecho ignora la Y' que aparece en la definición de C_S . Integrandolo, con la suposición adicional de que L' es básicamente constante (poca evaporación)

$$L' C_{A,L} (t_{L2} - t_{L1}) = G'_S (H'_{2} - H'_{1}) \quad (65)$$

Este balance de entalpía puede representarse graficando la entalpía del gas H' contra t_L , como en la figura 13. La línea ON sobre la grafica representa la ecuación (65) y pasa a través de los puntos que representan las condiciones finales de los dos fluidos. Hasta ahora, como $L'_2 - L'_1$ es pequeña en comparación con L' , la línea es recta con pendiente $L' C_{A,L} / G'_S$. La curva en el equilibrio en la figura se grafica para las condiciones del gas en la interfase gas-liquido, es decir la entalpía del gas saturado a cada temperatura.

Si la rapidez de transferencia de masa es pequeña, como generalmente lo es, la ecuación (56) se puede escribir como

$$G'_S C_S dt_G = h_G a_H (t_i - t_G) dZ \quad (66)$$

ignorando el calor sensible del vapor transferido, la ecuación (59) se vuelve

$$L' C_{A,L} dt_L = h_L a_H (t_L - t_i) dZ \quad (67)$$

Luego:

$$G'_S dH' = h_G a_H (t_i - t_G) dZ + \lambda_0 k_Y a_M (Y'_i - Y') dZ \quad (68)$$

Si $h_G a_H / C_S K_Y a_M = r$ esto se transforma en

$$G'_S dH = k_Y a_M [(C_S r t_i + \lambda_0 Y'_i) - (C_S r t_G + \lambda_0 Y')] dZ \quad (69)$$

Para el caso especial en que $r=1$ los términos entre paréntesis son las entalpías del gas. La restricción $r=1$ requiere que $Le=1$ (aire-agua), y $a_M = a_H = a$ (esto último será cierto sólo en el caso de que el empaque de la torre esté completamente irrigado; aun para el contacto aire-agua, se ha observado valores de r tan altos como 2, con flujos bajos del líquido).

Comprendiendo lo anterior,

$$G'_s dH' = k_y a (H'_i - H') dZ \quad (70)$$

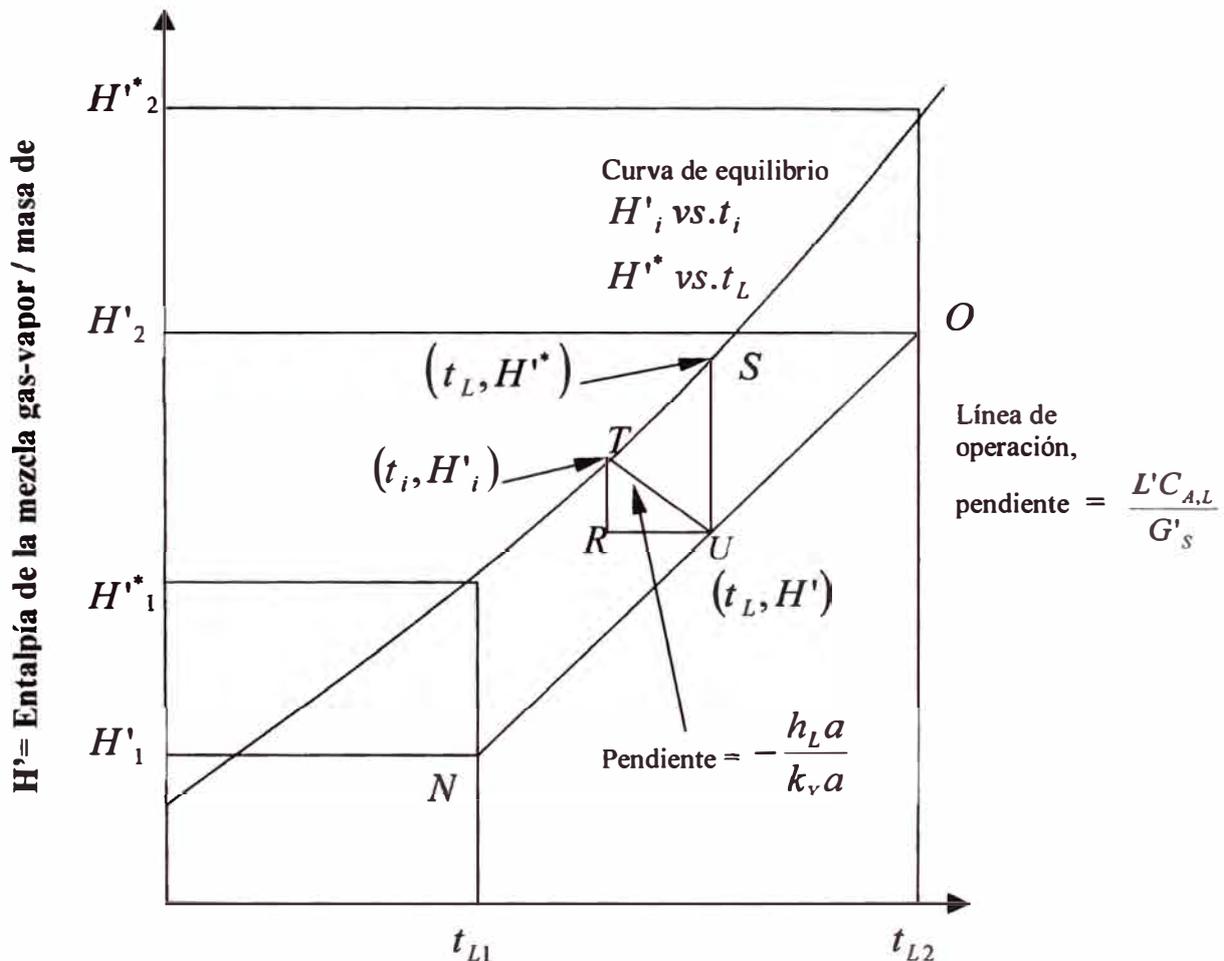


Fig. 13. Diagrama entalpía vs. temperatura del líquido

que es notable por el hecho de que el coeficiente de transferencia de masa se utiliza con una fuerza motriz de entalpía.

$$G'_s dH' = k_y a (H'_i - H') dZ = h_L a (t_L - t_i) dZ$$

En el aparato, en la posición correspondiente al punto U sobre la línea de operación (figura 13), el punto T representa las condiciones en la interfase; la distancia TR representa la fuerza motriz de entalpía $H'_i - H'$ dentro de la fase gaseosa. Preparando gráficas como la del triángulo RTU en varios lugares a lo largo de la línea de operación, se pueden obtener los valores correspondientes de H'_i y H' .

Entonces, suponiendo que $k_y a$ es constante, tenemos

$$\int_{H'_2}^{H'_1} \frac{dH'}{H'_i - H'} = \frac{k_y a}{G'_S} \int_0^Z dZ = \frac{k_y a Z}{G'_S} \quad (72)$$

La integral puede calcularse gráficamente, al igual que la altura empacada Z . Algunas veces, a la integral de la entalpía se le da otra interpretación. Entonces,

$$\int_{H'_2}^{H'_1} \frac{dH'}{H'_i - H'} = \frac{H'_2 - H'_1}{(H'_i - H')_{av}} = N_{IG} \quad (73)$$

en donde la parte media de la ecuación es el número de veces que la fuerza motriz promedio se divide entre el cambio de la entalpía. Esta es una media de la dificultad de la transferencia de entalpía, llamada el *número de unidades de transferencia de entalpía del gas* N_{IG} . En consecuencia,

$$Z = H_{IG} N_{IG} \quad (74)$$

en donde la altura de una unidad de transferencia de entalpía del gas $= H_{IG} = G'_S / k_y a$. Con frecuencia se prefiere H_{IG} en lugar de $k_y a$, como una medida del comportamiento de empaque, puesto que depende menos de los flujos y tiene la sencilla dimensión de longitud.

Como se consideró anteriormente, puede utilizarse una fuerza motriz global que represente la diferencia en entalpía para las fases totales, pero expresada en función H' , como la distancia vertical SU . Esto requiere de su coeficiente global correspondiente y lleva a números y alturas globales de las unidades de transferencia:

$$N_{IOG} = \int_{H'_1}^{H'_2} \frac{dH'}{H'^* - H'} = \frac{K_y a Z}{G'_S} = H_{IOG} \quad (75)$$

El uso de esta ecuación es satisfactorio solo si la curva de entalpía en el equilibrio de la es recta, que no lo es exactamente, o si $h_L a$ es infinito, de tal forma que la temperatura interfacial sea igual a la temperatura de la masa principal del líquido. Aunque los pocos datos disponibles indican que $h_L a$ es generalmente bastante grande, existe cierta incertidumbre debido a que muchos datos se tomaron en tales condiciones que $h_G a_H / C_S k_y a_M = r$ no era la unidad, aun cuando se supuso que si lo era. En cualquier caso, pasa con frecuencia que, respecto de los empaques para torres de enfriamiento, solo se posee $k_y a$ o H_{IOG} , y no los coeficientes de fase individuales.

Al igual que con los concentraciones, una línea de operación sobre las coordenadas de entalpía de la figura 13, que en cualquier punto toca a la curva en el equilibrio, produce una fuerza electromotriz igual a cero y, en consecuencia, una superficie interfacial infinita, o altura infinita Z , para lograr un cambio dado de temperatura

2.2 Casos modelo

Se mostrarán varios ejemplos, donde se comprueba la validez y versatilidad del software Scada Cimplicity con los módulos en Visual Basic incorporados para modelar y simular las operaciones de humidificación de varios sistemas.

Así mismo, se muestran las interfases del software, hechas en Visual Basic, donde se han ingresado los datos correspondientes a cada sistema.

2.2.1 Relación de Lewis igual a la unidad, Sistema vapor de agua - aire - agua

Este sistema pertenece a la aplicación del método entálpico propuesto por Merkel, el cual usa también el algoritmo de Mickley para la predicción de la curva en fase gas. Su implementación computacional se encuentra en el apéndice 8.1

Fig. 14 Interfaz de datos para el trazado de la Curva de Mickley

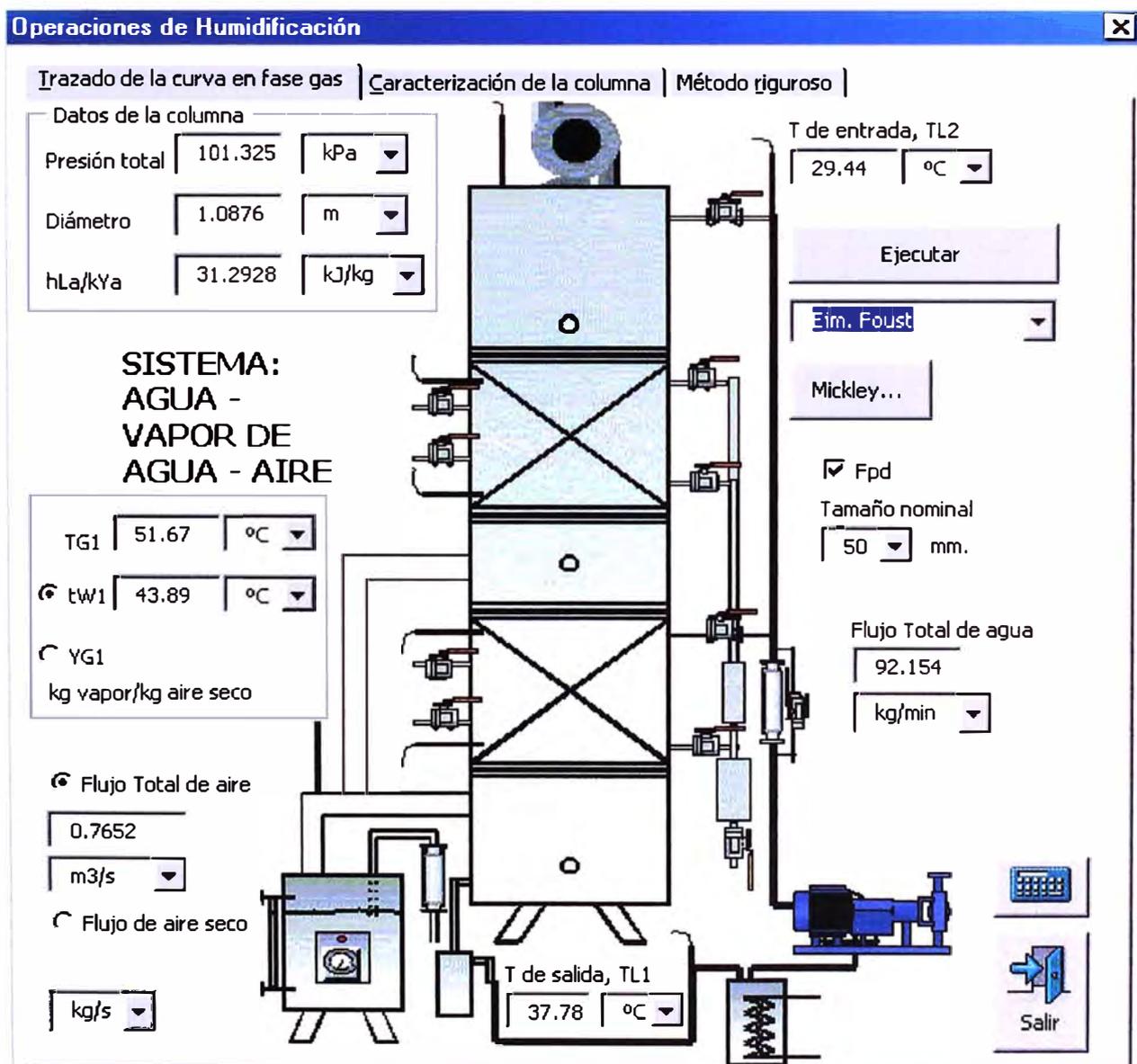


Fig. 15 Interfaz de resultados para el trazado de la Curva de Mickley

Resultados (Método gráfico de Mickley)

Operaciones de Humidificación: Sistema Agua - Vapor - Aire

Coefficientes

De transferencia de masa interfacial, $k_y a$

De transferencia de masa global, $K_Y a$

De calor en la fase líquida, $h_L a$

De calor en la fase gaseosa, $h_G a$

Relación de coeficientes, $h_L a / k_y a$

$N_t G$ $N_t O G$

Aire húmedo

YG1, kg vapor/kg aire YG2, kg vapor/kg aire

HG1 kJ/kg VH1 m³/kg HG2 kJ/kg VH2 m³/kg

TG1 °C TW1 °C TG2 °C TW2 °C

G1 m³/s %YG1 molar T. Rocío 1 °C G2 m³/s

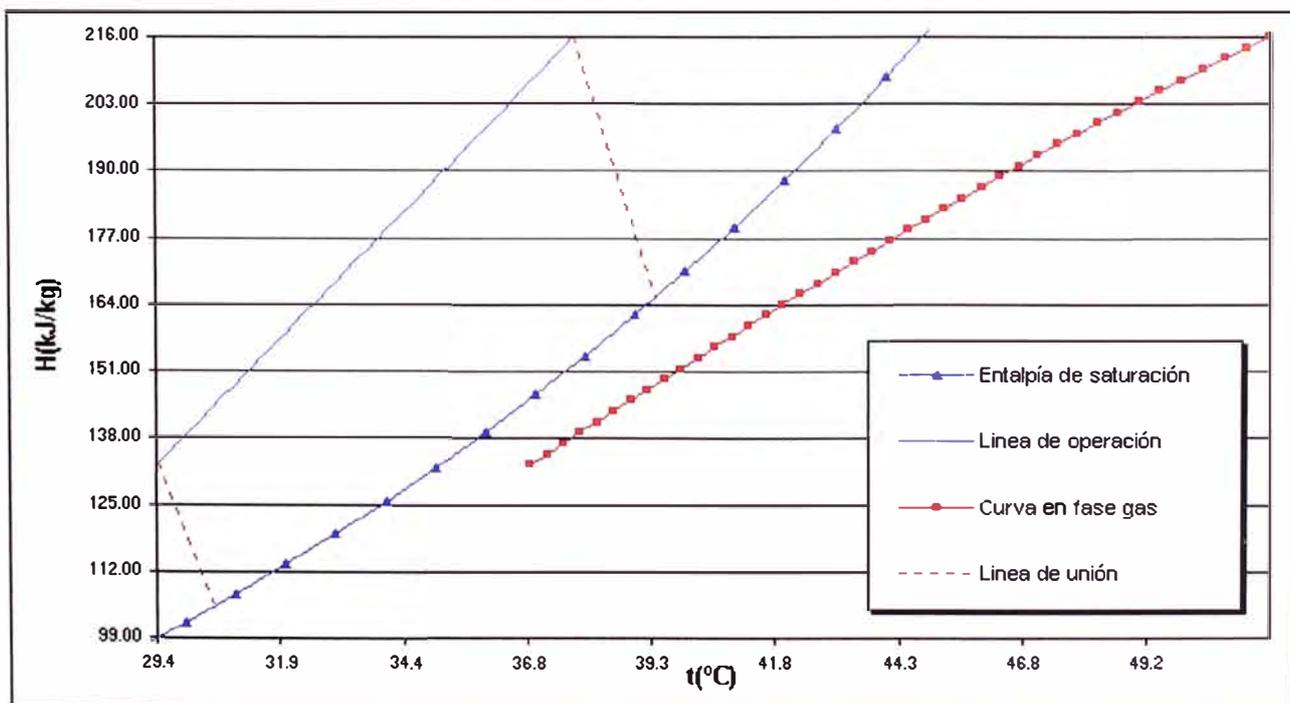
ΔH_G kJ/s ΔH_L kJ/s $\Delta P/Z$ atm/m

Líquido

L1, Flujo de líquido en la salida, kg/s L2, Flujo de líquido en la entrada, kg/s

Pendiente de la línea de operación Δ Líquido (kg/s) % Eficiencia

Fig. 16 Grafico de resultados para el trazado de la curva de Mickley



2.2.2 Relación de Lewis diferente de la unidad, Sistema nitrógeno - aire - agua

Problema de Diseño Riguroso (cálculo de la altura de empaque y el diámetro)

Se van a enfriar, a 27 °C, 5 m³/s de un gas pobre, 65% N₂, 35% CO, inicialmente a 1 atm a 315 °C, mediante contacto a contracorriente con agua que entra a 18 °C. Se va a utilizar una torre empacada con anillos Raschig de cerámica de 50 mm, con $L_2'/G_2' = 2.0$. Especificar el diámetro de una torre adecuada para este propósito y la altura empacada. Su implementación computacional se encuentra en el apéndice 8.1.

Fig. 17 Interfaz de datos para el método riguroso

The screenshot shows a software interface for the rigorous design of a humidification system. The window title is "Operaciones de Humidificación". The interface is divided into several sections:

- Trazado de la curva en fase gas | Caracterización de la columna | Método riguroso**
- Columna:** Presión total, kPa: 101.325; TG2 °C: 27; L2/G2 (másico): 2; YG2: 0.0001; kgV/kgG.S.
- SISTEMA: LIQUIDO - VAPOR - GAS**
- Gas Phase:** Fase gas: nitrógeno; G1: 5 m³/s; TG1: 315 °C; Sat.
- Liquid Phase:** Fase líquida: agua; Tamaño nominal: 50; ΔP total sugerido (Pa/m empaque): 400; Diámetro: (empty field); Ejecutar button; Ejm. Treybal dropdown; Salir button.
- Other Parameters:** T de entrada, TL2: 18 °C; L2: (empty field); kg/s dropdown; 53 6.5 ft³/min; 775.51 mmHg Recuperación; tw1; YG1: 0.

Fig. 18 Gráfico de la humedad y entalpía vs. temperatura para el método riguroso

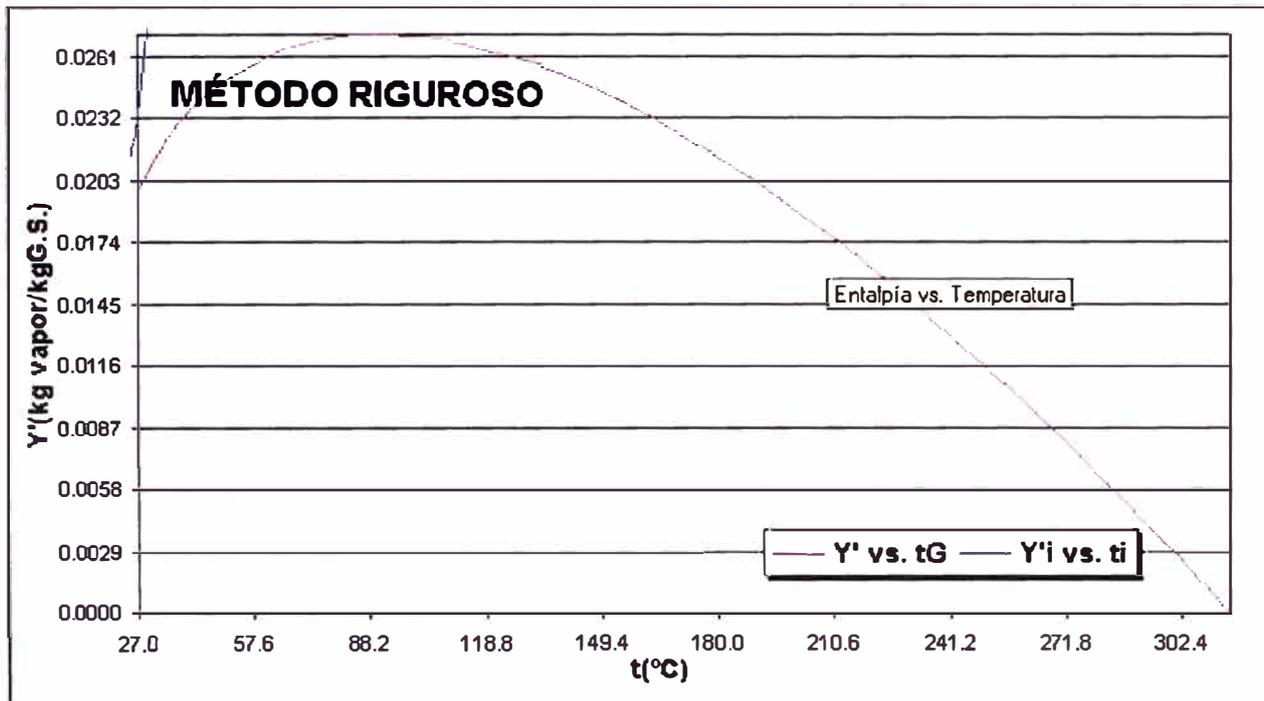
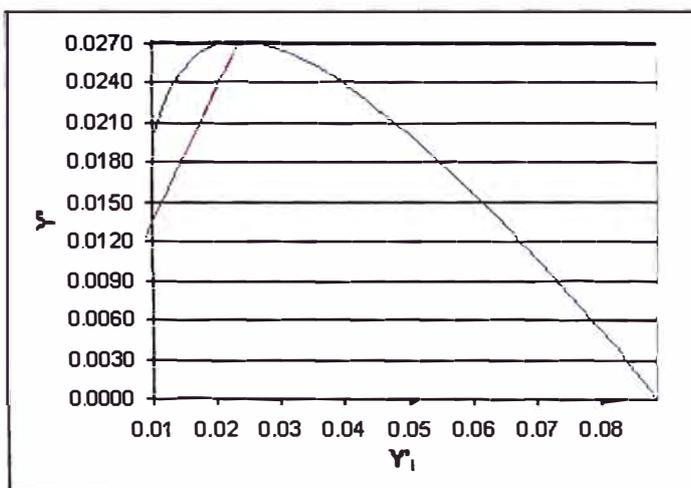
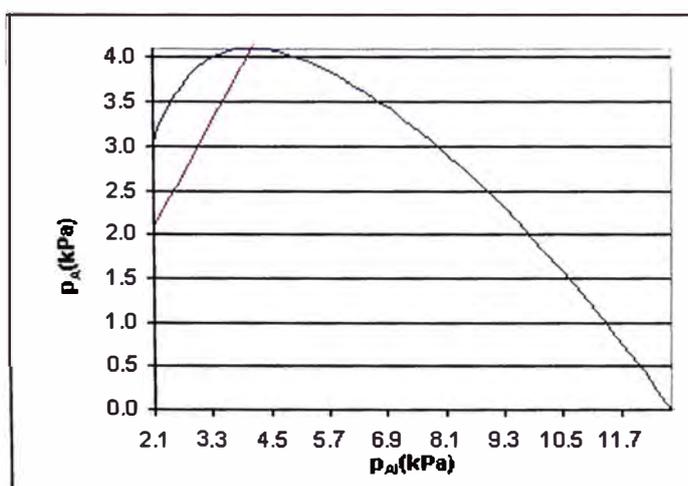


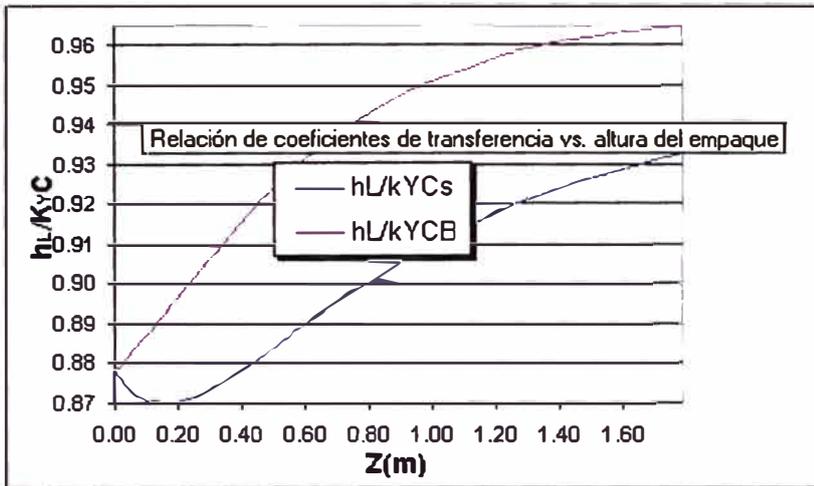
Fig. 19 Resultados de las propiedades y parámetros para el método riguroso



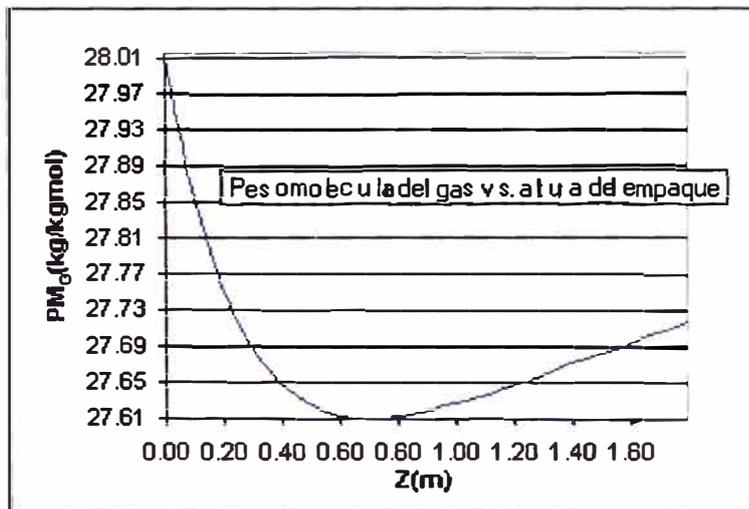
A. Humedad del vapor vs. Humedad en la interfase



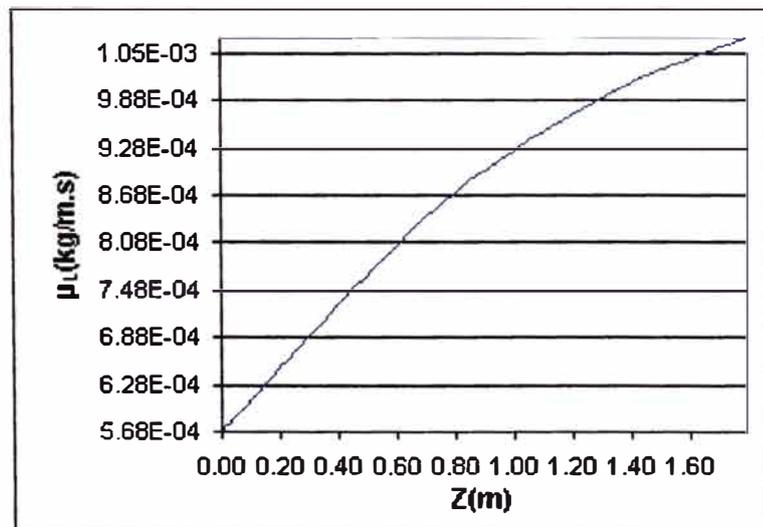
B. Presión del vapor vs. presión de vapor en la interfase



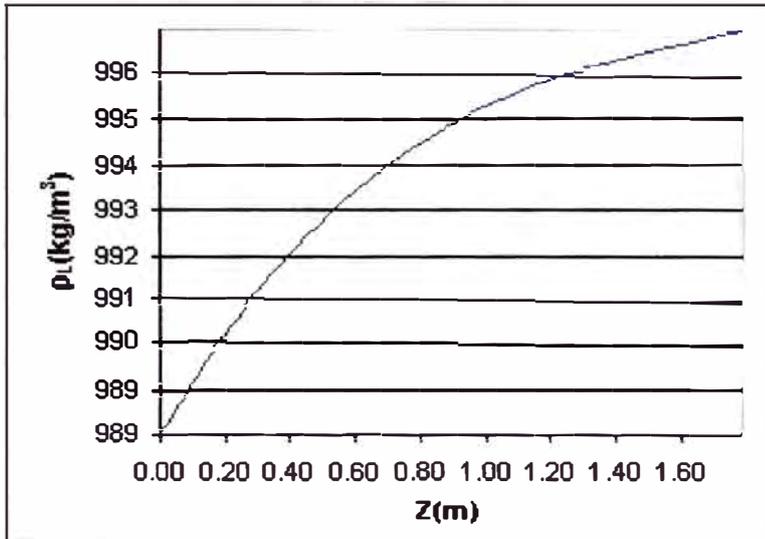
C. Relación de los coeficientes de transferencia de calor a los de masa



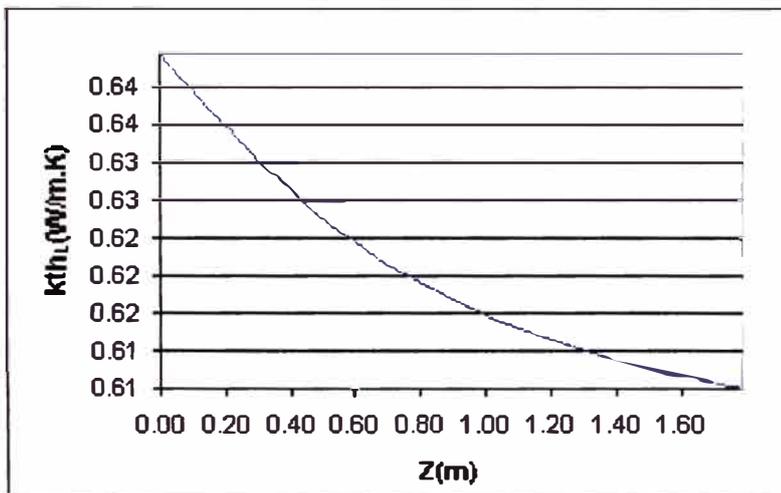
D. Peso molecular de la fase gas vs. la altura de empaque



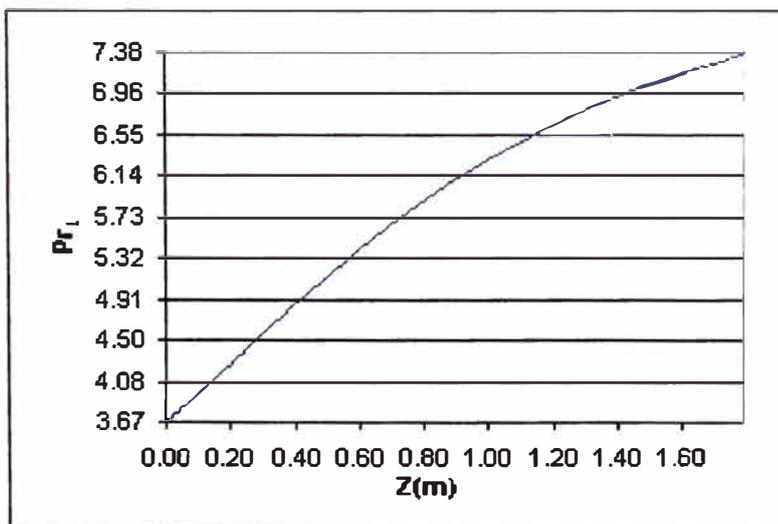
E. Viscosidad de la fase líquida vs. la altura de empaque



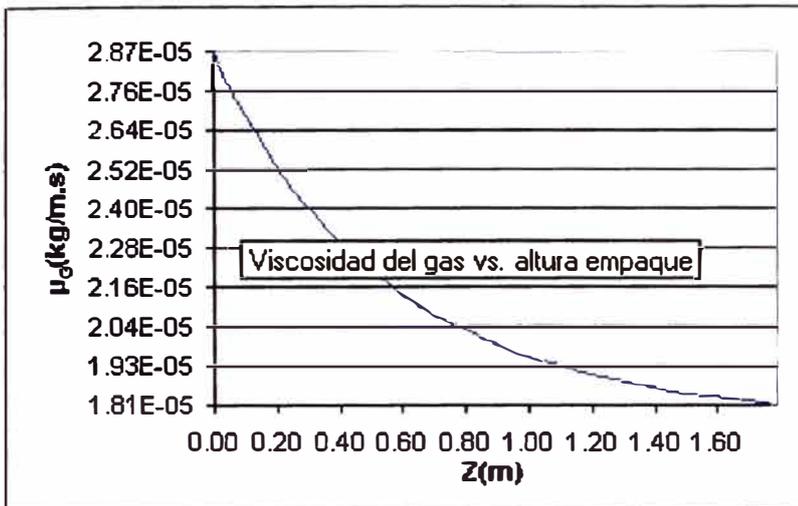
F. Densidad de la fase líquida vs. la altura de empaque



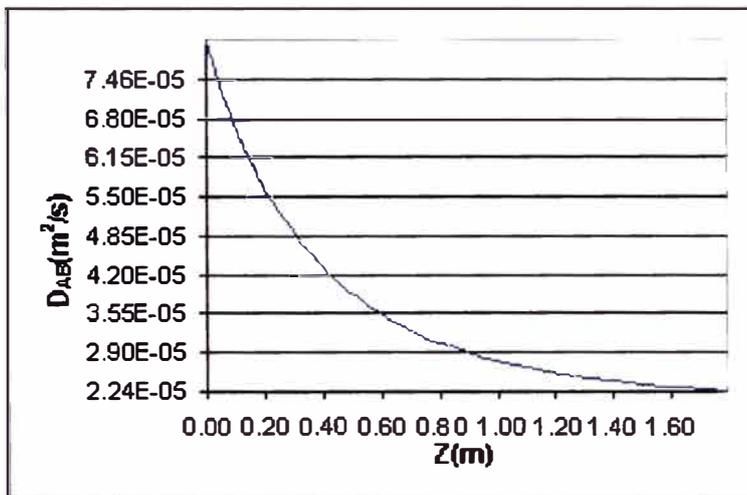
G. Conductividad térmica de la fase líquida vs. la altura de empaque



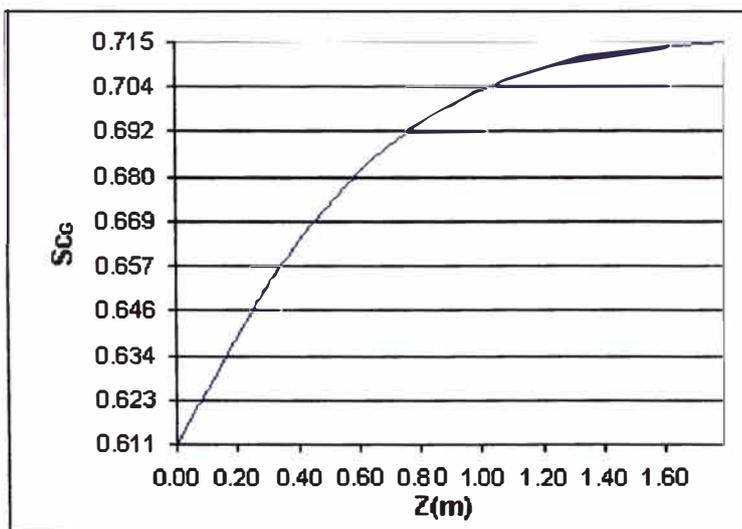
H. Número de Prandlt de la fase líquida vs. la altura de empaque



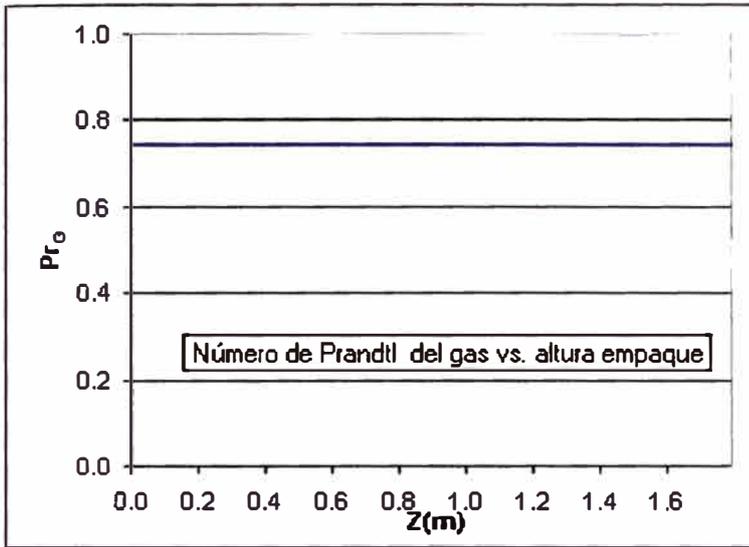
I. Viscosidad de la fase gas vs. la altura de empaque



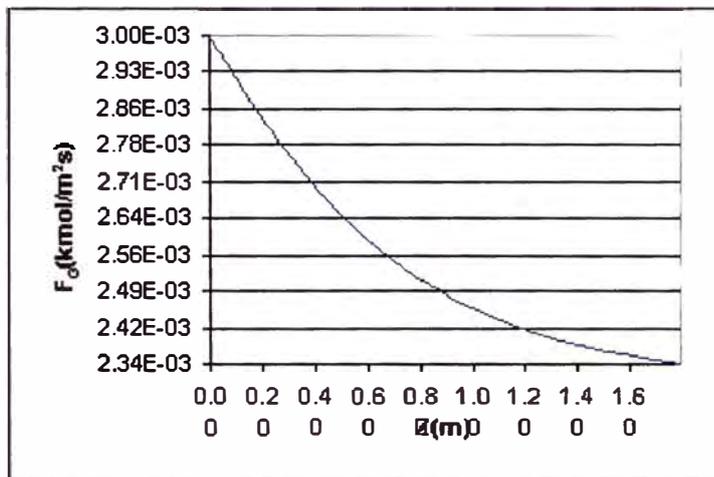
J. Difusividad de la fase gas vs. la altura de empaque



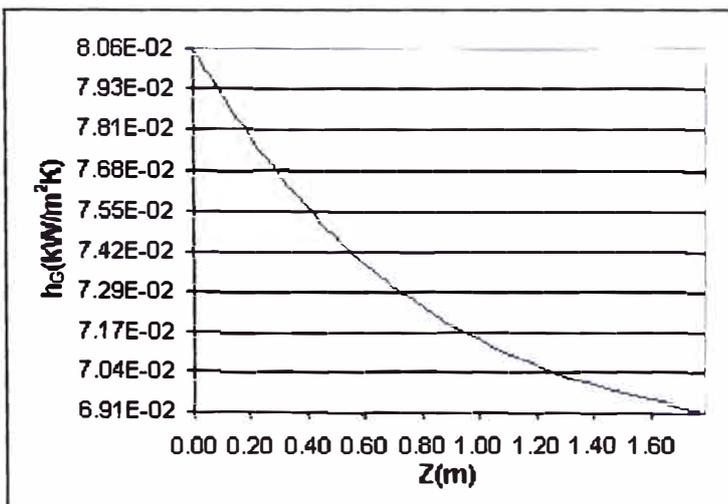
K. Número de Schmidt de la fase gas vs. la altura de empaque



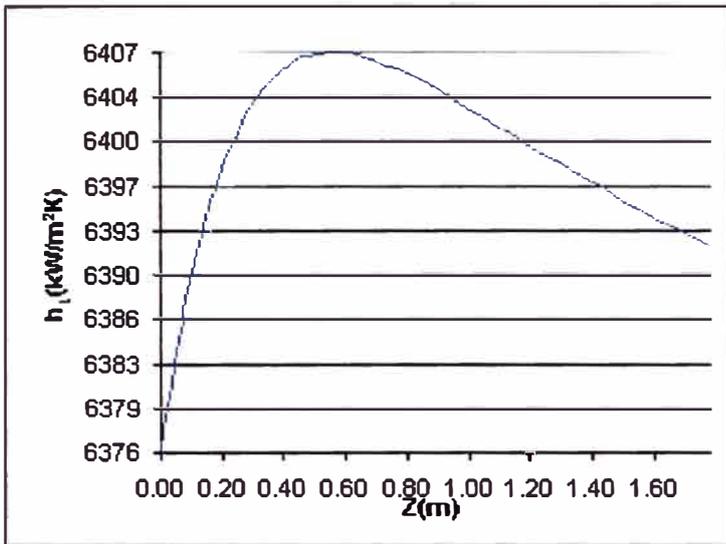
L. Número de Prandtl de la fase gas vs. la altura de empaque



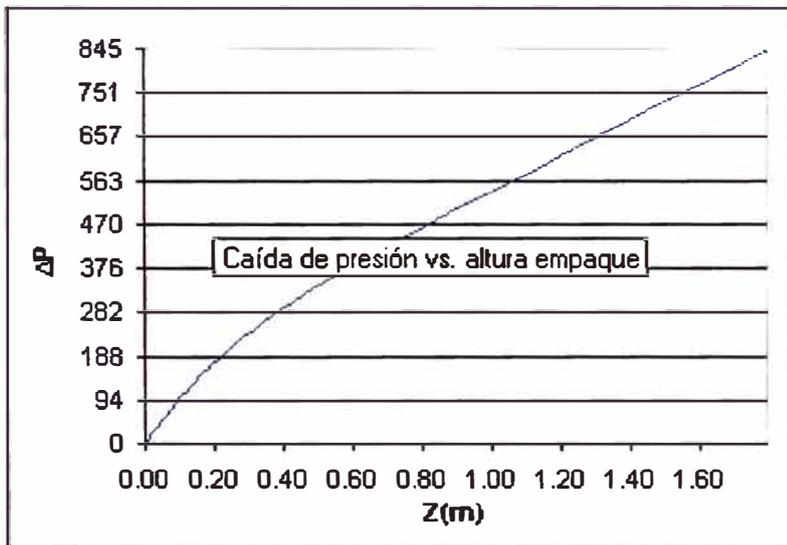
M. Coeficiente de transferencia de la fase gas vs. la altura de empaque



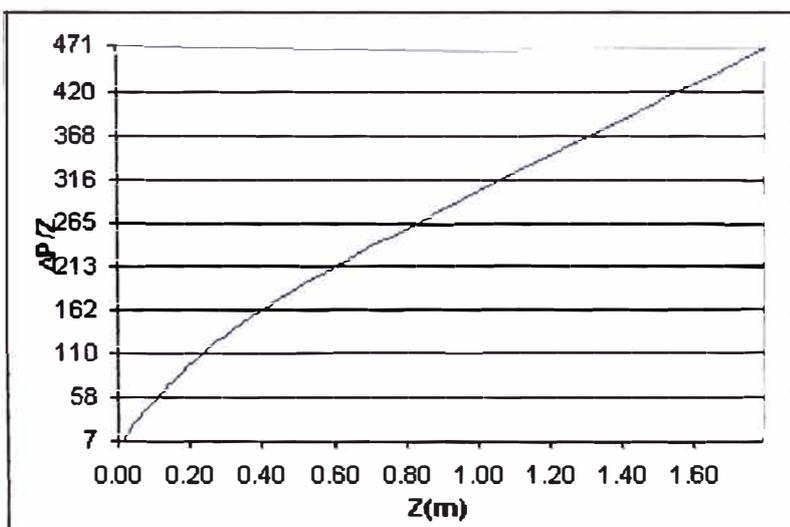
N. Coeficiente de transferencia calor en la fase gas vs. la altura de empaque



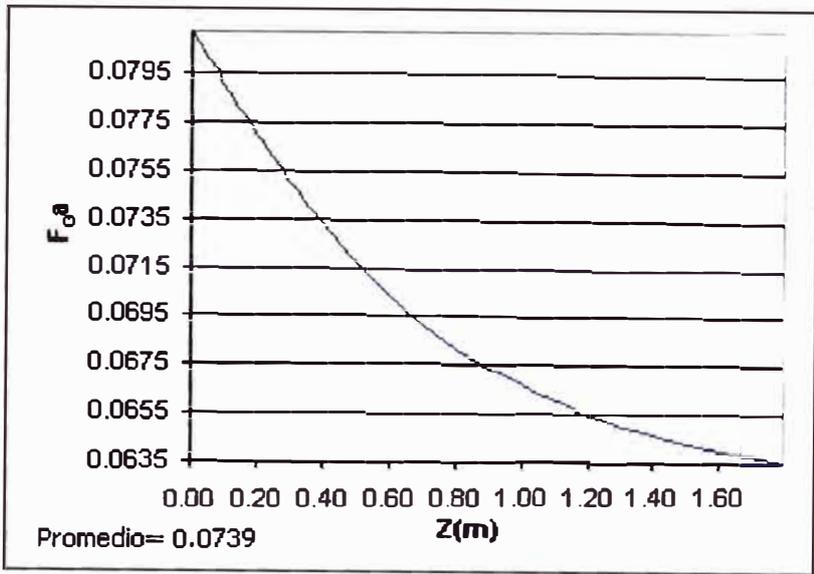
O. Coeficiente de transferencia calor en la fase líquida vs. la altura de empaque



P. Caída de presión a través del relleno vs. la altura de empaque



Q. Caída de presión/altura del relleno vs. la altura de empaque



R. Coeficiente de transferencia de masa en la fase gas vs. la altura de empaque

3.0 Evaluación del proceso

3.1 Procedimiento experimental

3.1.1 Arranque y puesta en marcha de la columna (ver figura 20):

a) Cargar 5 L del solvente A (vapor a recuperar), en el tanque de calentamiento previamente graduado (marcar el nivel de inicio). Regular la temperatura del termostato a una temperatura menor que la de ebullición correspondiente a la presión del sistema (NO debe llegar a ebullición), el cual dependerá del tipo de solvente.

Esta etapa es relativamente corta, en promedio de 30 min. Tener la precaución de que la válvula de salida de vapor que se está formando debe estar cerrada, para evitar pérdidas antes de que empiece el proceso de deshumidificación.

b) Simultáneamente cargar 20L de agua en el tanque del sistema de enfriamiento, el cual puede o no tener un anticongelante (puede ser sal casera). Encender el chiller (no olvidar de conectar previamente el transformador). Tener en cuenta lo siguiente:

Agitar continuamente de modo que no se forme hielo en la base del serpentín,

Colocar la manguera en el centro del serpentín, al fondo del recipiente.

A los 30 min. de arrancado el chiller, recircular el agua de enfriamiento a 1 LPM. Se podrá observar que un ligero incremento en la temperatura del agua, producto de la recirculación. El enfriamiento es lo que más demora, aproximadamente 1 hora.

c) Cuando se compruebe que el agua de enfriamiento llegó una temperatura constante (por ejemplo 8 °C), ya se puede iniciar el arranque de la columna, ya que el solvente del tanque de calentamiento a alcanzado la temperatura deseada.

d) Arrancar el extractor de aire, y casi en simultáneo abrir la válvula de salida del vapor de solvente “caliente”, verificar el flujo del rotámetro de gas. La marca de 64 (referida al extremo del flotador del rotámetro) es un flujo de 6.9 ft³/min, que esta basado en la calibración del rotámetro, donde se uso el anemómetro en la sección rectangular del extractor del aire. Esto es una buena aproximación, ya que es imposible medir con los instrumentos que contamos el flujo del aire en la entrada, que es lo correcto.

e) Por lo general el flujo de gas es el máximo que da el extractor de aire. El flujo de líquido es el que se varía. La experiencia no enseña que debido a la gran caída presión que origina el lecho empacado no se puede incrementar más de 1.5 LPM el flujo del agua de enfriamiento. Se ha podido comprobar que si lo anterior no se tiene presente, el flujo de gas se verá interrumpido, y como prueba se tiene la caída del flotador del rotámetro de gas.

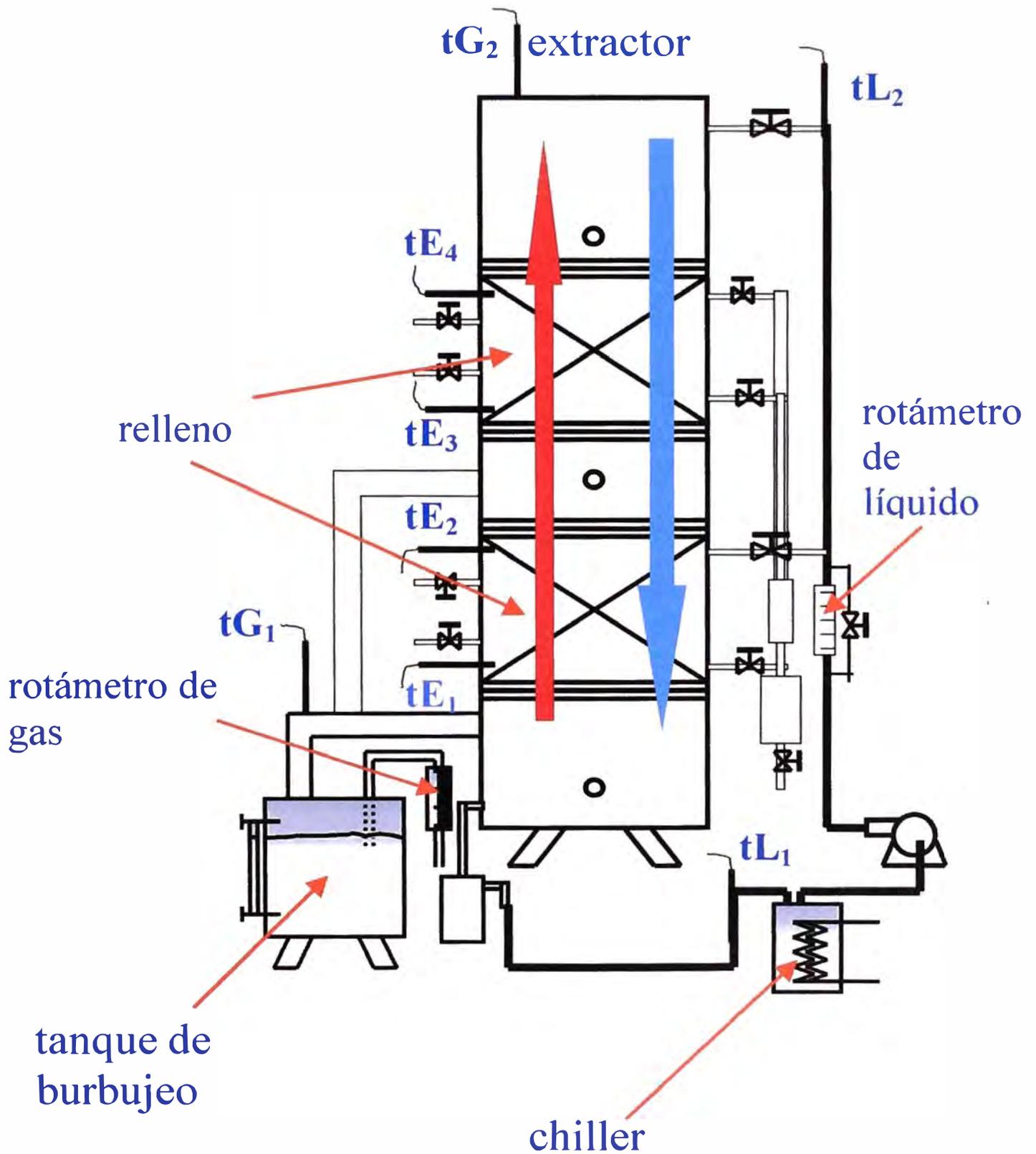


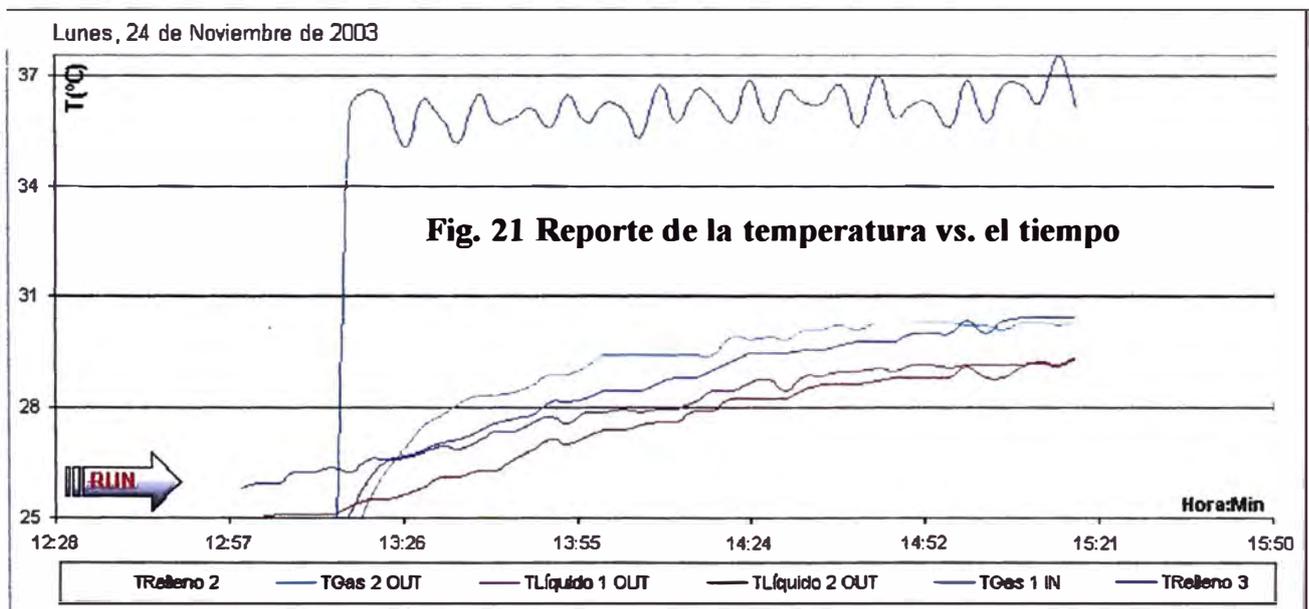
Fig. 20 Disposición de los equipos y corrientes en el sistema de deshumidificación

3.1.2 Arranque y puesta en marcha de la plataforma Scada Cimplicity

La pantalla que aparece a continuación, nos servirá para la siguiente explicación:

Se recomienda empezar esta secuencia 10 minutos antes de arrancar la columna de deshumidificación, esto es para tener datos que nos muestren el cambio repentino debido al arranque del extractor de aire, el cual originará, un gran incremento de la temperatura de salida del gas, la cual se mide con la termocupla ubicada en la salida del extractor de aire.

- a) Conectar serialmente la PC1 (PC asignada para el proyecto).
- b) Abrir la carpeta PLC_TCM mediante el VersaPro. Realizar la conexión serial correspondiente. Dejar en modo RUN y cerrar el VersaPro.
- c) Arrancar el WorkBench "MULTIPROPOSITO". A partir de ese momento se iniciará el almacenamiento de la información capturada por el TCM.
- d) Arrancar Excel 2000, y abrir la hoja de cálculo "COLUMNA MULTIPROPOSITO". Se observará la siguiente gráfica:



e) Hacer clic en la flecha RUN, y aparecerá la siguiente ventana:

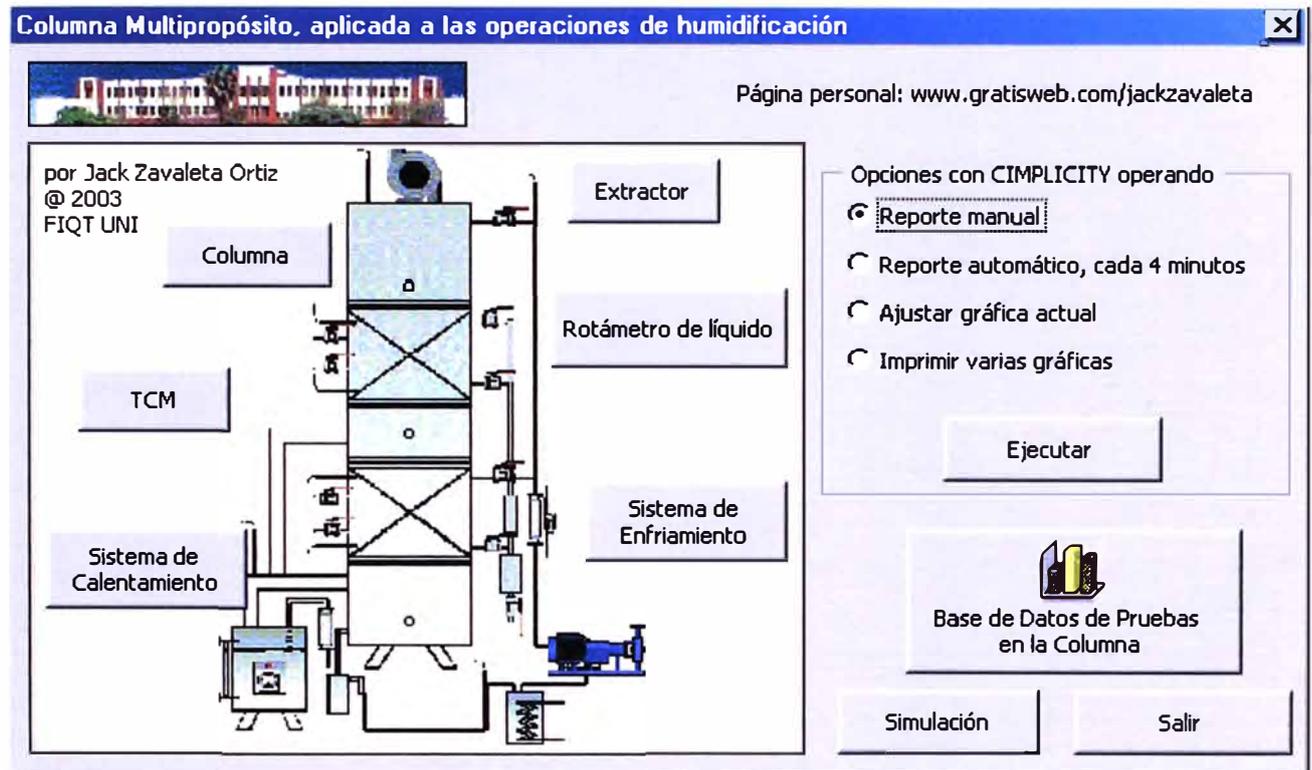


Fig. 22 Interfaz principal para el programa de simulación de la columna

f) En el frame, donde se muestra el esquema de la columna, hay unos botones (opciones) donde al hacer clic se muestran fotografías de diferentes partes de la columna de deshumidificación.

g) En la parte superior se observan algunos de mis datos personales.

h) El frame titulado “opciones con CIMPLICITY operando”, opera con el botón “Ejecutar”, se especifica lo siguiente:

1) El botón “Reporte manual” sirve para actualizar la información capturada por el CIMPLICITY en forma manual, es decir solo hasta el instante de tiempo en que se presiona este botón.

2) El botón “Reporte automático, cada 4 minutos”, sirve para actualizar automáticamente la información capturada por CIMPLICITY. Este trabajo lo realiza cada 4 minutos.

3) El botón “Ajustar gráfica actual”, muestra la ventana de la figura 23. En la caja de texto “Fila hora de inicio” se mostrará automáticamente el número de fila de los últimos datos almacenados en la hoja de Excel. En “Intervalo de temperatura (°C)” se colocará el intervalo de temperatura con se desea ver el eje X.

4) El botón “Imprimir varias gráficas” muestra la ventana de la figura 24, la cual permitirá imprimir las graficas seleccionadas. La selección Mickley está referida a la gráfica que resulta del modelamiento tradicional. La selección “Grafico Riguroso” se refiere a la

gráfica generada por el modelamiento riguroso. La selección “Grafico Total riguroso” imprime todas las graficas complementarias, del modelamiento riguroso. La selección “resultados riguroso” está referida a la impresión de los resultados numéricos del modelamiento riguroso.

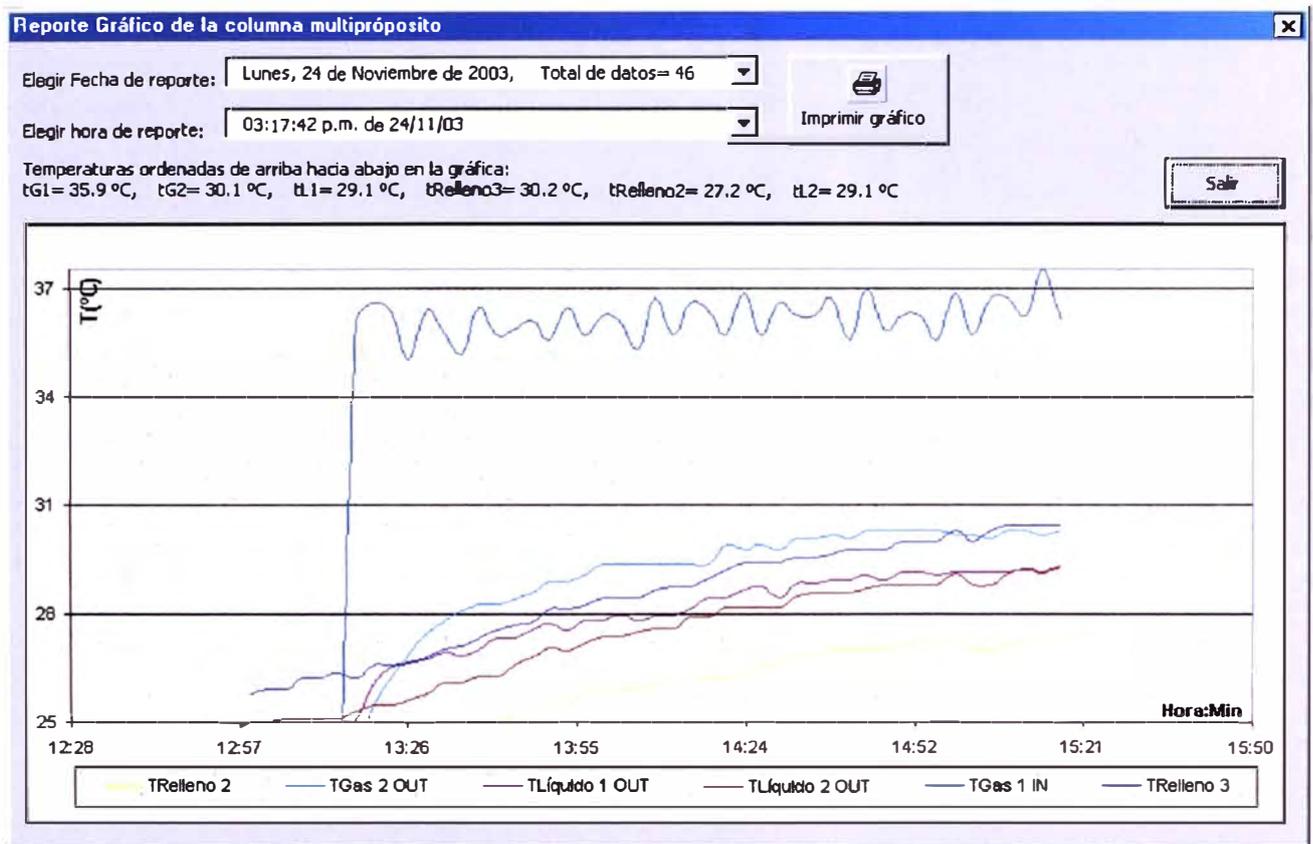


Fig. 23 Reporte de la temperatura vs. el tiempo del ejemplo

Fig. 24 Interfaz para la configuración del reporte grafico de la temperatura vs. el tiempo del ejemplo

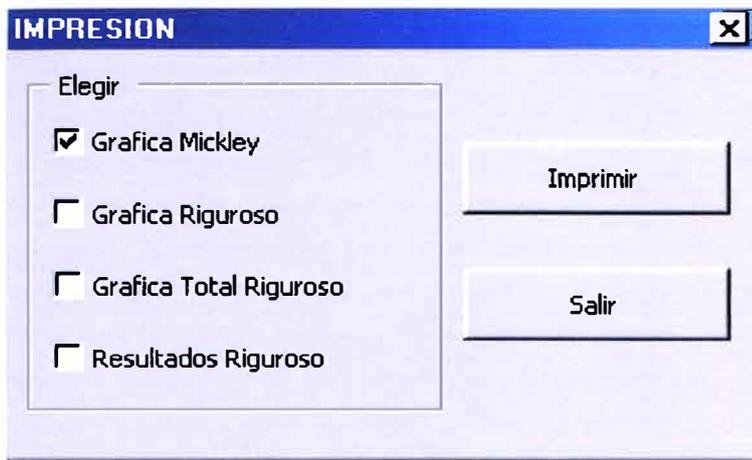


Fig. 25 Interfaz de Impresión

i) El botón “Base de datos de pruebas en la columna” de la figura 22, muestra la ventana de la figura 23, con toda la información capturada del TCM, a partir del momento en que se arranca el proyecto. Lo interesante de esta opción es que toda la información se visualiza gráficamente, para cada día.

Los 2 Combo Box del formulario son de extrema utilidad. El primero te da la gráfica del día seleccionado. El segundo muestra las temperaturas correspondientes a la fecha y hora seleccionada.

También se observa un botón (figura 25) que imprimirá la gráfica seleccionada.

j) El botón “Simulación” de la figura 22 muestra la ventana en la figura 26 con tres páginas. La primera y segunda página muestra el modelamiento tradicional, usando el método de Mickley. Su implementación computacional se encuentra en el apéndice 8.1.

La primera página en la figura 26 “Trazado de la curva en fase gas” halla la temperatura en los topes (t_{G2}), la cual sirve para las comparaciones correspondientes dado una situación experimental.

La segunda página en la figura 27 “Caracterización de la columna” tiene como dato “ t_{G2} ”, y permite hallar la relación óptima de coeficientes de transferencia de calor y masa $h_L a / k_Y a$. El algoritmo es un procedimiento iterativo basado en el método de Mickley.

La tercera página en la figura 28 “Método Riguroso” muestra los datos necesarios para realizar el modelamiento riguroso. Esta parte está basada en el método de Olander.

A diferencia de las dos primeras páginas .en realidad esta página contiene dos programas, que solo se intercambian, al hacer check en “ Y_{G2} ”

Es decir la diferencia está en si se introduce o no Y_{G2} . Si no se introduce el programa es un procedimiento iterativo tal y como se muestra en el apéndice, lo contrario es más simple.

Todas las pantallas tienen ejemplos incluidos, lo que permitirá al usuario correr adecuadamente varias situaciones, algunas de ellas comprobadas de los libros del Treybal y del Foust, que se muestran en la sección Bibliografía. Otros ejemplos son tomados de los datos experimentales.

k) Hay dos situaciones que no tienen que ver directamente con los programas asociados a esta tercera página (figura 28), sin embargo son de gran utilidad. Se observa en esta página un botón de nombre “Recuperación”, el cual calcula teóricamente la cantidad evaporada del solvente debido al calentamiento, dadas ciertas condiciones.

Fig. 26 Interfaz de datos para el trazado de la curva de Mickley

Operaciones de Humidificación

Trazado de la curva en fase gas | Caracterización de la columna | Método riguroso

Datos de la columna

Presión total 100.458 kPa

Diámetro 0.33333 ft

hLa/kYa 31.7914 kJ/kg

T de entrada, TL2 12.9 °C

Ejecutar

Tesis 1

Mickey...

Fpd

Tamaño nominal 13 mm.

Flujo Total de agua 0.5 kg/min

Capturar datos

SISTEMA:
AGUA -
VAPOR DE
AGUA - AIRE

TG1 43.6 °C

tw1 43.6 °C

YG1
kg vapor/kg aire seco

Flujo Total de aire 6.9 ft³/min

Flujo de aire seco

kg/s

T de salida, TL1 22 °C

Salir

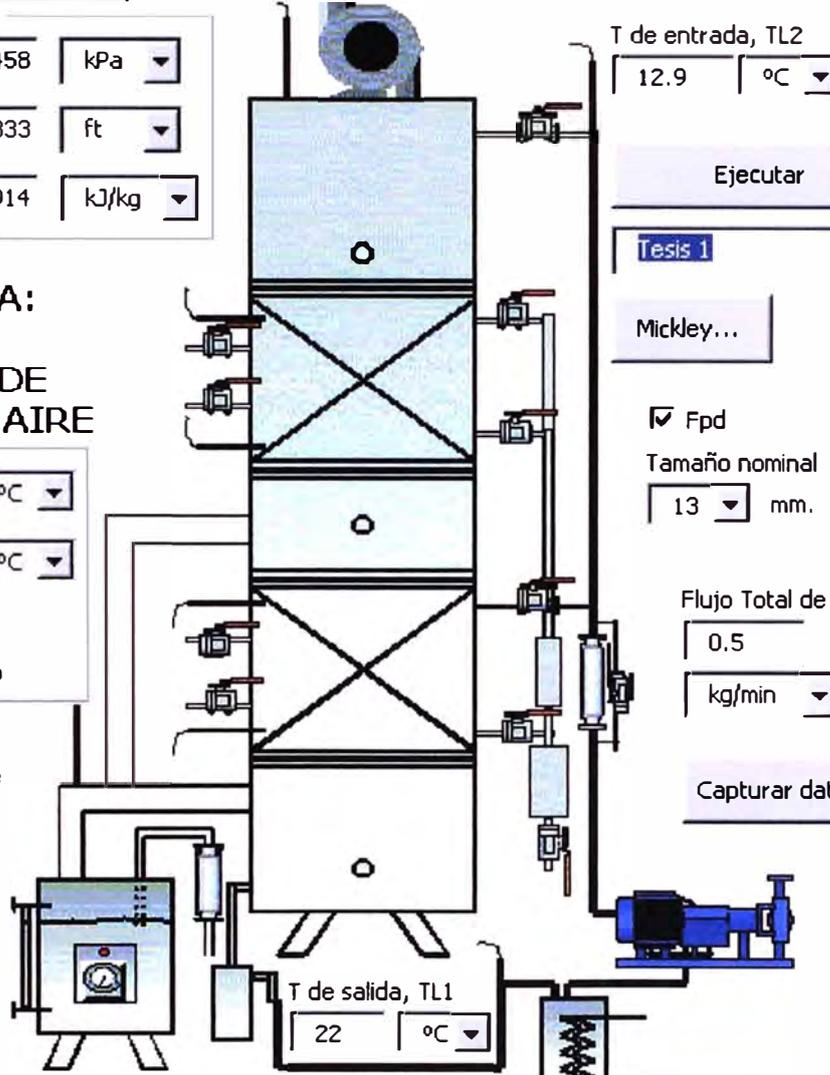


Fig. 27 Interfaz de datos para la caracterización de la columna

Operaciones de Humidificación

Trazado de la curva en fase gas | **Caracterización de la columna** | Método riguroso

Datos de la columna

Presión total: 100.458 kPa

Altura del empaque: 1.2 m

Diámetro: 0.33333 ft

SISTEMA:
AGUA -
VAPOR DE
AGUA - AIRE

tG1: 43.6 °C

tW1: 43.6 °C

YG1

Flujo Total de aire

m3/s

Flujo de aire Seco

kg/s

tG2: 26.2 °C

YG2

tW2: 18 °C

tD2 (°C)

T de entrada, TL2: 12.9 °C

Ejecutar

Tesis 1

Fpd

Tamaño nominal: 13 mm.

Flujo total de agua

0.5 kg/min

T de salida, TL1: 22 °C

Salir

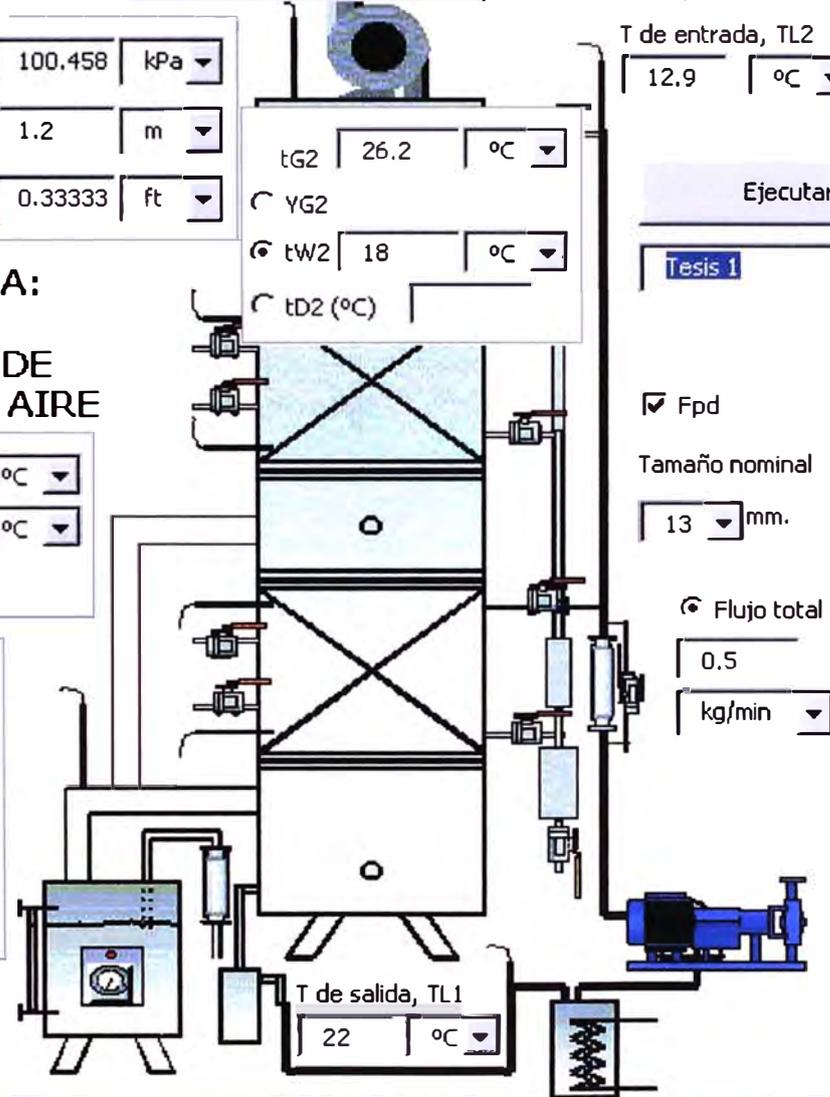


Fig. 28 Interfaz de datos para el método riguroso

Operaciones de Humidificación

Trazado de la curva en fase gas | Caracterización de la columna | Método riguroso

Columna: TG2 °C: 27.5
 Presión total, kPa: 99.2985
 L2/G2 (másico)

**SISTEMA:
 LIQUIDO -VAPOR - GAS**

53 6.5 ft³/min
 775.51 mmHg Recuperación

Fase gas: Aire
 G1: 6.5 ft³/min
 TG1: 36.2 °C Sat.

Fase vapor: etanol
 tw1
 YG1: 0.2694

T de entrada, TL2: 16 °C
 L2: 0.0133 kg/s
 Fase líquida: agua
 Tamaño nominal: 13
 ΔP total sugerido (Pa/m empaque):
 Diámetro: 0.3333 ft

YG2: 0.1 kgV/kgG.S.

Calculador: Aire-Etanol

Botones: Capturar datos, Calcular, Salir

1) Adquisición de datos:

La siguiente pantalla (figura 29) muestra el screen del Cimplicity, en el cual se visualizan las temperaturas capturadas mediante el TCM. Notar que la funcionalidad del Cimplicity solo se da en la adquisición de datos más no en el control de procesos.

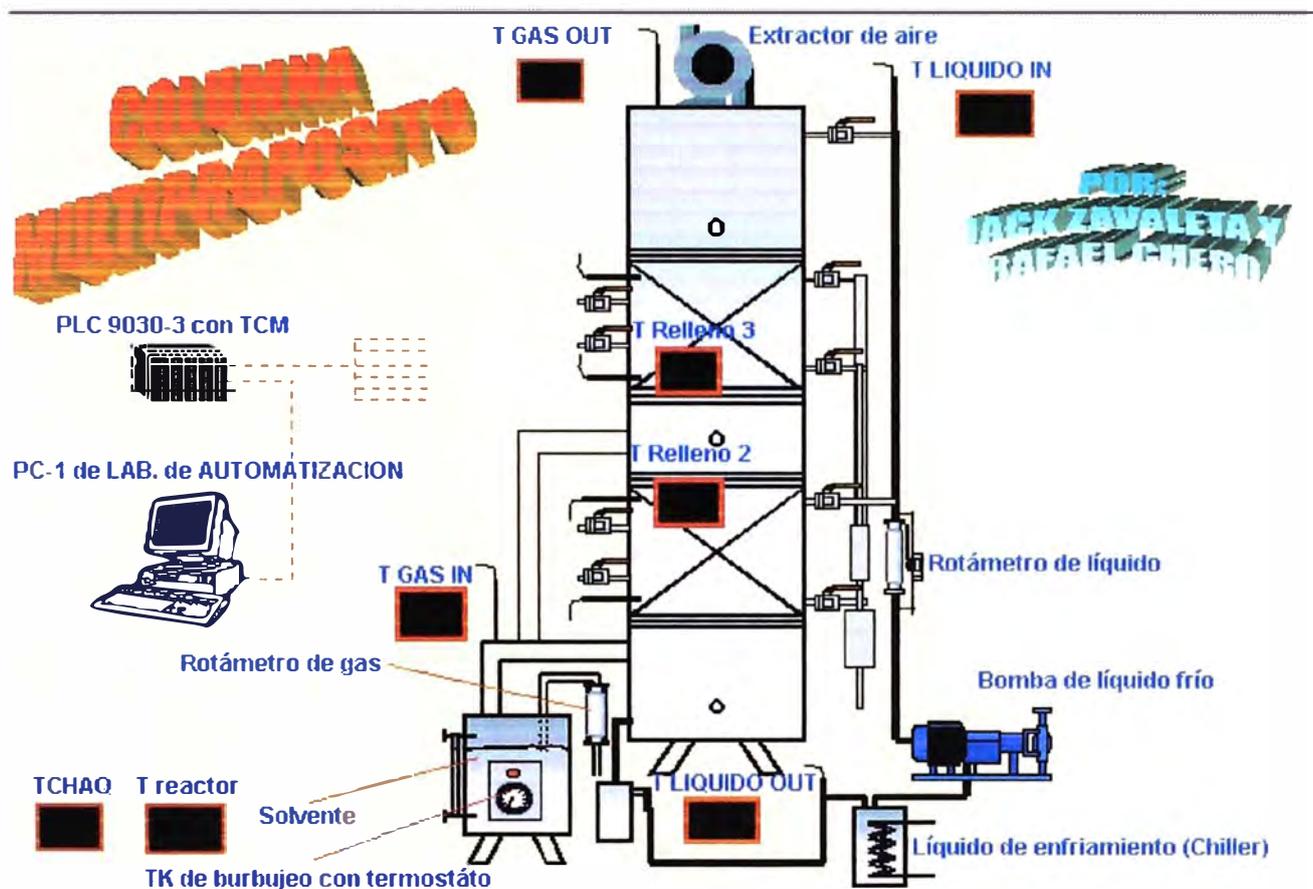


Fig. 29 Esquema del Scada Cimplicity para el reporte de las temperaturas

3.1.3 Otros parámetros a ser evaluados

Temperatura de bulbo seco: Se miden con termocuplas en los diferentes puntos que indica el esquema de la columna, están conectadas al módulo de control de temperatura. Estas señales son enviadas al Software Cimplicity, en el que se puede visualizar on line, todo el proceso.

Temperatura de bulbo húmedo: Para el sistema aire-agua, es posible tener una medición precisa usando el psicrómetro, el cual halla directamente la temperatura de bulbo seco, la temperatura de rocío en los topes y el porcentaje de humedad relativa. Teniendo esos valores se puede calcular fácilmente la temperatura de bulbo húmedo en los topes (t_{w2}).

En el caso de que se trabaja para otros sistemas, se usa el método tradicional, es decir un termómetro con el bulbo humedecido del solvente en uso

En la entrada del aire se saturación, es decir que la temperatura de bulbo húmedo y de bulbo seco son iguales.

3.2 Resultados

3.2.1 Sistema vapor de agua - aire - agua

Este sistema se estudió en numerosas corridas, y tuvo como objetivo principal, hallar los coeficientes de transferencia de masa y calor para la columna de deshumidificación, es decir realizar la *caracterización completa de la columna*, mediante el uso de la Técnica de Mickley, que es básicamente una construcción geométrica, asumiendo inicialmente una relación de coeficientes de transferencia de calor y masa ($h_{L,a}/k_{Y,a}$).

De las condiciones que se proporcionan en la página “Trazado de la curva en fase gas” se observa que la presión es menor que la atmosférica, esto es por el efecto de succión que origina el extractor de aire. Sólo se admiten 3 temperaturas, t_{G1} , t_{L1} y t_{L2} , el objetivo del software será hallar t_{G2} lo mas cercano posible al t_{G2} experimental, variando en cada situación la relación de coeficientes de transferencia de calor y masa. Se asume que el aire de entrada está saturado, de este modo t_{W1} es igual a t_{G1} . A continuación se muestra la ventana de datos para una prueba experimental

Fig. 30 Interfaz de datos para el trazado de la curva de Mickley

The screenshot shows the 'Operaciones de Humidificación' software interface. At the top, there are three tabs: 'Trazado de la curva en fase gas' (selected), 'Caracterización de la columna', and 'Método riguroso'. Below the tabs, there are several input fields and controls:

- Datos de la columna:**
 - Presión total: 100.458 kPa
 - Diámetro: 0.33333 ft
 - $h_{L,a}/k_{Y,a}$: 31.7914 kJ/kg
- SISTEMA:**
 - AGUA - VAPOR DE AGUA - AIRE
- Temperatures:**
 - TG1: 43.6 °C
 - tw1: 43.6 °C
 - YG1: kg vapor/kg aire seco
 - T de entrada, TL2: 12.9 °C
 - T de salida, TL1: 22 °C
- Flow and Other Parameters:**
 - Flujo Total de aire: 6.9 ft³/min
 - Flujo de aire seco: kg/s
 - Flujo Total de agua: 0.5 kg/min
 - Tamaño nominal: 13 mm
 - Checked: Fpd
- Buttons and Controls:**
 - Ejecutar
 - Tesis 1 (dropdown)
 - Mickley... (button)
 - Capturar datos (button)
 - Salir (button)

The central part of the interface features a schematic diagram of the humidification system, showing a vertical column with two trays, a pump at the bottom, and various pipes and valves.

Fig. 31 Interfaz de resultados para el trazado de la curva de Mickley

Resultados (Método gráfico de Mickley) ✕

Operaciones de Humidificación: Sistema Agua - Vapor - Aire

Coeficientes

De transferencia de masa interfacial, $k_y a$	<input type="text"/>	De transferencia de masa global, $K_Y a$	<input type="text"/>
De calor en la fase líquida, $h_L a$	<input type="text"/>	De calor en la fase gaseosa, $h_G a$	<input type="text"/>
Relación de coeficientes, $h_L a / k_y a$	<input type="text" value="31.7914"/>	$N_t G$	<input type="text" value="1.1479"/>
		$N_t O G$	<input type="text" value="1.0400"/>

Aire húmedo

Y_{G1} , kg vapor/kg aire	<input type="text" value="0.0607"/>	Y_{G2} , kg vapor/kg aire	<input type="text" value="0.0289"/>
H_{G1} <input type="text" value="205.7419"/> kJ/kg	V_{H1} <input type="text" value="0.9938"/> m ³ /kg	H_{G2} <input type="text" value="102.9306"/> kJ/kg	V_{H2} <input type="text" value="0.8967"/> m ³ /kg
T_{G1} <input type="text" value="43.600"/> °C	T_{W1} <input type="text" value="43.600"/> °C	T_{G2} <input type="text" value="26.591"/> °C	T_{W2} <input type="text" value="30.846"/> °C
G_1 <input type="text" value="0.0033"/> m ³ /s	% Y_{G1} <input type="text" value="8.8850"/> molar	T. Rocío 1 <input type="text" value="-272.63"/> °C	G_2 <input type="text" value="0.0032"/> m ³ /s
ΔH_G <input type="text" value="0.3176"/> kJ/s	ΔH_L <input type="text" value="0.3267"/> kJ/s	$\Delta P/Z$ <input type="text" value="0.000013"/> atm/m	

Líquido

L_1 , Flujo de líquido en la salida, kg/s	<input type="text" value="0.008431"/>	L_2 , Flujo de líquido en la entrada, kg/s	<input type="text" value="0.008333"/>
Pendiente de la línea de operación	<input type="text" value="11.2979"/>	Δ Líquido (kg/s)	<input type="text" value="0.000098"/>
		% Eficiencia	<input type="text" value="52.3660"/>

Fig. 32 Curva de Mickley para la prueba experimental

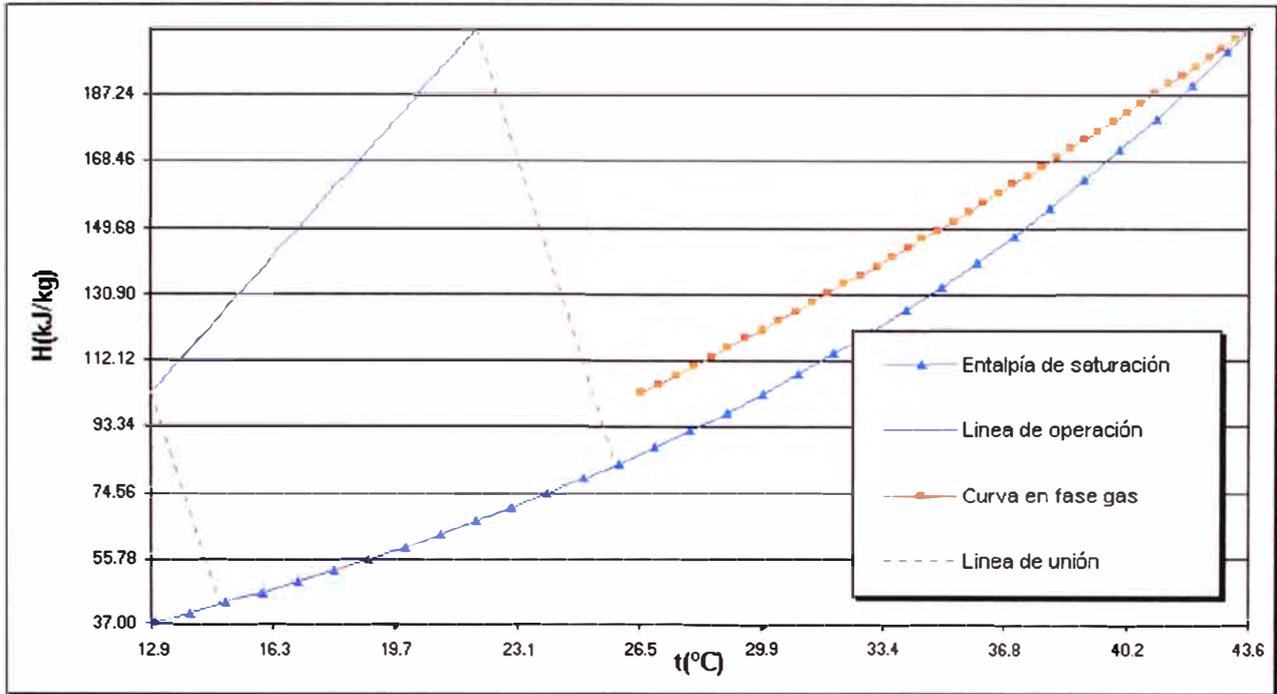
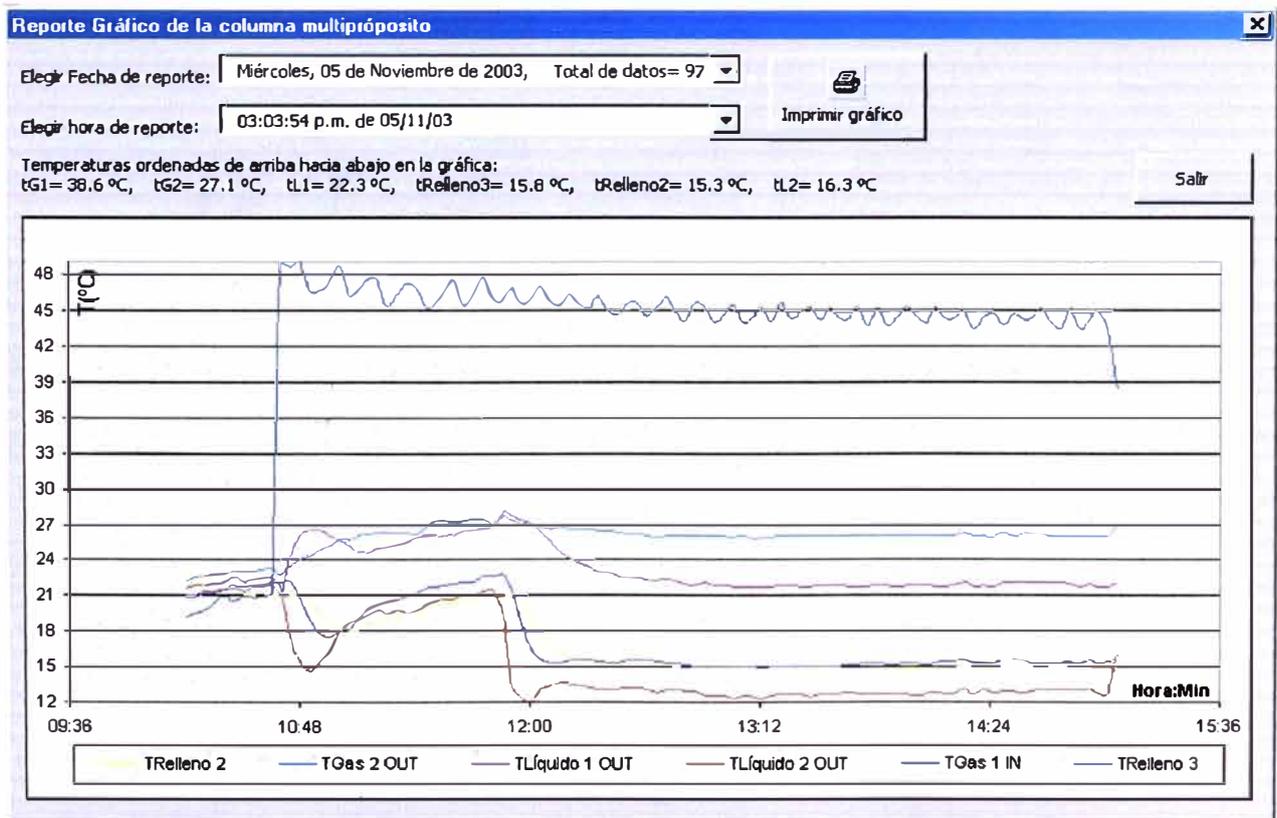


Fig. 33 Reporte gráfico de la prueba experimental



3.2.2 Sistema vapor de etanol – aire - agua

Este sistema se estudió en numerosas corridas. A diferencia del sistema anterior, en este caso se usó el método riguroso de Olander que nos dio una descripción completa de la columna.

Entre los resultados se tiene una relación completa de los coeficientes de transferencia de masa y calor.

Fig. 34 Interfaz de datos del método riguroso

Operaciones de Humidificación

Trazado de la curva en fase gas | Caracterización de la columna Método riguroso

Columna: Presión total, kPa: 99.2985 TG2 °C: 27.5

L2/G2 (másico) YG2 0.1 kgV/kgG.S.

SISTEMA: LIQUIDO - VAPOR - GAS

53 6.5 ft³/min 775.51 mmHg Recuperación

Fase gas: Aire G1 6.5 ft³/min TG1 36.2 °C Sat.

Fase vapor: etanol tW1 YG1 0.2694

T de entrada, TL2: 16 °C Capturar datos

L2: 0.0133 kg/s

Fase líquida: agua

Tamaño nominal: 13

ΔP total sugerido (Pa/m empaque)

Diámetro: 0.3333 ft

Calcular

Aire-Etanol

Salir

Fig. 35 Resultados de Humedad vs. temperatura para método riguroso

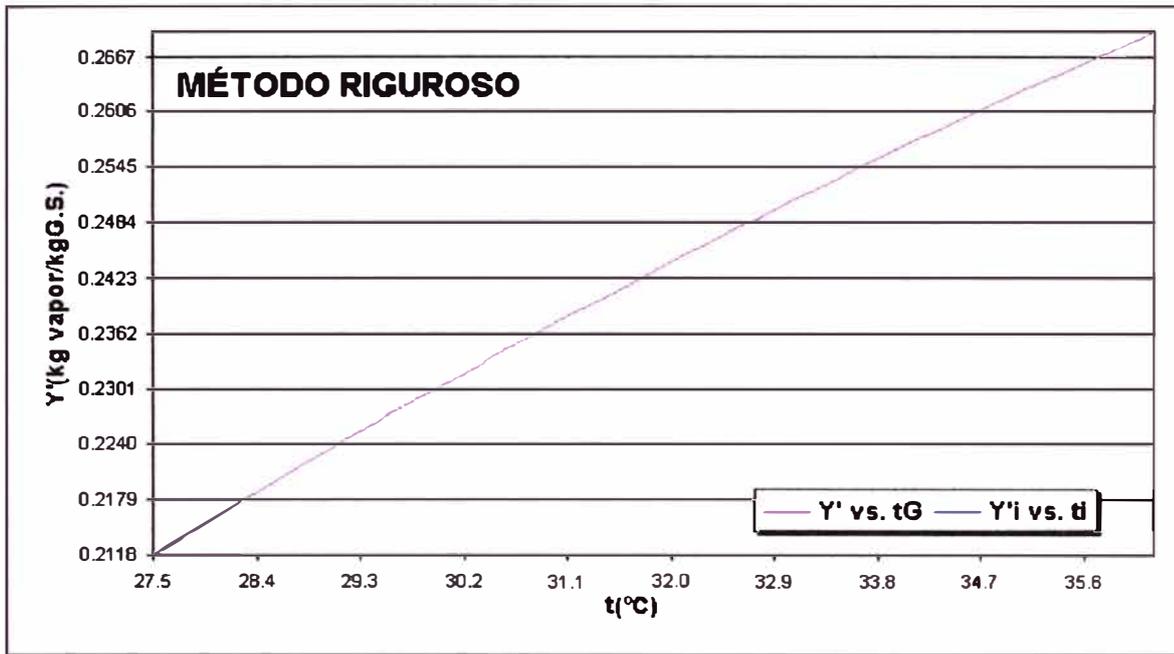
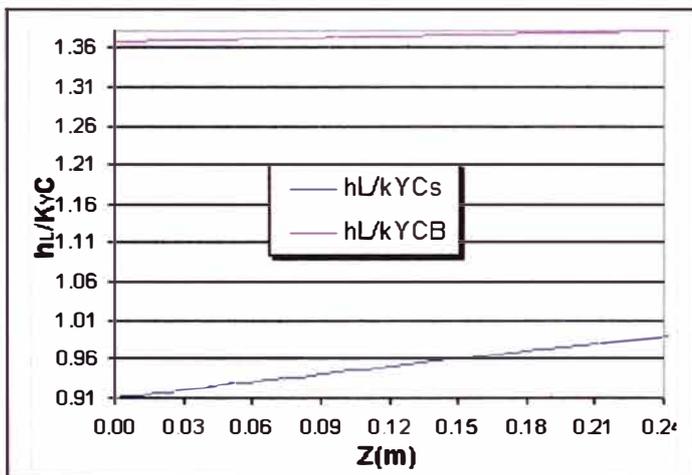
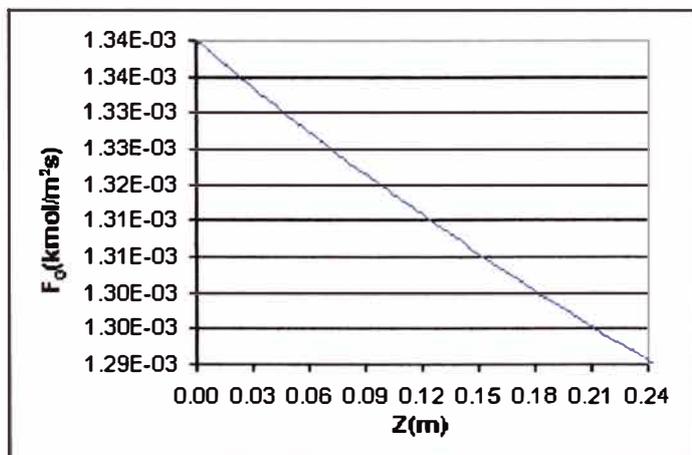


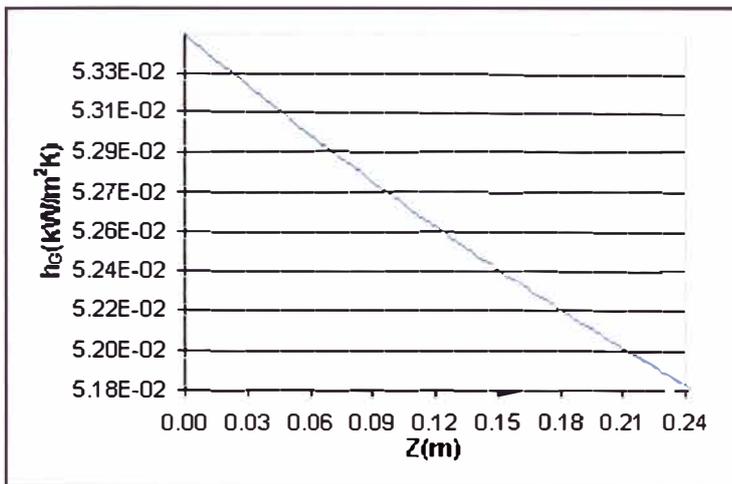
Fig. 36 Resultados de las propiedades y parámetros para el método riguroso



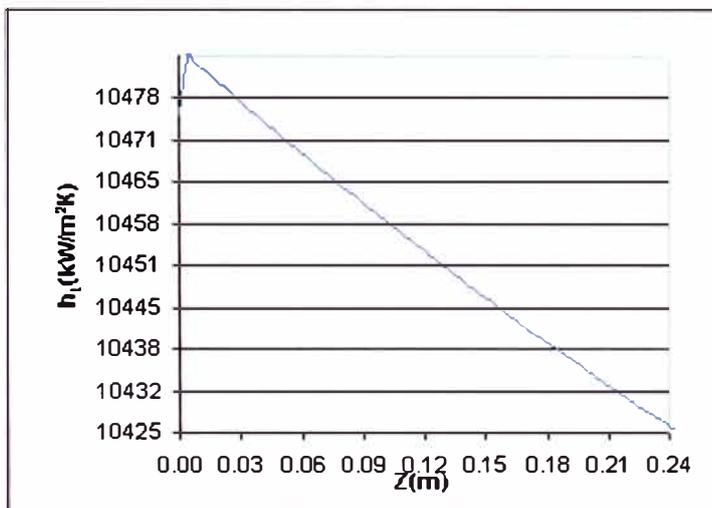
A. Relación de coeficientes de transferencia de calor y masa vs. altura de empaque



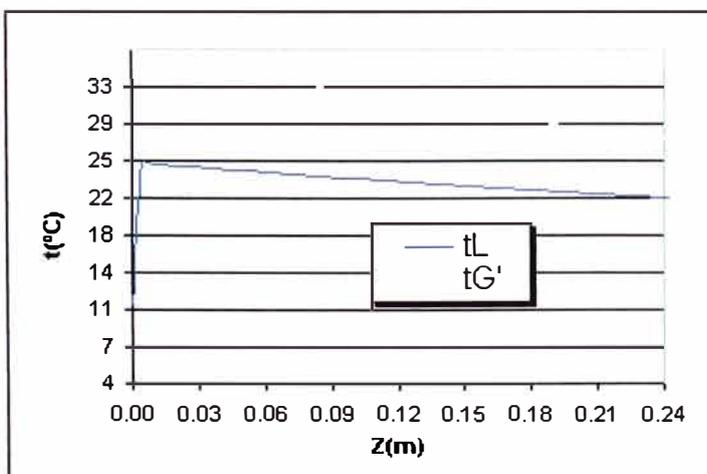
B. Coeficiente de transferencia de masa en la fase gas vs. altura de empaque



C. Coeficiente de transferencia de calor en la fase gas vs. altura de empaque



D. Coeficiente de transferencia de calor en la fase líquida vs. altura de empaque



E. Temperaturas de las corrientes líquidas y de gas vs. altura de empaque

3.3 Validación del modelo

3.3.1 Sistema vapor de agua-aire-agua:

De lo anteriormente expuesto para este sistema en el Item 4.2.1, y de la simulación de los otros resultados experimentales nos damos cuenta que la relación óptima de coeficientes de calor y masa para la columna multipropósito está en el rango 30-350.

Cabe notar que este rango se logra asumiendo diferentes valores para esta pendiente hasta que la diferencia de t_{G2} calculado y t_{G2} experimental sea la mínima posible

3.3.2 Sistema de vapor de etanol-aire-agua:

Para esta situación el asunto no es tan simple como del caso anterior, ya que al tener una relación de Lewis diferente de la unidad, y más aun, dependiente de la altura del empaque la influencia de las propiedades físicas a través del lecho empacado es muy grande.

De las graficas 4.2.3, se puede notar que en casi todos los casos las propiedades físicas y demás parámetros son muy variables.

3.4 Observaciones

a) Es necesario considerar con sumo cuidado el tipo de empaque con que se operará la columna, ya que se pudo comprobar que la caída de presión generada por los anillos Raschig fue mucho mayor que para el mismo tamaño de las sillas Berl, lo que perjudicó la operación de la columna. El problema mencionado ocasionó un menor rango de operación del flujo de líquido provocando que solo se pueda operar hasta 1 LPM, ya que arriba de ese valor la caída de presión a través de la columna se incrementó notablemente, lo que resultó en la caída del flujo del aire.

b) En todos los casos se consideró que a la entrada de la columna el gas se encontraba saturado lo que es resultado en una buena aproximación.

c) En todos los casos el “cuello de botella” de operación de la columna fue el proceso de enfriamiento del agua mediante el equipo de refrigeración.

d) La temperatura de calentamiento del solvente en el termostato fue de aproximadamente 10°C menos que la temperatura de ebullición calculada teóricamente.

e) En vista de las bajas concentraciones de etanol con las que se está trabajando en la columna 5-14% en volumen no hay riesgo de explosión.

f) La calibración de cada una de las 6 termocuplas se hizo en el rango de 0-50 °C, para 4 temperaturas. Se pudo comprobar la tendencia lineal de las lecturas, por lo tanto solo bastan 2 puntos de calibración para cada termocupla.

g) La calibración del rotámetro de líquido se hizo midiendo los tiempos de descarga para un volumen predeterminado de agua a temperatura ambiente. Se pudo comprobar que las marcas en el rotámetro pertenecían a los flujos de descarga del agua.

h) A pesar que la medición del flujo de gas se realizó en la entrada, la calibración del rotámetro de gas se hizo en la salida del extractor de aire, ya que fue imposible usar el anemómetro en la entrada. El efecto de succión del extractor de aire impide la medición de la velocidad de aire en la entrada de aire de la columna. Como una buena aproximación se usaron las lecturas del anemómetro en la salida de la columna. El resultado final fue que se

encontró una relación lineal entre las “marcas” del rotámetro de gas con el flujo de aire en ft^3/min , ecuación que se encuentra incorporada como una opción en el software de simulación.

i) La posición de la manguera “negra” en el chiller es de suma importancia. La temperatura de enfriamiento del agua bombeada como se sabe debe ser el mínimo posible sin embargo si la manguera se coloca en una posición incorrecta, se podrá observar que la tendencia de la temperatura de entrada del agua (t_{L2}) varía notablemente. La posición óptima de la manguera es al fondo y en centro del serpentín de enfriamiento

4.0 Sugerencias

- a) Seguir las pautas que dictan las observaciones anteriores, especialmente las referidas al procedimiento experimental.
- b) Trabajar otros sistemas a fin de optimizar las condiciones de operación de la columna.
- c) Contar con un sistema de aislamiento para minimizar las pérdidas de calor en la columna a fin de acercarse más a las condiciones adiabáticas.
- d) El sistema de aislamiento sería también para el sistema de calentamiento, y para el de enfriamiento.
- e) Es necesario mantener un chequeo permanente del sistema de adquisición de datos. Los problemas que hemos tenido en esta sección se originaron principalmente por la gran dependencia que se tenía con otros equipos del Laboratorio de operaciones unitarias, que usaban la mis PC, o el modulo de control de temperatura.

5.0 Conclusiones

- a) A pesar que se han realizado numerosas corridas para los sistemas aire-agua y aire etanol es necesario seguir experimentando con otros sistemas, a fin se alcanzar una comprensión mas completa del comportamiento de las columnas empacadas, que como se ha notado se ve muy influenciada por varias variables de operación.
- b) La columna multipropósito con que se trabajó en esta tesis, muestra características únicas comparadas a otros equipos del laboratorio de operaciones unitarias. Esta tesis deja como principales legado, a un equipo totalmente integrado en los aspectos operativos, de adquisición de datos, y en la simulación con la factibilidad de poder realizarse en tiempo real.
- c) Los grandes beneficios como consecuencia de esta Tesis ya han sido probados. Los alumnos favorecidos fueron los del curso de Instrumentos de Control. Sin embargo es importante notar que en otros cursos como el Laboratorio de operaciones unitarias I y II, Transferencia de Masa, también pueden aprovechar el sistema multipropósito. La prestación de servicios ser vera muy beneficiada por todas las excelente cualidades con las que cuenta la columna multipropósito.

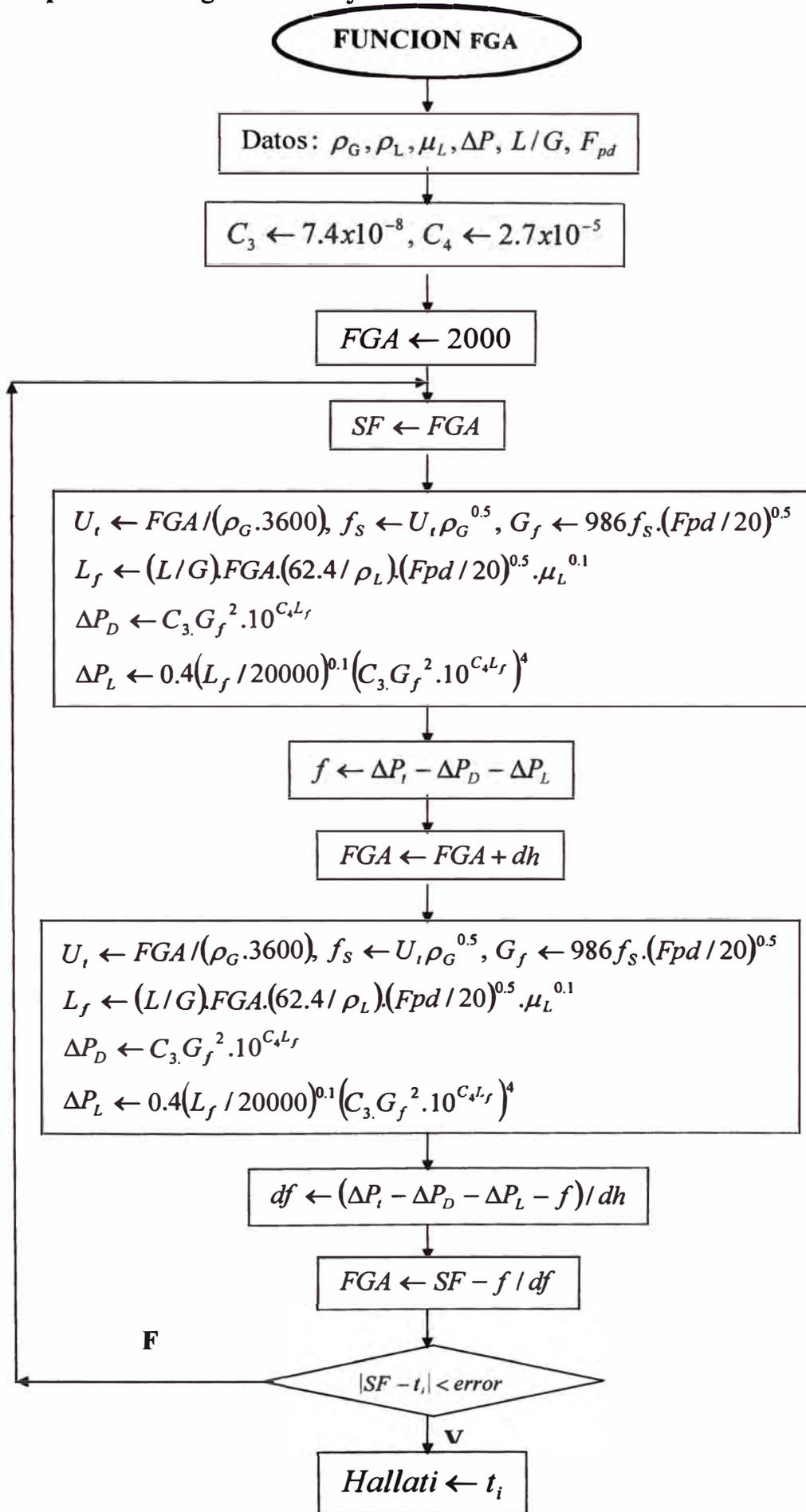
6.0 Bibliografía

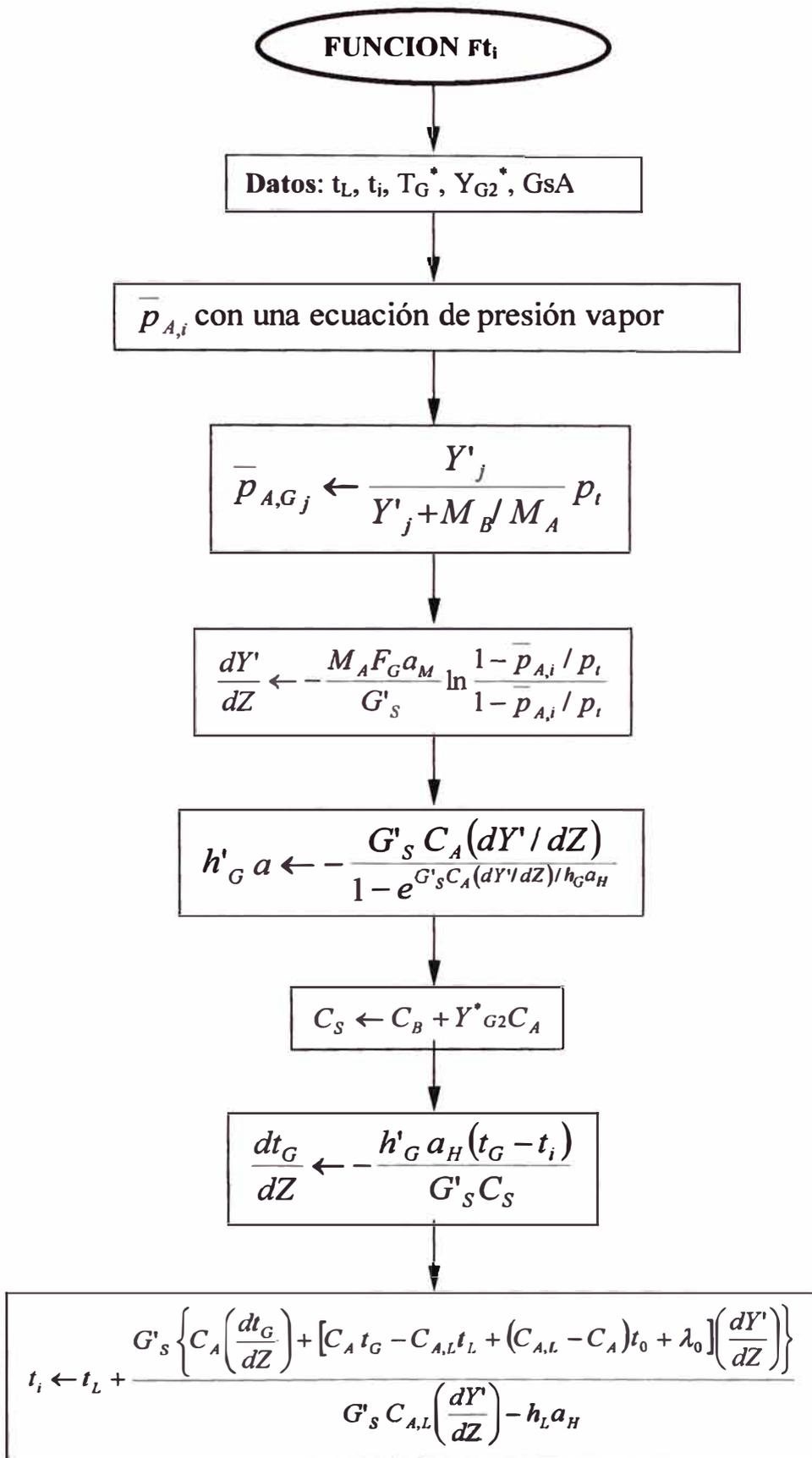
- 1. Perry's Chemical Engineers' Handbook, McGraw-Hill Professional; 7th edition, 1997.**
- 2. Robert E. Treybal, Operaciones de Transferencia de Masa, segunda edición, McGraw-Hill, 1980.**
- 3. Foust, A; Principio de Operaciones Unitarias**
- 4. A. Marcilla Gomis, Introducción a las operaciones de separación, Contacto continuo, publicaciones de la Universidad de Alicante, 1999, versión electrónica.**

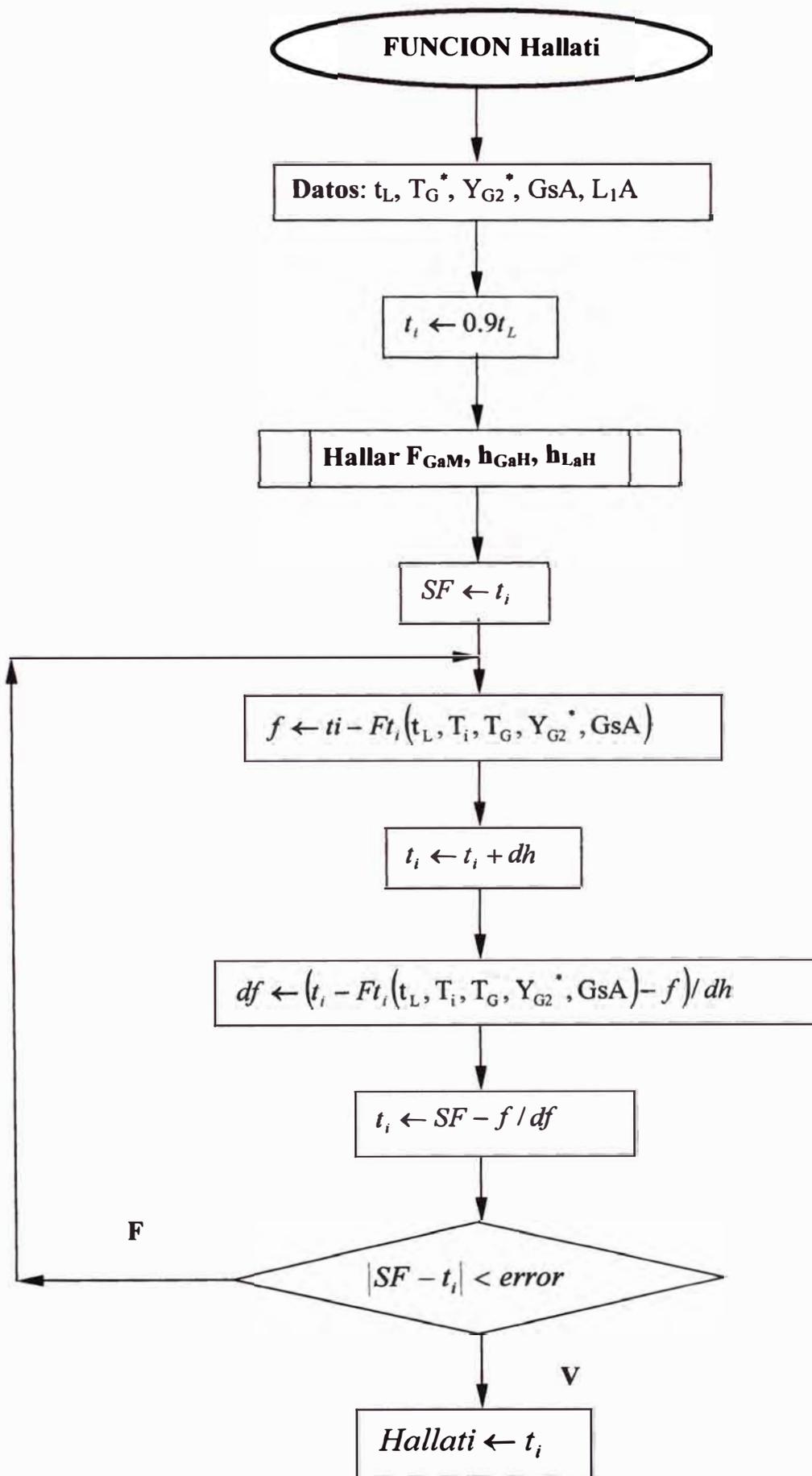
7.0 Referencias y Páginas de Internet

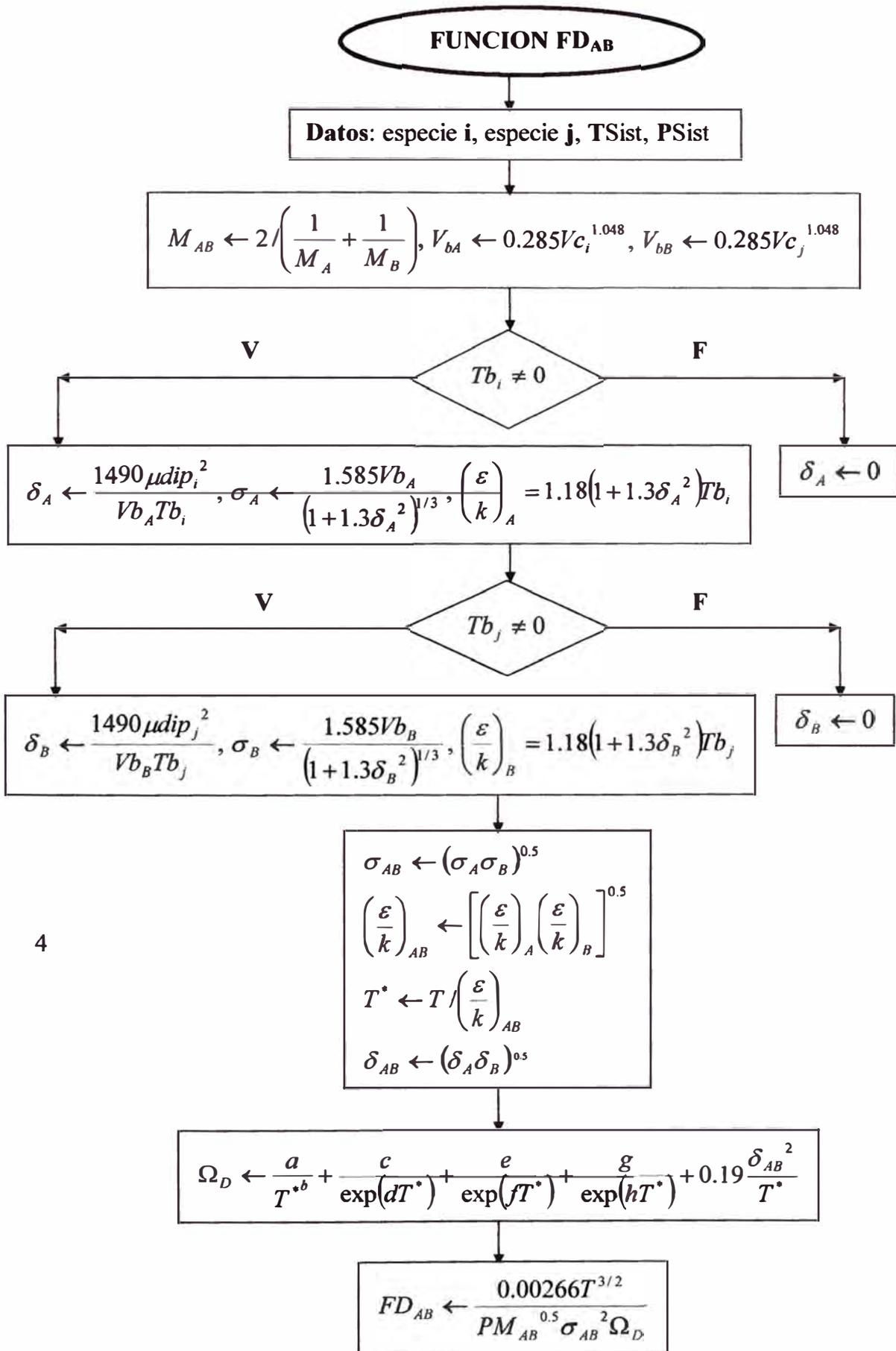
- 7.1 John G. Lewis and Robert R. White, Simplified Humidification Calculations, Systems Other than Air and Water, Industries and Engineering Chemistry, Vol 45, N°2.
- 7.2 Donald R. Olander, Design of Direct Contact Cooler-Condensers, Industrial and Engineering Chemistry, 53, 2 (1961).
- 7.3 Mickley, H. S., Chem. Eng. Progr. 45, 739 (1949).
- 7.4 S.J. Slayzak and J.P. Ryan, National Renewable Energy Laboratory, Technical Report, December 2000, NREI/TP-550-26131.
- 7.5 H.F.Brass, Design Direct Contact coolers Quickly, Petroleum Refiner, 35, 215-221, 1953
- 7.6 Lewis, J.G., y R.R.white, Ind.Eng, Chem., 45,486(1953)
- 7.7 Dwyer, O. E., Dodge, B. F., Ind. Eng. Chem. 33, 485 (1941).
- 7.8 www.novalynx.com, Sling Psychrometers, Battery Operated Psychrometers.
- 7.9 www.cti.org, COOLING TECHNOLOGY INSTITUTE

8.0 Apéndices: Diagramas de flujo









PROCEDIMIENTO FavwFGhGhL

Datos: L', t_L, G', Y', t_G

$$\begin{aligned}
 Y_1 &\leftarrow Y' \cdot M_B / M_A, Y_1 \leftarrow Y_1 / (1 + Y_1) \\
 \mu_G &\leftarrow F\mu_G(t_G) \\
 M_G &\leftarrow (1 + Y_1) / (1/M_B + Y_1/M_A) \\
 \rho_G &\leftarrow F\rho_G(p_i, t_G, M_G) \\
 D_{AB} &\leftarrow FD_{AB}(1, 2, t_G, p_i) \\
 Sc_G &\leftarrow \mu_G / (\rho_G \cdot D_{AB}) \\
 \mu_L &\leftarrow F\mu_L(t_L, 3)
 \end{aligned}$$

Datos : d_s, ε, m, n, p depende de L' y del tamaño nominal del relleno

$$\begin{aligned}
 \beta &\leftarrow 1.508d_s^{0.376}, \varphi_{L_sW} \leftarrow 0.000247/d_s^{1.21} \\
 \varphi_{L,W} &\leftarrow 0.00000209(737.5L')^\beta / d_s^2 \\
 \varphi_{L_0W} &\leftarrow \varphi_{L,W} - \varphi_{L,W}, a_{AW} \leftarrow m[808G' / \rho_G^{0.5}]^n L'^p \\
 a_{VW} &\leftarrow 0.85a_{AW}\varphi_{L,W} / \varphi_{L_0W}, \varepsilon_{LO} \leftarrow \varepsilon - \varphi_{L,W}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_G &\leftarrow \frac{\left(\frac{G'}{M_G}\right)}{Sc_G^{2/3}} 1.195 \left[\frac{d_s G'}{\mu_G (1 - \varepsilon_{LO})} \right]^{-0.36} \\
 F_{GaM} &\leftarrow F_G a_{VW} \\
 h_G &\leftarrow F_G Sc_G^{2/3} / (G' / M_G), Pr \leftarrow 0.74 \\
 h_G &\leftarrow h_G C_B G' / Pr_G^{2/3}, h_{GaH} \leftarrow h_G a_{VW} \\
 h_{GaH} &\leftarrow h_G a_{VW} \\
 kth_L &\leftarrow Fkth_L(t_L, 3), \rho_L \leftarrow F\rho_L(t_L, 3) \\
 h_L &\leftarrow 25.1kth_L / d_s (d_s L' / \mu_L)^{0.45} Pr_L^{0.5} \\
 h_{LaH} &\leftarrow h_L a_{VW} / 1000
 \end{aligned}$$

PROCEDIMIENTO FDisRiguroso

Datos: Vapor(1), Gas(2) y Líquido(3)
Fpd, L/G, G₁, p_t

LlenaPsicro(1), LlenaPsicro(2), LlenaPsicro(3)
 $N \leftarrow 2, Y_{G1mol} \leftarrow Y_{G1} M_B / M_A, Y_{G1mol} \leftarrow Y_{G1mol} / (1 + Y_{G1mol})$
 $\rho_{G1} \leftarrow F\rho_{G1}(p_t, t_{G1}, F_{Mpr}(Y_{G1}, M_A, M_B))$
 $G_1 \leftarrow G_1 \rho_{G1}, G_S \leftarrow G_1 / (1 + Y_{G1})$
 $\mu_{L2} \leftarrow F\mu_L(t_{L2}, 3), \rho_{L2} \leftarrow F\rho_L(t_{L2}, 3)$
 $Y_{G2} \leftarrow 0.01$

$SF \leftarrow Y_{G2}$

$G_2 \leftarrow G_S(1 + Y_{G2})$
 $\rho_{G2} \leftarrow F\rho_{G2}(p_t, t_{G2}, F_{Mpr}(Y_{G2}, M_A, M_B))$
 $G2A \leftarrow FGA(\rho_{G2}, \rho_{L2}, \mu_{L2}, \Delta p_t, L/G, Fpd)$
 $A_T \leftarrow G_2 / G2A$
 $FLtLtitGY1Z(L/G * G2A, G_S / A_T)$

$f \leftarrow SF - LY_1(NPuntos)$

$Y_{G2} \leftarrow Y_{G2} + dh$

$G_2 \leftarrow G_S(1 + Y_{G2})$
 $\rho_{G2} \leftarrow F\rho_{G2}(p_t, t_{G2}, F_{Mpr}(Y_{G2}, M_A, M_B))$
 $G2A \leftarrow FGA(\rho_{G2}, \rho_{L2}, \mu_{L2}, \Delta p_t, L/G, Fpd)$
 $A_T \leftarrow G_2 / G2A$
 $FLtLtitGY1Z(L/G * G2A, G_S / A_T)$

F

$df \leftarrow (Y_{G2} - LY_1(Npuntos) - f) / dh$

$Y_{G2} \leftarrow SF - f / df$

$|Y_{G2} - SF| < error$

D, Z, Y_{G2}

8.2 Ejemplo de cálculo de los coeficientes de transferencia de calor y masa

Problema: Una torre empacada con anillos Raschig de cerámica de 50mm (2in) se va a utilizar para deshumidificar aire por contacto a contracorriente con agua. En la parte superior de la torre, las condiciones van a ser:

Agua: Flujo = 5.5 kg/m².s (4060 lb/ft².h, t = 15°C

Aire: Flujo = 1.10 kg/m².s (811 lb/ft².h, t = 20°C, 1atm; básicamente seco.

Calcular los coeficientes de transferencia para la parte superior de la torre.

SOLUCION: Para el gas, $G' = 1.10/29=0.0379$ kmol/m².s; $\mu_G = 1.8 (10^{-5})$ kg/m.s, $Sc_G = 0.6$ para aire-agua y

$$\rho_G = \frac{29}{22.41} \frac{273}{293} = 1.206 \text{ kg/m}^3$$

Para el líquido, $L' = 5.5 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$. Ver Tabla

Retención de líquido en torres empacadas \aleph

$$\varphi_{L_t} = \varphi_{L_0} + \varphi_{L_s}, \quad \varphi_{L_s W} = \varphi_{L_0 W} + \varphi_{L_s W}, \quad \varphi_{L_0} = \varphi_{L_0 W} H$$

Unidades SI: L' en kg/m².s; ρ_L kg/m³; μ_L en kg/m.s y σ en N/m.

Empaque	Tamaño Nominal		d_s m	φ_{L_s}	Agua, Temperaturas ordinarias	μ_L kg/m.s
	mm	In				
Anillos de Rashig de cerámica	13	0.5	0.01774	$\frac{0.0486 \mu_L^{0.02} \sigma^{0.99}}{d_s^{1.21} \rho_L^{0.37}}$	$\beta = 1.508 d_s^{0.376}$	<0.012
	25	1	0.0356		$\varphi_{L_s W} = \frac{2.47 \times 10^{-4}}{d_s^{1.21}}$	
	38	1.5	0.0530		$\varphi_{L_s W} = \frac{(2.09 \times 10^{-6}) (737.5 L')^\beta}{d_s^2}$	
	50	2	0.0725			
Anillos de Rashig de carbón	25	1	0.1301	$\frac{0.0237 \mu_L^{0.02} \sigma^{0.23}}{d_s^{1.21} \rho_L^{0.37}}$	$\beta = 1.104 d_s^{0.376}$	<0.012
	38	1.5	0.0543		$\varphi_{L_s W} = \frac{5.94 \times 10^{-4}}{d_s^{1.21}}$	
	50	2	0.0716		$\varphi_{L_s W} = \frac{(7.37 \times 10^{-6}) (737.5 L')^\beta}{d_s^2}$	

\aleph Datos de Shulman et al.

$$d_s = 0.0725m \quad \beta = 1.508d_s^{0.376} = 0.562$$

$$\varphi_{L,W} = \frac{(2.09 \times 10^{-6})(737.5L')^\beta}{d_s^2} = 0.424m^3/m^3$$

$$\varphi_{L,S,W} = \frac{2.47 \times 10^{-4}}{d_s^{1.21}} = 5.91 \times 10^{-3} m^3 / m^3$$

$$\varphi_{L_0,W} = \varphi_{L,W} - \varphi_{L,S,W} = 0.0424 - 5.91 \times 10^{-3} = 0.0365 m^3/m^3$$

Tabla II. Área interfacial para la absorción y desorción, líquidos acuosos ^a

Para las condiciones por debajo de recargo, $a_{AW} = m(808G'/\rho_G^{0.5})^n L'^p$

Nota: Utilícense solo con unidades SI: L' y G' kg/m².s y ρ_G kg/m³. $a_{AW} = m^2/m^3$; los datos originales cubren L' hasta 6.1 kg/m².s; se ha sugerido la extrapolación a L=10.2 kg/m².s.

Empaque	Tamaño nominal		Rango de L'		m	n	p
	mm	in	Kg/m ² .s	lb/ft ² .h			
Anillos de Rashig de cerámica	13	0.5	0.68-2.0	500-1500	28.01	0.2323L'-0.3	-1.04
			2.0-6.1	1500-4500	14.69	0.01114L'+0.148	-0.111
	25	1	0.68-2.0	500-1500	34.42	0	0.552
			2.0-6.1	1500-4500	68.2	0.0389L'-0.0793	-0.47
	38	1.5	0.68-2.0	500-1500	36.5	0.498L'-0.1013	0.274
			2.0-6.1	1500-4500	40.11	0.0109L'-0.022	0.14
	50	2	0.68-2.0	500-1500	31.52	0	0.481
			2.0-6.1	1500-4500	34.03	0	0.362

a Datos de Shulman et al.

De la tabla II:

$$m = 34.03, \quad n = 0, \quad p = 0.362$$

$$a_{AW} = m \left(\frac{808G'}{\rho_G^{0.5}} \right)^n L'^p = 63.1 m^2/m^3.$$

$$\text{Entonces, de } a_{AW} = 0.85 a_{AW} \frac{\varphi_{L,W}}{\varphi_{L_0,W}} = 0.85(63.1) \frac{0.0424}{0.0365}$$

El coeficiente de la fase gaseosa esta dado por

$$\frac{F_G S c_G^{2/3}}{G} = \frac{k_G p_{B,M}}{G} = 1.195 \left[\frac{d_s G'}{\mu_G (1 - \varepsilon_{L0})} \right]^{-0.36}$$

$$\frac{F_G (0.6)^{2/3}}{0.0379} = 1.195 \left[\frac{0.0725(1.10)}{(1.8 \times 10^{-5})(1 - 0.698)} \right]^{-0.36} = 0.378$$

$$F_G = 2.01 \times 10^{-3} \text{ kmol} / \text{m}^2 \cdot \text{s}$$

$$F_G a_w = (2.01 \times 10^{-3})(62.3) = 0.125 \text{ kmol} / \text{m}^3 \cdot \text{s} = k_G a_{wV} p_{B,M}$$

Puesto que el líquido es agua pura, no tiene coeficiente de transferencia de masa. Sin embargo para tales procesos, se necesitan los coeficientes de transferencia de calor por convección, tanto para el gas como para el líquido. Estos pueden calcularse, a falta de datos directamente aplicables, mediante la analogía de transferencia de masa y calor. Por lo tanto de la ecuación anterior y suponiendo $j_D = j_H$,

$$j_H = \frac{h_G}{C_p G'} \text{Pr}_G^{2/3} = 0.0378$$

en donde h_G es el coeficiente de transferencia de calor de la fase gaseosa. Para el aire, $C_p = 1000 \text{ N} \cdot \text{m} / \text{kg} \cdot \text{K}$; $\text{Pr}_G = 0.74$.

$$h_G = \frac{0.0378 C_p G'}{\text{Pr}_G^{2/3}} = \frac{0.0378(1005)(1.10)}{(0.74)^{2/3}} = 51.1 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

En forma similar, análogo de la transferencia de calor de la ecuación

$$\frac{k_L d_s}{D_L} = 25.1 \left(\frac{d_s L'}{\mu_L} \right) \text{Sc}_L^{0.5} \text{ es}$$

$$Nu = \frac{h_L d_s}{k_{th}} = 25.1 \left(\frac{d_s L'}{\mu_L} \right)^{0.45} \text{Pr}_L^{0.5}$$

en donde h_L es el coeficiente de transferencia de calor de la fase líquida, $k_{th} = 0.587 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}$ y $\text{Pr}_L = C_p \mu_L / k_{th} = 4817(1.14)(10^{-3}) / 0.587 = 8.1$.

Por lo tanto,

$$h_L = 25.1 \frac{k_{th}}{d_s} \left(\frac{d_s L'}{\mu_L} \right) \left[\frac{0.0725(5.5)}{1.14 \times 10^{-3}} \right] (8.1)^{0.5} = 8071 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

Los coeficientes volumétricos correspondientes son:

$$h_G a_{vw} = 51.1(62.3) = 3183 \text{ W / m}^3 \cdot \text{K}$$

$$h_L a_{vw} = 8071(62.3) = 503000 \text{ W / m}^3 \cdot \text{K}$$

8.3 Traducción de artículo de Mickley, H. S., Chem. Eng. Progr. 45, 739 (1949).

DISEÑO DE UN EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO DE TIRO FORZADO

HAROLD S. MICKLEY

Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, Massachusetts

El diseñador de equipo de aire acondicionado es frecuentemente requerido para determinar la temperatura de todas las corrientes de entrada y de salida, la humedad del aire de entrada y de salida, velocidades de flujo aire y agua, tamaño del equipo, y capacidad refrigerante requerida. Métodos presentados a menudo involucran tediosos cálculos de prueba y error o introducen aproximaciones que involucran errores de magnitud incierta. La data de coeficientes de velocidad disponible son escasos y a menudo no confiables. La presencia de niebla dentro del equipo puede invalidar por otra parte los métodos de diseño.

El propósito de este artículo es la presentación de un método simple mejorado para el diseño de un equipo de aire acondicionado de tiro forzado. La técnica es aplicable a sistemas que emplean el contacto directo de aire y agua. (tales como torres de enfriamiento y deshumidificadores) y para equipo en los cuales la corriente de aire esta separada de la corriente del refrigerante (tales como deshumidificadores tubulares, bobinas refrigerantes, etc.). la técnica es una extensión del método de "potencial entálpico" propuesto por Merkel (4) y discutido en artículos por McAdams (3), Simpson y Sherwood (5) y otros. Este método es ahora reconocido como el enfoque mas conveniente para la determinación del tamaño del equipo para sistemas de contacto directo. Sin embargo, no es generalmente realizado como una extensión del procedimiento de Merkel utilizando una simple construcción grafica en conjunción con el diagrama de entalpía temperatura, proveerá completa información acerca del funcionamiento del equipo. Todas las condiciones de operación pueden ser rápidamente determinadas y peligro de formación de neblina establecido. Así mismo, resultados de una simple corrida experimental podrían ser usados para calcular los coeficientes individuales de transferencia de masa y calor, incluyendo los coeficientes de transferencia de calor de la película del liquido. Calculo de prueba y error son reducidos a un mínimo y el método podría ser fácilmente entendido y aplicado por técnicos.

Bases del método

Contacto directo de agua y Aire.

Las ecuaciones de diseño de equipos de aire acondicionado son obtenidas de las relaciones de transferencia de masa y calor.

Considerando una altura diferencial, dZ , de una torre de aire acondicionado de tiro forzado, adiabático, contracorriente, y sección transversal constante, en el cual aire y agua están contactados directamente. Como se muestra en la figura 1, el aire entra a la sección a una velocidad másica de G libras de aire seco/h.ft² de sección transversal de la torre, a una temperatura t_G , a una humedad H_G , y una entalpía i_G . El agua ingresa a la sección a una velocidad másica de $L + dL$ libras/h.ft² de sección transversal de la torre y a una temperatura $t_L + dt_L$. En la sección, las corrientes de agua y aire intercambian masa y calor y emergen ligeramente cambiados. Se asume que en la interfase agua-aire el aire esta saturado a la temperatura t_i .

La velocidad a la cual el agua es transferida entre as fases es

$$GdH_G = dL = k_G a_M (H_i - H_G) dZ \quad (1-a)$$

Rearreglando la ecuación (1) da

$$\frac{dH_G}{H_i - H_G} = \frac{k_G a_M}{G} dZ \quad (1-b)$$

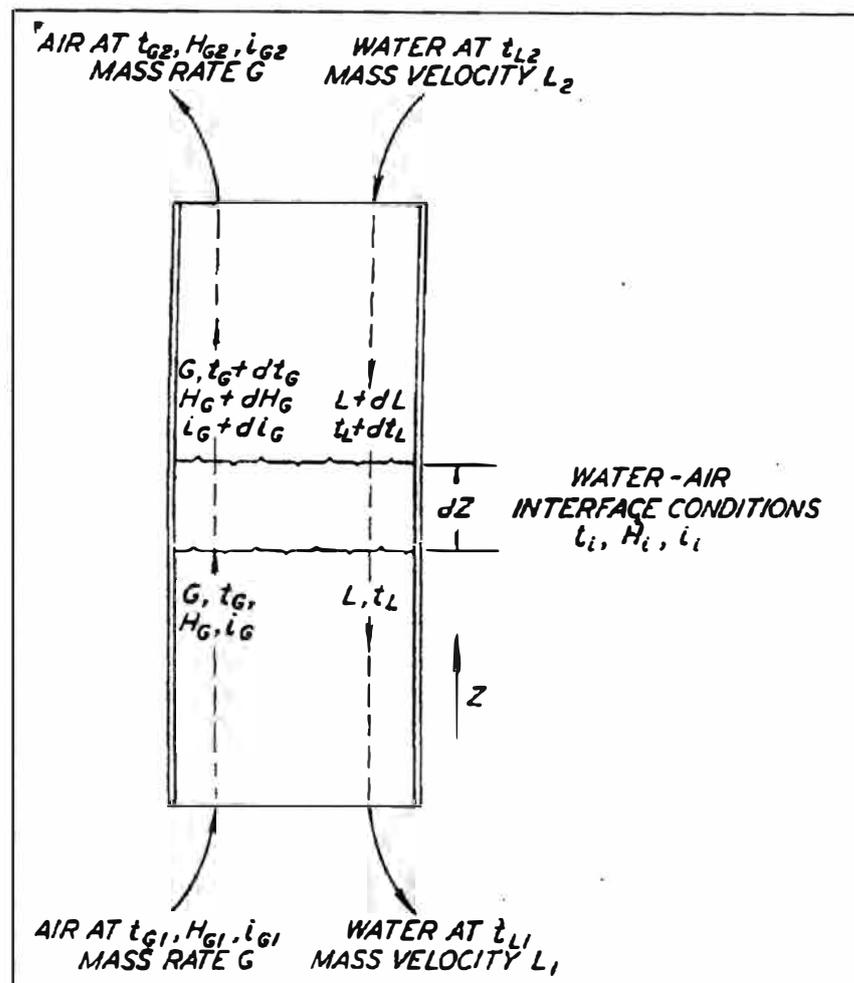


Fig. 1. Diagrama esquemático de una Torre de enfriamiento de Tiro

Esta ecuación relaciona el cambio en la humedad del aire con la altura de la torre. Si la relación entre la humedad del aire, H_G y la humedad del aire saturado a la temperatura de la interfase agua-aire, H_i , fuesen conocidos la ecuación (1-b) podría ser directamente integrada y la altura de la torre obtenida a la vez. Desafortunadamente, excepto en el caso especial de temperatura de agua constante (un aparato de “bulbo-húmedo”), posteriores ecuaciones deberían ser desarrolladas antes de que la integración pueda ser realizada.

La entalpía del aire es definida por la relación

$$i_G = c_s(t_G - t_0) + \lambda_0 H_G \quad (2)$$

Un balance entálpico aplicado a las fases combinadas produce

$$d[Gi_G] = d_L c_L (t_L - t_0) \quad (3-a)$$

la ecuación (3-a) relaciona la entalpía del aire con la temperatura (o entalpía) del agua líquida. Ordinariamente, el cambio en la velocidad del agua debido a la evaporación o condensación no es importante, y la ecuación (3-a) podría ser aproximada por

$$G di_G = L c_L dt_L \quad (3-b)$$

o

$$\frac{di_G}{dt_L} = \frac{L c_L}{G} \quad (3-c)$$

cuando integramos, la ecuación (3-b) da la “línea de operación”, la línea que conecta la entalpía del aire y la temperatura del agua

$$(i_{G2} - i_{G1}) = \frac{L c_L}{G} (t_{L2} - t_{L1}) \quad (3-d)$$

La velocidad de transferencia de calor del agua líquida con la altura de la torre podría ser reorganizada para dar

$$\frac{dt_L}{t_L - t_i} = \frac{h_L a_H}{L c_L} dZ \quad (4-b)$$

La velocidad de transferencia de calor sensible de la interfase a través de la película de la torre a la corriente de gas a t_G podría ser escrita

$$G c_s dt_G = h_G a_H (t_i - t_G) dZ \quad (5-a)$$

La ecuación (5-a) relaciona la temperatura del gas y la altura de la torre. Rearreglando produce

$$\frac{dt_G}{t_i - t_G} = \frac{h_G a}{G c_s} dZ \quad (5-b)$$

Estas ecuaciones diferenciales son suficientes para relacionar la temperatura del aire, humedad del aire, entalpía del aire, temperatura del agua y altura de la torre, pero sin posteriores simplificaciones, su solución podría ser muy tediosa. Merkel (4) primero usó la relación aproximada de Lewis (2)

$$\frac{h_G}{k_G} = c_S \quad (6)$$

para desarrollar el método de potencial entálpico. Introduciendo la relación de Lewis (6) en la ecuación (5-a) y asumiendo que el área de transferencia de calor, a_H iguala al área para la transferencia de masa, a_M , da

$$Gc_S dt_G = k_G a_M (c_S t_i - c_S t_G) dZ \quad (7)$$

Una posterior simplificación es introducida por las siguientes manipulaciones: Multiplicando ambos lados de la ecuación (1-a) por λ_0 y agregando a la ecuación (7):

$$G(c_S dt_G + \lambda_0 dH_G) = [(c_S t_i + \lambda_0 H_i) - (c_S t_G + \lambda_0 H_G)] k_G a_M dZ \quad (8)$$

Si la variación en el calor húmedo, c_S es despreciable, la entalpía del aire podría ser introducida, produciendo

$$G di_G = k_G a_M (i_i - i_G) dZ \quad (9-a)$$

o

$$\frac{di_G}{i_i - i_G} = \frac{k_G a_M}{G} dZ \quad (9-b)$$

la ecuación (9-b) relaciona la entalpía del aire y la altura de la torre.

La combinación de las ecuaciones (4-a), (6) y (9-b) da

$$\frac{i_G - i_i}{t_L - t_i} = - \frac{h_L}{k_G} \quad (10)$$

la ecuación (10) es frecuentemente llamada la “línea de unión” y representa la razón de las velocidades relativas de la transferencia de entalpía a través de las fases gas y líquido.

Las ecuaciones (2), (3-d), (9-b), y (10) forman la base del método de potencial gráfico ahora usamos para determinar la altura de la torre. Antes de discutir sus aplicaciones prácticas, es conveniente introducir otra relación, que aunque es obtenida fácilmente, vemos que a sido despreciado por previos investigadores. La razón de ecuaciones (7) y (9-b) es

$$\frac{di_G}{dt_G} = \frac{i_G - i_i}{t_G - t_i} \quad (11)$$

Esta ecuación relaciona la entalpía y temperatura de la corriente gaseosa.

Las ecuaciones de arriba son el fundamento del método de diseño propuesto. La integración de la ecuación (9-b) genera una la entalpía del aire como una función de la altura

de la torre. La ecuación (11) podría ser gráficamente integrada para obtener la temperatura del aire como una función de la entalpía del aire. Esta información, cuando es combinada con la definición de entalpía, (ecuación 2), interrelaciona la temperatura del aire, humedad, entalpía y altura de la torre.

En adición a los resultados de arriba, la ecuación (11) provee un medio para la determinación de la razón de los coeficientes de transferencia de calor de la película de líquido ($h_L a_H$), coeficiente de transferencia de masa en fase gas ($k_G a_M$) de una simple corrida experimental. Si la razón es combinada con la integración que transfiere la expresión de la ecuación (9-b), valores numéricos de los coeficientes de transferencia de calor de la película de líquido ($h_L a_H$), coeficiente de transferencia en fase gas ($k_G a_M$) y coeficiente de transferencia de calor ($h_G a_H$) podrían ser computados. Tal procedimiento simplifica la determinación experimental de estos coeficientes de velocidad, desde que una corrida de temperatura de "bulbo húmedo" o de agua constante no es más esencial. Un conocimiento de los coeficientes de velocidad individual elimina los errores involucrados en el uso de los coeficientes de transferencia global.

Las condiciones de operación que permiten la condición de niebla dentro del aparato sean reveladas y los cambios necesarios para la eliminación de la niebla podrían ser determinadas para el uso de un nuevo procedimiento. En adición al fastidio causado por la niebla, su formación afecta marcadamente al mecanismo de la transferencia de masa y entalpía. Consecuentemente los equipos operados bajo condiciones de neblina no podrían acercarse a las especificaciones de funcionamiento.

La principal premisa involucrada en la derivación de las ecuaciones de diseño es la asunción que el área de transferencia de calor es igual al área a la transferencia de masa. Esta asunción es introducida en las manipulaciones tratadas en las ecuaciones (9-b) y desde que es una premisa básica del método potencial entálpico. Si en un sistema de contacto todas las superficies interfaciales no están humedecidas, la asunción del área igual es incorrecta. Posterior trabajo experimental es requerido para evaluar la magnitud de este error. En adición, estas relaciones asumen que la entalpía del líquido condensado de la fase gas podría ser despreciado en comparación con la entalpía del vapor. Ciertas aproximaciones, por ejemplo, la relación de Lewis y algo más del tratamiento del calor húmedo son también introducidos. En muchos casos, sin embargo, estas simplificaciones no introducen un error importante.

Aplicación del método

En el presente, la aplicación del método del potencial entálpico está en el diseño de las torres de enfriamiento. Ordinariamente uno no está interesado en la temperatura y humedad del aire que deja la torre de enfriamiento, pero la determinación de la altura de la torre, las condiciones de ennublamiento y los coeficientes de transferencia de masa y calor en tales torres es de considerable importancia práctica. De ahí, a pesar del hecho que otros tipos de operación son mejores ejemplos de la versatilidad e la nueva técnica, las aplicaciones del método para los casos más familiares serán tratados primero.

Considerando el diseño de una torre de aire acondicionado de enfriamiento para lo cual las siguientes cantidades son especificadas: temperatura, humedad y velocidades de flujo másico en el aire entrante; temperatura de entrada y salida del agua y velocidad de entrada

Consecuentemente la distancia vertical entre el punto D y la línea horizontal punteada EA es la entalpía de la fuerza directora ($i_i - i_G$) en el fondo de la torre. La entalpía de las fuerzas directoras en otras secciones de la torre es obtenida en forma similar. Por eso, el punto J de la figura 2 representa la entalpía del aire y corresponde a la temperatura del agua a una distancia corta arriba de la entrada del aire. La línea JK es la línea de unión, otra vez de pendiente $-h_L/k_G$, y como el punto K determina la entalpía y la temperatura de la interfase aire-agua a una posición en la torre correspondiente al punto J . La distancia vertical entre el punto K y la línea horizontal JF es la fuerza directora entálpica en esta sección de la torre. Las diferencias de entalpía obtenidas en esta forma son usadas en la integración de la ecuación (9-b) a fin de determinar la altura de la torre necesaria. Esto podría ser llevado a cabo gráficamente ploteando el recíproco de la fuerza directora entálpica $1/(i_i - i_G)$, como una función del aire correspondiente, i_G como en la figura 3. El área sombreada en la figura 3, representa la integral

$$\int_{i_{G1}}^{i_{G2}} \frac{di_G}{i_i - i_G} = \frac{k_G a_M Z}{G} \quad (12)$$

cuando el valor de la integral a sido hallado, la altura de la torre Z podría ser calculada de la ecuación (12).

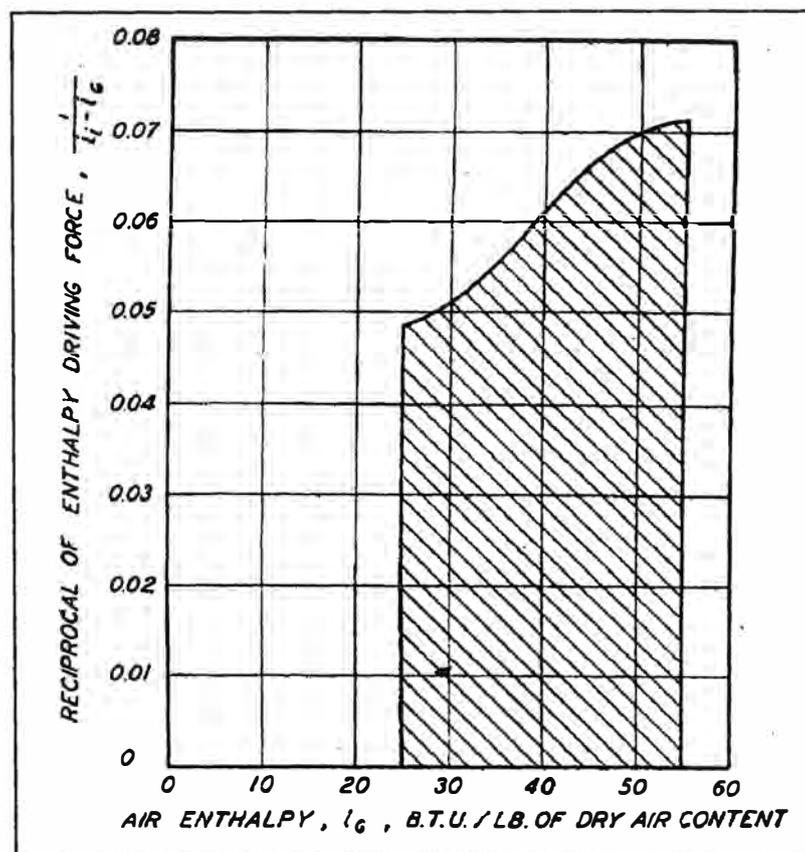


Fig. 3. Determinación gráfica de la altura de la torre

El cálculo de la temperatura del aire que sale en una sección dada de la torre esta basada en el hecho que la pendiente de la línea punteada ED (el punto E representa la temperatura y entalpía del aire, el punto D representa la temperatura y entalpía del aire saturado de la figura 2 es $(i_i - i_G)/(t_i - t_G)$, la razón de la fuerza directora entálpica a la fuerza directora de la temperatura en el fondo de la torre. Por virtud de la ecuación (11), la pendiente de la línea ED también representa di_G/dt_G , la velocidad de cambio de la entalpía y temperatura del aire a una corta distancia arriba del fondo de la torre. La línea punteada horizontal FJ se conecta a la temperatura del aire y a la temperatura del agua en la misma sección transversal. La línea punteada JK (paralela a AD) se une al punto que representa la temperatura del agua (J) con la temperatura y entalpía correspondiente del aire a la interfase aire-agua (punto K). De ahí, la pendiente de la línea que une F a K es di_G/dt_G en la nueva posición. El procedimiento gráfico y progresivo podría ser repetido, y en esta forma, la temperatura del aire en cualquier punto en la torre podría ser obtenida. La entalpía del aire saliente es fácilmente determinado de la ecuación (3-d) de la línea de operación, y para el ejemplo presentado, es la ordenada del punto B . Consecuentemente, el punto M representa la temperatura y entalpía del aire que deja la torre, y la línea sólida EFM es el sitio de los correspondientes puntos de entalpía y temperatura a través de la torre. Desde que la temperatura y humedad del aire han sido determinadas, la humedad del aire podría ser fácilmente obtenida de la definición de entalpía del aire en términos de la temperatura y entalpía del aire por medio de la ecuación (2). Si los resultados de una integración progresiva de la ecuación (9-c) son combinados con los resultados del procedimiento grafico ya descrito, un dibujo de la temperatura y humedad del aire como una función de la altura de la torre podría ser preparado.

Valores publicados de los coeficientes de transferencia masa, $k_G a_M$ coeficiente de transferencia de calor en fase gas, $h_G a_H$, y coeficiente de transferencia de calor en la fase líquida, $h_L a_H$ son extremadamente escasos. La falta de información es debida a la grande de las dificultades involucradas en la determinación experimental de tales datos. El procedimiento de costumbre requiere dos corridas experimentales. Uno podría ser llamado corrida de bulbo húmedo o de temperatura constante. El otro podría ser una corrida en la cual la temperatura del agua varía. Las corridas son hechas con las mismas velocidades de flujo másico de aire y agua en la misma torre. Los coeficientes de transferencia de masa y calor en fase gas podrían ser obtenidos de la data obtenida durante la corrida de bulbo húmedo. Luego se asume que estos coeficientes de velocidad se aplican a la segunda corrida y el coeficiente de transferencia de calor de la película líquida es calculado de la data adicional. En principio, este es un excelente método para la determinación de los coeficientes de velocidad. En la práctica, sin embargo, sufre de la seria desventaja precisión extrema es requerida de las mediciones experimentales hechas durante la corrida de bulbo húmedo. Bajo condiciones de temperatura de agua constante, la corriente de aire se aproxima a la saturación rápidamente. Consecuentemente el potencial director de la temperatura y humedad llega a ser muy pequeño y podría ser medido precisamente. El fracaso para obtener la precisión necesaria a invalidado mucha de la data obtenida por este método. Como resultado de las dificultades de las experimentales de arriba, la mayoría de la data de los coeficientes de velocidad disponible está en la forma de coeficientes de transferencia global.

El coeficiente entálpico global es definido por la ecuación

$$k_G a_M (i_i - i_G) = K_G a_M (i_{iL} - i_{iG}) \quad (13)$$

como fue esbozado por Simpson y Sherwood (5) esta relación podría ser exacta si el coeficiente de transferencia de calor de la película líquida fuera infinitamente grande, o si la curva de saturación de entalpía – temperatura fuera lineal. Estas condiciones son rara vez completamente ciertas y aunque el uso de los coeficientes de entálpicos globales a fin de determinar el volumen de la torre es usualmente satisfactorio, la aplicación de la técnica directora entálpica global para situaciones significativamente diferentes de las condiciones experimentales usadas para obtener los coeficientes, puede dejar resultados erróneos.

El coeficiente de transferencia de calor global está definido por la ecuación

$$h_G a_H (i_i - i_G) = U_G a_H (t_L - t_G) \quad (14)$$

Esta relación podría ser exacta si el coeficiente de transferencia de calor de la película líquida fuera infinitamente grande; bajo estas condiciones, $t_i = t_L$ y $h_G = U_G$. A fin de que se cumpla la relación, la razón $(t_i - t_G)/(t_L - t_G)$ debería ser constante a través de la torre. Esto no es cierto totalmente cuando la curva de saturación de entalpía vs. Temperatura es lineal. El coeficiente global U_G no es un verdadero coeficiente de transferencia de calor desde que el calor sensible que pasa a través de la película del aire no es igual al calor sensible transferido a través de la película del agua. Aunque el coeficiente de transferencia de calor de la película de gas $h_G a_H$, no varía significativamente con la fuerza directora de temperatura, $t_i - t_G$, el coeficiente global, $U_G a_H$ podría ser una función pronunciada de la fuerza directora de la temperatura $t_i - t_G$. Posteriormente valores de $U_G a_H$ obtenidos de las velocidades de flujo de aire constante en una torre dada, se hallaran frecuentemente cambios con los cambios en la temperatura y humedad del aire entrante y con la temperatura del agua entrante. Experimentalmente sea encontrado que la razón $U_G a_H / k_G a_M$ no es igual al calor húmedo. Por estas razones el uso de los coeficientes de transferencia de calor globales $U_G a_H$ no es recomendado.

Coeficientes Individuales

A pesar de las limitaciones de los coeficientes globales, ellos han ganado aceptación debido a que los coeficientes de transferencia de masa y calor no son disponibles. Con el método propuesto aquí, sin embargo, todos los coeficientes de velocidad podrían ser determinados de una simple prueba. El procedimiento de cálculo es como sigue:

En una prueba experimental de una torre experimental la siguiente data fue obtenida, temperatura, humedad, y velocidad de flujo másico, de las corrientes de aire y agua de entrada y de salida; y la altura empacada Z , de la torre. El sistema fue operado bajo condiciones estacionarias y adiabáticas, Se desea computar el coeficiente de transferencia de masa $k_G a_M$, el coeficiente de transferencia de calor en fase gas, $h_G a_H$ y el coeficiente de transferencia de calor de la película líquida, $h_L a_H$, para estas condiciones de operación.

Por la figura 2, esta data fija, la línea de operación AB y la temperatura de entrada y de salida del aire en el diagrama entalpía-temperatura. Si uno estima la razón $-h_L a_H / k_G a_M$, corresponde a la línea de unión de la ecuación (10), la ecuación 11 podría ser integrada por el procedimiento gráfico progresivo. Si la integración es realizada en uno de los extremos de la

torre (por ejemplo la temperatura del aire en la entrada) y llevada hasta el otro terminal, solo un valor de $-h_L a_H / k_G a_M$ resultará en concordancia entre las temperaturas del aire calculadas y la temperatura medida experimentalmente. La pendiente de la línea de unión que resulte en concordancia entre las temperaturas observadas y calculadas es el valor correcto de $-h_L a_H / k_G a_M$. En la práctica, se encuentra que dos o tres valores de prueba permiten que la pendiente correcta sea determinada. Sin embargo, el método obviamente requiere una determinación experimental precisa de las temperaturas del aire. Como la línea de unión es ahora conocida, la ecuación (9-b) (la expresión de la transferencia entálpica) podría ser integrada y el valor numérico de la cantidad $k_G a_M Z / G$ determinado. Desde que ambos, la altura de la torre, Z , y la velocidad de flujo másico del aire, G , han sido experimentalmente medidos, $k_G a_M$ podría ser calculado. La relación de Lewis, $h_G / k_G = c_s$, ahora fija h_G . La pendiente de la línea de unión, $-h_L a_H / k_G a_M$ a sido hallada y de este modo $h_L a_H$ podría ser determinado. Si diversas corridas experimentales han sido hechas el efecto de los cambios en las variables de operación (tales como las velocidades de flujo de aire y agua) en los coeficientes de velocidad podrían ser acertados.

La aplicación del procedimiento de diseño para un deshumidificador paralelo que describen las torres enfriamiento. La utilización de la data obtenida de una corrida de deshumidificación para el calculo de los coeficientes de velocidad es ilustrada en a figura 4. en este experimento, la velocidad del agua, temperaturas de entrada y salida del agua,

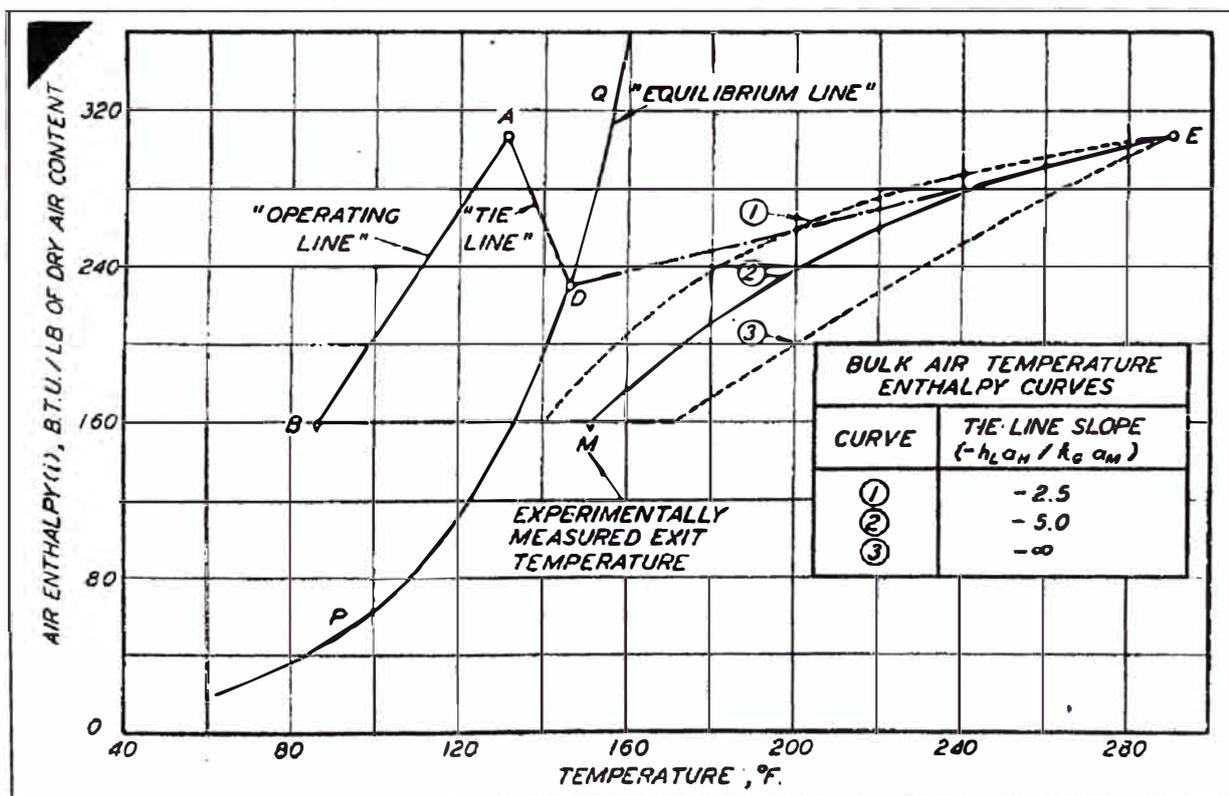


Fig. 4. Diagrama de Entalpía - Temperatura

Se ilustra la determinación de los coeficientes de velocidad de la data experimental durante una corrida de deshumidificación

Velocidad del aire, humedad y temperatura del aire de entrada, humedad y temperatura del aire de salida, y la altura de la torre efectiva fueron medidas. Coeficientes de velocidad

podrían ser calculados de esta data. La data fija la línea de operación AB , ecuación (3-d), el punto E del aire de entrada y el punto M del aire de salida en relación a la línea de equilibrio curva de saturación, PQ , en el diagrama de entalpía-temperatura (fig. 4). la pendiente de la línea de unión, ecuación (10) $-h_L a_H / k_G a_M$ podría ser hallado por prueba y error. En el ejemplo, tres valores de esta pendiente ($-2.5, -5.0$ y $-\infty$) fueron asumidos. Correspondientes a los valores de cada prueba de esta pendiente,

Formación de Niebla

En sistemas de aire acondicionado que utiliza contacto directo del aire con el agua, el aire rápidamente se aproxima a la saturación a esa temperatura. Esto es ilustrado por la línea de temperatura-entalpía del aire EFM de la figura 2. A pesar de la aproximación a la saturación, la transferencia de entalpía continuará siempre y cuando la temperatura del agua sea diferente a la temperatura del aire. Sin embargo el aire saturado podría ocasionar la formación de una niebla dentro del aparato. Cuando la niebla esta formada, el intercambio de masa y calor entre el aire y el agua no es tan grande como las descritas por las expresiones de transferencia de costumbre; y el equipo diseñado por el procedimiento usual no podría funcionar apropiadamente. De este modo, la data de coeficientes de velocidad obtenida en condiciones de ennuclamiento no puede ser confiable para los propósitos de diseño. Una fuente ahora en progreso indica que una fracción sorprendente de la data publicada concerniente al funcionamiento de los equipos de aire acondicionado, particularmente del trabajo de los primeros investigadores, fue obtenida cuando la formación de niebla fue probable.

Las condiciones que permiten la condición de niebla dentro del sistema son fácilmente detectadas cuando el nuevo procedimiento grafico es usado. La niebla tenderá siempre y cuando la humedad del aire llegue a ser mayor que la humedad correspondiente a la saturación de la temperatura del aire saliente. Un estado supersaturado existe cuando la entalpía del aire es mayor que la entalpía de saturación. Consecuentemente, si en cualquier punto de la torre, la curva de temperatura-entalpía del aire cruza la línea de equilibrio, la formación de niebla es posible. Tal situación es ilustrada por el punto N de la figura 5. En este caso, la línea EN de temperatura-entalpía del aire, obtenida por integración de la ecuación 11, se observa que cruza la línea de equilibrio en el punto N . Esto indica una condición de ennuclamiento indeseable. A fin de evitar esta posibilidad, es recomendable que el diseñador del equipo de aire acondicionado determine la línea temperatura-entalpía del aire cuando el tamaño de la torre necesaria es calculado. Si la línea de temperatura del aire se aproxima o cruza la línea de equilibrio o de saturación, las condiciones de operación de la torre propuesta podrían ser ajustadas hasta que la temperatura del aire calculada sea significativamente diferente de la temperatura de saturación. De otro modo, la formación de niebla podría resultar en una operación insatisfactoria.

Es evidente que los métodos presentados no están limitados a los tipos de equipos discutidos en este artículo, y que el procedimiento grafico frecuentemente probará su utilidad en otras aplicaciones. Se cree que los errores debido a las asunciones hechas en la derivación de las ecuaciones de diseño son pequeños en comparación con las incertidumbres introducidas por la data de transferencia de calor y masa aproximada ahora disponible.

Notación

a = área de la superficie de transferencia por unidad de volumen, ft^2/ft^3 . a_H para la transferencia de calor; a_M para la transferencia de masa.

c = capacidad calorífica, $\text{Btu}/\text{lb}\cdot^\circ\text{F}$; c_s para el calor húmedo, $= 0.24 + 0.45H$; c_L para el líquido (se toma la unidad para el agua).

d = prefijo, indica diferencial.

D = diámetro del tubo, ft .

G = velocidad másica, lb . de aire seco/ $\text{h}\cdot\text{ft}^2$ de sección transversal.

H = humedad absoluta, lb . de vapor de agua/ $\text{h}\cdot\text{ft}^2$ de sección transversal.

h = coeficiente superficial de transferencia de calor, $\text{Btu}/\text{h}\cdot\text{ft}^2\cdot^\circ\text{F}$; h_G para la fase gas, h_L para la fase líquida.

i = entalpía de la mezcla de aire y vapor de agua; igual a $c_s(t - t_0) + \lambda_0 H$, Btu/lb de aire seco; i_G a t_G ; i_i a t_i .

k_G = coeficiente de transferencia de masa para las fase gas, $\text{lb}/\text{h}\cdot\text{ft}^2$. superficie humedecida $(H_i - H_G)$

K_G = coeficiente de entalpía global del gas al líquido, $\text{lb}/\text{h}\cdot\text{ft}^2$ de superficie humedecida $(H_{t_L} - H_G)$

L = velocidad másica del agua $\text{lb}/\text{h}\cdot\text{ft}^2$ de sección transversal.

q = flux de calor, $\text{Btu}/\text{h}\cdot\text{ft}^2$

S = sección transversal del equipo, ft^2 .

t = temperatura; $^\circ\text{F}$; t_i para la temperatura de la interfase; t_0 denota la temperatura de referencia; t_G para el gas; t_L para el líquido.

U = coeficiente de transferencia de calor de la interfase de película condensada de gas, $\text{Btu}/\text{h}\cdot\text{ft}^2\cdot^\circ\text{F}$

U_G = coeficiente de transferencia de calor global del gas a líquido para los sistemas de contacto directo., $\text{Btu}/\text{h}\cdot\text{ft}^2\cdot^\circ\text{F}$.

X = longitud del aparato, ft .

Z = altura de torre efectiva, ft .

Letras griegas

π = número constante adimensional igual a 3.1416.

λ_0 = calor latente de vaporización del agua en la temperatura de referencia.

Literatura citada

1. Lewis, W.K., y Keevil, C.S.Eng.Chem., 20, 1058 (1928).
2. Lewis, W. K., Trans. Am. Soc.Mech. Engrs., 44, 329 (1922).
3. McAdams, W.H., "Transmisión de calor", segunda edición, McGraw-Hill Book Co., Inc., New York, pp. 285-292 (1942).
- 4) Merkel, Forschungsarb. Metallkunde u Röntgenmetalloge, 275 (1925).
5. Wilson, E. E., trans. AMER. Soc. Mech. Engrs, 37, 47 (1915).

8.4 Traducción de artículo de Donald R. Olander, Design of Direct Contact Cooler-Condensers, Industrial and Engineering Chemistry, 53, 2 (1961).

Diseño de condensadores-enfriadores de contacto directo

El dimensionamiento de torres adecuadas para otros sistemas al aire-agua generalmente requiere un tratamiento más preciso que el método entálpico de potencial estándar. La solución numérica de las ecuaciones de diseño es esbozada aquí.

El diseño de enfriadores-condensadores de contacto directo para una operación particular empieza con esta data:

- Velocidad de flujo, temperatura, y contenido del gas de alimento.
- Temperatura de entrada del refrigerante (asumida a ser la misma sustancia que el vapor condensable)
- Contenido de vapor deseado o temperatura de salida del gas.

La velocidad de flujo del refrigerante podría o no podría ser especificado: si no, pudiese ser elegido (dentro de los límites adecuados) para minimizar los costos del proceso.

El parámetro más importante de diseño (y el más difícil de determinar) es la altura o arrea interfacial de la unidad. Debido a los repentinos cambios de temperatura y composición y a las interacciones entre los fenómenos de transferencia de masa y calor dentro de la columna, ninguna simple ecuación puede predecir la altura total como una simple función de las condiciones finales, geometría del sistema, y propiedades del fluido.

Además como es mostrado por Colburn y Hougen⁹, el análisis requiere una determinación punto a punto de las condiciones como una función de la altura enfoque que equivale a la solución de ecuaciones diferenciales relevantes numéricamente (usualmente por el método de Euler.)

Este reporte presenta procedimientos de diseño libre de todas las asunciones simplificantes y sugiere un método para la determinación de coeficientes relevantes de transferencia de masa y calor en un condensador enfriador de contacto directo.

El método no está entendido para reemplazar las técnicas estándar para el dimensionamiento de torres de enfriamiento de contacto directo. Además, está diseñado para extender los conceptos bien conocidos simultáneos de masa y calor para más sistemas exóticos.

Una mezcla de un vapor condensable y un gas transportador inerte a un condensador-enfriador sigue uno de los dos cursos: dependiendo sobre las magnitudes relativas de las transferencias simultáneas de masa y calor para el líquido refrigerante. La mezcla podría llegar a estar súper calentada, o podría llegar a estar supersaturada, con niebla o con gotas de vapor condensado aparecidas en la fase gas. Cualquiera de las condiciones puede ser predicha, aunque no hay garantía que una mezcla inicialmente supercalentada, permanecerá así a través de la torre. Sólo el análisis incremental puede trazar la historia actual de la fase vapor durante su recorrido por columna. El análisis presentado aquí está limitado a los vapores supercalentados. Por ejemplo, para sistemas enteramente libres de condensación en el volumen de la fase vapor.

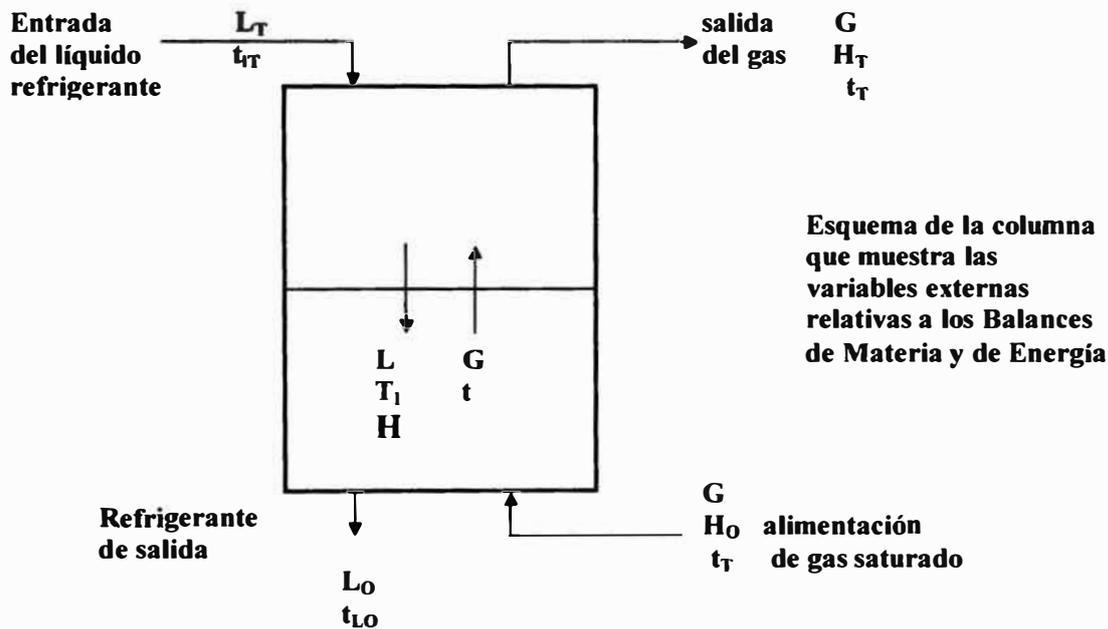
Balances de materia y de Entalpía

Considerando una alimentación de gas saturado que llega a estar supercalentado en su contacto inicial con el líquido refrigerante y permanece así a través de la columna (ver

diagrama.) De las nueve variables externas, G , H_o , t_o , t_L , y cualquiera H_T o t_T (dependiendo de si la unidad va a ser principalmente un enfriador o un condensador) son conocidas. Para mezclas supercalentadas H_T o t_T no son relativas a la curva de saturación y una de las cuatro variables restantes para hacer el problema determinado. Generalmente la velocidad de flujo de entrada del refrigerante, L_T , es seleccionado aunque en algunos casos H_T podría ser especificado. En adición a l especificación de velocidad del refrigerante impuesta por los limites de operación física de la columna, L_T no puede ser tan pequeño tal que t_{L0} es más grande que t_o . Así, el sistema que es reducido a tres desconocidas, L_T , t_{L0} y cualquiera H_T o t_T . De los balances de entalpía total de materia y de energía:

$$(L_o / G) - (L_T / G) = H_o - H_T \quad (1)$$

$$(L_o / G)C_l(t_{lo} - t_{IT}) = s_o(t_o - t_{IT}) + (H_o - H_T)\lambda_{IT} - s_T(t_T - t_{IT}) \quad (2)$$



donde s es el calor húmedo molar, definido como:

$$s = C_{NC} + HC_v \quad (3)$$

Una tercera ecuación relativa a t_T y H_T es requerida. Desdichadamente, estas variables externas son determinadas solamente para el composite de transferencia de masa y calor a cada punto dentro de la columna. La relación final es por lo tanto el resultado de los cálculos punto a punto a través de la columna. Así mismo, antes de iniciar los cálculos en la columna, una condición final puede ser asumida y L_o y t_{lo} obtenida de las ecuaciones 1 y 2. Una vez que los cálculos incrementales de la columna son completados (para una altura Z en el cual cualquier H_L y t_L es iguala al valor especificado), el valor calculado de resto de variables externas podría ser comparado a la asunción inicial. Si esto no concuerda, una nueva asunción podría ser hecha y los cálculos repetidos.

Una vez que las variables externas han sido especificadas, los balances diferenciales de materia y de energía, que son la base para el cálculo incremental dentro de la columna, pueden ser utilizados.

Balance diferencial de materia y de energía

Un balance diferencial de materia en cualquier punto dentro de la columna produce:

$$dL = GdH = -N_{Aa_v} dz \quad (4)$$

donde $a_v dz$ es el área de interfacial disponible para la transferencia de masa en un elemento de volumen de área de sección transversal de la unidad y espesor dz . Para empaques bien irrigados a_v es asumido para aplicar ambas transferencias de masa y de calor. El flux de masa del vapor para el refrigerante puede ser usado para definir un coeficiente de transferencia de masa de fase gas:

$$N_A = k_G(p - p_i) \quad (5)$$

La ecuación 5 con contiene referencia a la resistencia a la transferencia de masa en la fase líquida, como refrigerante y vapor condensable son los mismos. Combinando las ecuaciones 4 y 5:

$$GdH = -k_G(p - p_i)a_v dz \quad (6)$$

Un balance entálpico sobre la fase líquida (hasta pero no incluyendo la propia interface) contenida en el mismo elemento de volumen produce:

$$h_l a_v (t_i - t_l) dz = -LC_l dt_l + GdHC_l (t_i - t_l) \quad (7)$$

Un balance de entalpía similar sobre la fase gas asociado al elemento de volumen (otra vez no incluye la interfase misma) da:

$$h_v a_v (t - t_i) dz = -G_s dt - GdHC_v (t - t_i) \quad (8)$$

Los coeficientes de transferencia de masa, h_v y h_l como fueron previamente determinados (19), fueron denotados por h'_v y h'_l . Las primas son omitidas en este análisis.

Los signos en las ecuaciones 4, 6 y 7, y 8 siguen las siguientes convenciones: los fluxes son considerados positivos si ocurren de la fase vapor hacia el líquido; z es medido desde el fondo de la columna. Los términos de la izquierda de las ecuaciones 7 y 8 representan fluxes de calor sensibles en los lados líquido y vapor de la interfase, respectivamente.

Un balance entálpico sobre todo el material en el elemento de volumen produce:

$$G\{sdt + [C_l(t - t_l) + \lambda_l]dH\} = LC_l dt_l \quad (9)$$

El coeficiente de transferencia de calor en la ecuación 8 es un coeficiente "aparente" y difiere de lo que podría ser aplicable en la ausencia de transferencia de masa y de calor simultánea por las mismas condiciones de geometría y de flujo. Este verdadero coeficiente de transferencia de calor, h_G puede estar relacionado con el coeficiente aparente por una forma degenerada de la ecuación de energía, primero propuesta por Ackerman (1). La deducción asume una película verdaderamente estancada adyacente a la interfase, en la cual el flux de

calor sensible es gobernado por la Ley de Fourier. Un balance de entalpía sobre un elemento diferencial dentro de la película paralela a la interfase produce:

$$\frac{d^2t}{dy^2} + \left(\frac{N_A C_v}{k} \right) \frac{dt}{dy} = 0 \quad (10)$$

Las condiciones de frontera reflejan temperaturas conocidas en la interfase y fuera del límite de la película. Asumiendo que el verdadero coeficiente de transferencia de calor, h_G puede ser identificado con k/l :

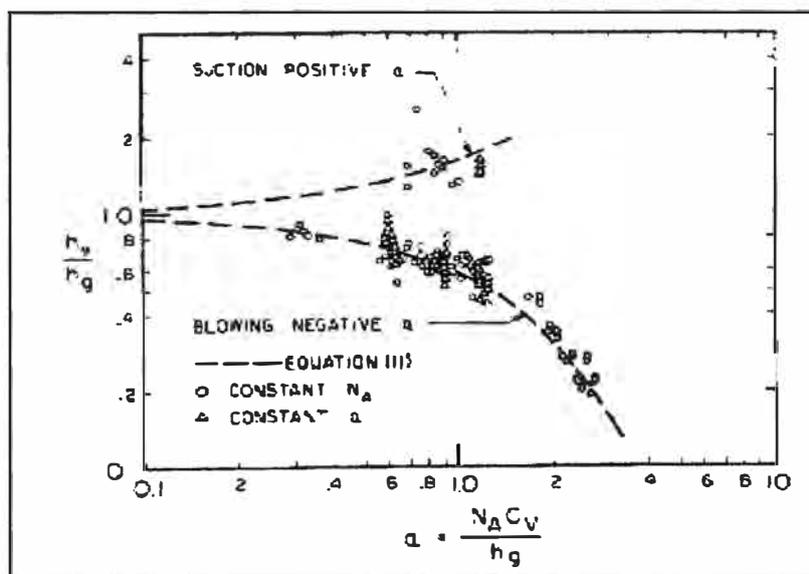
$$h_v = (a/1 - e^{-a}) h_G \quad (11)$$

donde

$$a = N_A C_v / h_G \quad (12)$$

por convención, N_A es para la transferencia de gas a líquido.

Esta deducción desprecia la transferencia de calor turbulento y la posibilidad de que un flux de masa convectivo a través de la capa limite podría alterar su espesor. Si el flux másico fuera suficientemente grande, la región de principal resistencia de transferencia de calor no podría parecerse a (hidrodinámicamente) su contraparte en la simple situación de transferencia de calor. También, las variaciones de la conductividad térmica y de la difusividad con la temperatura y composición son despreciadas. A pesar de estas dificultades insalvables, la corrección de Ackermann a sido mostrada por Mickley y otros (18) para ser un método satisfactorio para la predicción de los efectos de primer orden de transferencia de masa simultánea en el coeficiente de transferencia de calor para flujo turbulento (ver gráfica.)



Efecto de la transferencia de masa simultánea en el coeficiente de transferencia de masa y de calor

Mickley y otros (18) midieron el coeficiente de transferencia de calor entre un plato delgado poroso y una corriente de aire principal de aire en paralelo a varias velocidades de flujo de aire succionado o soplado a través de la pared. A menos para el caso en que la fase masa y la del gas inyectados sean idénticos, las ecuaciones 11 y 12 expresan satisfactoriamente el efecto de $N_A C_v / h_G$ en h_v

Asumiendo que la corrección de Ackermann se aplica para las condiciones adyacentes par ala interfase refrigerante-vapor dentro de un enfriador-condensador, la ecuación 8 puede ser introducida en la ecuación 8, y con la ecuación 4 llega a ser:

$$h_g a_v \left(\frac{a}{e^a - 1} \right) (t - t_i) dz = -G s dt \quad (13)$$

El factor $a/(e^a - 1)$ incluye no solo la corrección de Ackermann para el coeficiente de transferencia de calor sino también la contribución entálpica de la transferencia de vapor (él termino en la derecha de la ecuación 8). La ecuación 13 también ha sido deducida en una forma ligeramente diferente (8).

Transferencia de masa y de calor

Los parámetros de diseño más difíciles de estimar, y los mas críticos son los coeficientes de transferencia calor y masa. Debido a que cambian con la temperatura y composición, ellos son funciones de la posición dentro de la torre. Sin embargo, los mecanismos de transferencia de calor y masa son similar; así, cuando el valor de uno es conocido, el otro podría ser calculado de una de las analogías de momentum-masa y momentum-calor.

El equipamiento para los enfriadores de contacto directo, a menudo se parece a las convencionales operaciones de transferencia de masa de absorción o destilación. Mucha información esta disponible pertinente a las características de transferencia de masa de tales equipos que a las propiedades de transferencia de calor. Así mismo, las correlaciones de transferencia de masa generalmente incluyen el efecto de las propiedades físicas de los componentes, y el funcionamiento podría ser predicho para otros sistemas que el clásico aire-agua. Así, k_G (o su equivalente) puede ser determinado de la correlación apropiada para absorción simple, por ejm. Transferencia de masa sin transferencia de calor simultanea y h_G de una de las analogías; h_i puede ser obtenido de un modo similar. Desdichadamente hay uno numero de accesorios de contacto en uso (torres de enfriamiento de tablillas de madera y platos perforados y torres en cascada) para los cuales correlaciones de transferencia de masa y de calor confiables no son disponibles.

Correlaciones para determinar los coeficientes de transferencia de masa y de calor

Tema	Ref.
Resumen de las correlaciones en fase gas obtenido de los experimentos de humidificación y deshumidificación.	(25)
Correlaciones de coeficientes de transferencia de calor para el sistema aire-agua en torres empacadas de rejillas de madera y en cuadradas; coeficientes de transferencias de masa predichos por la analogía de Chilton-Colburn (7).	(13)
Correlaciones para el comportamiento de la transferencia de masa de torres atomizadoras.	(12,15)
Data para torres empacadas	(11)
Correlación para torres empacadas	(24)

Hay algunas correlaciones que describen el comportamiento de la transferencia de masa de algunos equipos, pero contienen diferentes constantes, exponentes, y variables y a menudo producen respuestas numéricas radicalmente diferentes. En vista del número sustancial de fuentes de incertidumbre para obtener los coeficientes de transferencia de masa para un diseño en particular, pareciera muy optimista proceder, como Bras (5) a hecho, computando h_G (o k_G) en cada punto de la torre. En su lugar el siguiente enfoque es sugerido:

- Seleccionar un valor generoso para la altura de una unidad de transferencia en fase gas, H_G apropiado para las velocidades de flujo, la naturaleza de la columna y su empaque, y el número de Schmidt del gas binario a la temperatura media aproximada del sistema, y considerarla constante a través de la columna.

Estas gruesas simplificaciones están justificadas como sigue: la humidificación y deshumidificación involucran la transferencia de vapor condensable a través de un gas transportador insoluble, así k_G de la ecuación 5 proviene del movimiento de un componente a través de un medio estancado. Acorde a la relación de Maxwell para difusión molecular, el modelo de película predice:

$$k_G = Dp_T / RTl p_{BM} \quad (14)$$

Debido a que el coeficiente de difusión de la fase gas binario es relativamente insensible a la composición, la ecuación 14 sugiere que $k_G p_{BM}$ es independiente de la concentración de vapor. Consecuentemente este grupo a sido incorporado de la altura de una unidad de transferencia de fase gas en un intento para minimizar su dependencia de la concentración:

$$H_G = G_M / k_g a_v p_{BM} \quad (15)$$

Sin embargo, la ecuación 14 esta basada solamente en la difusión molecular, mientras que el concepto de H_G esta principalmente diseñado para el análisis de transporte en sistemas de flujo turbulento. La propiedad de retener la primera relación de potencia entre p_{BM} y k_G en procesos de transferencia de masa a sido cuestionado por Shulman y Delaney (24). Ellos sugieren que el término p_{BM} proviene de la contribución molecular al transporte total, luego su relativa importancia podría, de la ecuación 14, ser la misma que la difusividad. Si k_G varia con la potencia $2/3$ del grupo de Schmidt, el mismo exponente puede aplicarse en p_{BM} .

Sin embargo, considerando puramente flujo turbulento del componente A a través de B estancado, así como en la región hacia la subcapa laminar y región de amortiguación en el flujo de tubería. Debido a que el componente A exhibe un gradiente de concentración significativo en el núcleo turbulento para sistemas de bajos números de Schmidt, tanto como el componente B. Sin embargo, B no a conseguido un movimiento perpendicular hacia la pared, así algunos mecanismos podrían ser asignados a la existencia de un gradiente de concentración del componente B abajo del cual ese no se mueve. Por analogía a la difusión molecular, las ecuaciones de transporte turbulento para el componente B podrían ser de la forma:

$$N_B = -\frac{\epsilon}{RT} \frac{dp_B}{dy} + (N_A + N_B) \frac{p_B}{p_T}$$

Para el caso de transferencia de B estancado, el ultimo termino en la derecha es requerida haciendo $N_B = 0$ y aun manteniendo $dp_B/dy \neq 0$. Consecuentemente la difusividad de remolino es mas apropiadamente definida en términos de las velocidades de cada uno de los componentes relativa a la velocidad promedio de la mezcla. Esto es equivalente a aceptar la aplicabilidad de p_{BM} a la primera potencia para la transferencia turbulenta así como la difusión molecular.

Cairns y Roper (6) también han presentado la data indicando $k_G (p_{BM} / p_T)^{-0.17}$ para que sea independiente del nivel de concentración de vapor. Sin embargo el exponente es muy pequeño, y para humedades muy altas $(p_{BM} / p_T)^{-0.17}$ puede ser considerada la unidad (cuando $p_{BM} / p_T = 0.5, p_{BM} / p_T^{-0.17} = 1.1$). Sherwood y Pigford (21) han citado data de tres fuentes indicando que H_G , varia poco con la temperatura tanto como, por ejm., 0.2 a 0.7% por °F.

De esta manera, H_G , si no es completamente independiente de la velocidad (o G_M), es mucho más que k_G . Algunos estudios (21, 24, 25) muestran que k_G es proporcional a la potencia 0.6 a 0.8 de la velocidad másica, mientras que H_G varia con la potencia 0.2 a 0.4. Excepto para grandes cambios de velocidades a través de la torre, provenientes de la reducción significativa de una alta humedad de una corriente de vapor, H_G puede ser considerado independiente de la velocidad de flujo. El valor de H_G seleccionado, sin embargo, depende de las velocidades promedio de flujo a través de la torre.

Así, a pesar de los cambios sustanciales en la temperatura, composición de vapor, y velocidad de flujo, una H_G constante es razonable para la estimación de la resistencia a la transferencia de masa. Más aun, H_G no necesita ser evaluado de la data esparcida en experimentos de deshumidificación o humidificación. En principio, la data mas abundante en absorción isotérmica de solutos diluidos para en sistemas de coeficientes de distribución constante puede ser utilizada directamente. Para estos sistemas, la media logarítmica de la fuerza directora usada para calcular k_G de la data experimental es teóricamente correcta. La extensión de las correlaciones basadas en experimentos de deshumidificación y humidificación, que iguala a otros niveles de concentración del mismo sistema, es de dudosa confiabilidad; los coeficientes de transferencia de masa generalmente han sido computados en una fuerza directora media base, que no es válida para los cambios relativamente frecuentes de temperatura y composición en enfriadores-condensadores.

Hay grandes variaciones en los resultados de la transferencia de masa reportados en la literatura, como muestra Wilke (29), quien resumió los resultados experimentales de un numero de estudios controlados de transferencia de masa en fase gas. Todos los investigadores emplearon anillos Rashing 1 in. Y aire como el gas transportador inerte, aun la dispersión de los resultados es pésima. Para propósitos de diseño, pareciera mas seguro utilizar la data de Dwyer y Dodge (10), van Kravelen y otros (14), Vivian y Whitney (27), o Fellingner (11). El efecto de la velocidad de flujo del líquido podría ser obtenido de las correlaciones individuales o de la data.

- Haber obtenido un H_G apropiado, ahora elegimos una analogía igualmente apropiada para obtener el coeficiente de transferencia en fase gas.

De una investigación relativa a la geometría, velocidad de flujo del coeficiente de transferencia de masa y posiblemente, el número de Schmidt, una correlación tipo j_D a sido desarrollada. Los experimentos en el comportamiento de la transferencia de calor en el mismo sistema (usando el número de Prandtl en lugar del número de Schmidt) podrían producir una correlación tipo j_H . Las dos juntas constituyen una analogía empírica. Una analogía es a menudo referida como una “razón psicrométrica”, aunque no es mas conveniente que la reagrupación de los términos individuales embebido en la analogía. La bien conocida relación de Chilton-Colburn (7) es uno de los más comúnmente usados, pero no es la única analogía disponible:

$$\left(\frac{k_G P_{BM}}{G_M}\right)(Sc)^{2/3} = \left(\frac{h_g}{C_p G_m}\right)(Pr)^{2/3} \quad (16)$$

O, con la razón psicrométrica de finida como:

$$\beta = \frac{k_g P_{BM} C_p}{h_g} = \frac{k_g P_{BM} S}{h_g (1 + H)} \quad (17)$$

La ecuación 16 puede ser reescrita como para producir:

$$\beta = (Pr/Sc)^{2/3} \quad (18)$$

Wilke y Linch (29) han propuesto la relación:

$$\beta = 0.91(Pr/Sc)^{1/2} \quad (19)$$

que es valido para torres empacadas debajo de $Pr/Sc = 0.4$. El exponente de 0.5 parece estar mas en concordancia con la data disponible de transferencia de masa en torres empacadas (25, 29), aunque data más reciente soporta el tradicional 2/3 (24).

La situación respecto a la estimación de, es en mucho lo mismo. La altura de una unidad de transferencia de masa de la fase liquida puede ser definida como:

$$H_L = L/k_l a_v \rho_l \quad (20)$$

donde k_l para la transferencia de un soluto hipotético esta definido por:

$$N_A = k_l (c_1 - c_2) \quad (21)$$

Uno debe ser cuidadoso en aplicar la ecuación 21 para el enfriador-condensador considerado aquí; para la fase liquida consistiendo solamente de una sustancia, no puede exhibir un gradiente de concentración. Sin embargo, el nebuloso significado fisico de las ecuaciones 20 y 21 no impide su uso en la predicción de un coeficiente de transferencia de calor para el líquido, siempre y cuando que ninguna propiedad de las especies de transferencia imaginarias aparezca en el resultado final.

La correlación más comúnmente aceptada de transferencia de masa liquida de fase controlada en una torre empacada es la de Sherwood y Holloway (20):

$$H_L = \frac{1}{\alpha} \left(\frac{LM_i}{\mu_i} \right)^n (Sc_i)^{1/2} \quad (22)$$

donde n y α son característicos del empaque particular.

Asumir la disponibilidad de una analogía relativa a los números de Stanton para la transferencia de masa y de calor del tipo:

$$\left(\frac{k_i \rho_i}{L} \right) (Sc)^b = \left(\frac{h_i}{C_i L} \right) (Pr_i)^b \quad (23)$$

Las ecuaciones 20, 22, y 23 pueden ser combinadas para eliminar vestigios del soluto hipotético siempre y cuando el exponente b en la ecuación 23 sea $1/2$. La analogía de Chilton- Colburn, que resulta si b se iguala a $2/3$ en la ecuación 23, es así mismo no aceptable. Para $b = 1/2$, sin embargo el resultado es

$$\frac{h_i a_v}{C_i L} = \frac{\alpha}{(Pr_i)} \left(\frac{\mu_i}{LM_i} \right)^n \quad (24)$$

El recíproco del término del lado izquierdo de la ecuación 24 es la altura de unidad de transferencia en la fase líquida. A diferencia H_G , podría ser una fuerte función de la temperatura y así mismo podría ser evaluado localmente. En adición, es dudosa así la asunción de Mickley de hacer constante h_i / k_g (17) es un criterio de diseño válido para el caso general.

Ecuaciones de diseño

Asumiendo que las propiedades de transporte del transportador de la mezcla gas-vapor son conocidas o pueden ser estimadas en cada punto de la columna y que un conjunto inicial de variables externas ha sido calculada (por ejm. asumiendo saturación del vapor de salida), las ecuaciones a ser usadas en el análisis incremental son:

Gradiente de humedad. Debido a que $G_M = (1+H)G$, las ecuaciones 6 y 15 producen:

$$\frac{dH}{dz} = \frac{(1+H)(p-p_i)}{H_G P_{BM}} \quad (25)$$

El gradiente de humedad de la ecuación 25 tácitamente asume que el cambio en el contenido de vapor proviene de un proceso de transferencia de masa difusiva y no de la condensación o anublado de grandes cantidades. Para vapores saturados, el gradiente de humedad podría seguir el perfil de temperatura (vía la curva de saturación si no hay restricción cinética para la formación de la niebla) y es denotado por dH^* / dz

Asunciones en el Método de Diseño

- La fase vapor esta supercalentada todo el tiempo.
- Las correlaciones de transferencia de masa en la absorción isotérmica de un gas diluido son aplicables a los cambios radicales en las condiciones de temperatura y composición de un enfriador-condensador.
- La altura de la unidad de transferencia en fase gas es constante a través de la columna.
- Analogías apropiadas de transferencia de masa y calor son disponibles.
- Áreas interfaciales por unidad de volumen son iguales para la transferencia de masa y calor.
- Amas fases se mueven a través de la torre en flujo pistón.
- Operación de la torre es adiabática.
- No hay cambio de entalpía hasta el mezclado del vapor condensable y el gas transportador.
- El gas transportador es completamente insoluble en el refrigerante.
- La corrección de Ackermann puede ser directamente incorporada en el balance de entalpía de la fase vapor.
- El atrapamiento del líquido es despreciable.
- Las propiedades termodinámicas y de transporte de las dos fases pueden ser adecuadamente estimadas.
- Todas las capacidades caloríficas son constantes sobre el rango de temperatura en la torre.

De estas asunciones, las primeras seis son las mas serias. La no-confiabilidad de las correlaciones de transferencia de masa para absorción simple a sido discutida (29), y la asunción del flujo pistón recientemente a sido hallada para el diseño de la extracción liquido-liquido en torres empacadas (26).

Asunciones adicionales en el método de potencial entálpico

El método de la fuerza directora entálpica de analizar la transferencia simultanea de transferencia de masa y calor es quizás la técnica disponible mas comúnmente empleada. En adición a las listadas en la tabla de la izquierda, sus asunciones incluyen lo siguiente:

- Todas las variables externas pueden ser fijadas en un modo no especificado (asumiendo saturación en el vapor de salida).
- $\beta = 1$.
- La resistencia a la transferencia de calor en la fase liquida es despreciable.. El enfoque grafico de Mickley (17) reemplaza esta asunción requiriendo una razón h_l / k_v constante.
- $p_T - p_i \approx p_T - p$ (por ejm., $p_{BM} = p_T$ y la fuerza directora de la presión parcial puede ser reemplazada por la fuerza directora de la humedad).
- $a / (e^a - 1) \approx 1$ (por ejm. La corrección de Ackermann y la contribución entálpica de la fase vapor son despreciables; $h_v = h_g$ y $h_g > N_A C_v$).
- $s \approx s_i$.
- L/G es constante, igual a L_0 / G .
- $ds / dz = 0$ (por ejm., el calor de humedad de la fase gas es constante a través de la torre).
- $C_i (t - t_i) \ll \lambda_i$.

- $\lambda_i \approx \lambda_{i,LT} = \text{constante.}$

La cuarta hasta la novena asunción restringen efectivamente este método a bajos niveles de humedad y potenciales de temperatura moderadas. Las primeras dos asunciones, sin embargo, son significativamente uniformes para vapores diluidos. La relación de Lewis (la segunda asunción) no es válida para todos los sistemas, aunque afortunadamente lo es para el aire y agua.

Gradiente de temperatura en fase gas

Las ecuaciones 5 y 17 pueden ser sustituidas en la ecuación 12 para producir:

$$a = \frac{\beta(1+H)(p-p_i)C_v}{P_{BM}S} \quad (26)$$

Similarmente, las ecuaciones 13, 15 y 17 dan:

$$\frac{dt}{dz} = - \left(\frac{t-t_i}{\beta H_G} \right) \left(\frac{a}{e^a - 1} \right) \quad (27)$$

Temperatura en la interfase. Sustituyendo la ecuación 6 en la ecuación 7 y usando las ecuaciones 9, 15, y 24, la temperatura en la interfase es:

$$t_i = t_i - \frac{\left(\frac{s}{C_i} \right) \left(\frac{dt}{dz} \right) + \left[\frac{C_i(t-t_i) + \lambda_i}{C_i} \right] \left(\frac{dH}{dz} \right)}{\frac{\left(\frac{L}{G} \right) \alpha \left(\frac{\mu_i}{LM_t} \right)^n + \frac{(1+H)(p-p_i)}{H_G P_{BM}}} \quad (28)$$

Debido a que la expresión específica para h_i , en el denominador, esta relación es válida solo para torres empacadas.

Los términos p_i y t_i son relativos a la curva de saturación, que para un rango modesto de temperatura, pueden ser expresados por

$$\ln p_i = - \frac{A}{t_i + 460} + B \quad (29)$$

donde A y B son constantes empíricas para el líquido en particular. Notar que A es aproximadamente, pero no exactamente, igual a λ/R . La diferencia entre los dos es debido a la variación de λ con la temperatura, la no-idealidad de la fase vapor, y la pequeña pero significativa volumen específico del líquido.

Criterio para el anublamiento de la masa de gas. La niebla se formara de un vapor saturado si el gradiente de la humedad de saturación excede el gradiente de humedad resultante de la transferencia de masa difusiva. En términos del "índice de niebla", el criterio puede ser simplificado como:

$$f_B = \frac{\left(\frac{dH^*}{dz}\right)}{\left(\frac{dH}{dz}\right)_{H=H^*}} \quad (30)$$

donde dH/dz está dado por la ecuación 25 y dH^*/dz obtenida del gradiente de temperatura del volumen de gas. La ecuación 30 solo se aplica para un vapor saturado –uno para el cual $H = H^*$. Si f_B es más grande que la unidad, la mezcla inicialmente saturada llegar a ser supercalentada.

Combinando la definición de humedad en términos de presiones parciales, la curva de presión del vapor de la ecuación 29) con p_i y t_i reemplazadas por p^* y t), y la humedad y gradientes de temperatura de las ecuaciones 25 y 27, el índice de niebla podría ser escrito para una altura en particular como:

$$f_B = \frac{Ap^* p_{BM} \left(\frac{a}{e^a - 1}\right) (t - t_i)}{\beta(t + 460)^2 (p_T - p^*) (p^* - p_i)} \quad (31)$$

donde a es evaluada de la ecuación 26. El subíndice B en el índice de niebla indica su aplicación en el volumen de la fase vapor. Sin embargo la niebla la niebla podría formarse en la región cerca de la interfase, donde la temperatura y las presiones parciales están cambiando rápidamente. Este efecto no es considerado aquí.

La ecuación 31 es mas útil en determinar si una gas de alimentación saturado tendera a la niebla hasta ingresando a la torre. Aunque es, en principio aplicable a cualquier punto en la columna en el cual el vapor es justo saturado, tal situación es muy rara cualquiera que el vapor estará supercalentado, en lo cual la ecuación 31 es inaplicable, o la niebla estará presente, y todas las ecuaciones previas son invalidas.

Aplicación de las ecuaciones de diseño

Habiendo empezado en el fondo de la unidad ($z = 0$) y alcanzando una altura z en la cual t , t_i , p y L son conocidos, las condiciones correspondientes a $z + \Delta z$ pueden ser obtenidos de la siguiente secuencia:

- De t , t_i y p , las propiedades físicas de las dos corrientes en z de los métodos estimados por Sherwood y Reid (23). Estos valores de ρ , C_p , k , D , y μ_i así obtenidos determinan la razón de los números de Prandtl y Schmidt en la fase líquida; todas las capacidades caloríficas son asumidas constantes para el rango de temperatura bajo consideración. La razón psicrométrica β , es luego computada de la ecuación de la ecuación 18 o 19 o cualquier otra analogía apropiada.
- El calor húmedo, s , es determinado de la ecuación 3.
- La presión de saturación del vapor en la temperatura del gas, p^* es obtenida de la ecuación 29. (Si $p > p^*$, el sistema esta anublado, en cuyo caso cálculos posteriores con este o cualquier otro método de diseño existente son infructuosos.)
- Como

- la resistencia a la transferencia de calor en la fase líquida es, en general, no despreciable, un método de prueba y error es requerido para la determinación de la temperatura t_i en la interfase.

Asumir $t_i = t_r$.

Calcular p_i de la ecuación 29.

Calcular $p_{BM} = (p - p_i) / \ln[(p_T - p_i) / (p_T - p)]$.

Calcular a de la ecuación 26

Calcular dH/dz y dt/dz de las ecuaciones 25 y 27, respectivamente.

Calcular t_i de la ecuación 28.

Cuando el valor de t_i computado en el último paso concuerda con la asunción inicial, entonces la secuencia de pruebas y error ha sido completada. (Esto transpire en el primer intento solo si h_i es muy grande.)

- Una vez que t_i ha sido determinado (y la correspondiente temperatura y gradientes de humedad calculados en el cuarto paso de arriba), las condiciones en $z + \Delta z$ son obtenidas de:

$$H(\text{en } z + \Delta z) = H(\text{en } z) + (dH/dz)\Delta z$$

$$t(\text{en } z + \Delta z) = t(\text{en } z) + (dt/dz)\Delta z$$

Los términos L y t_i en $z + \Delta z$ pueden ser obtenidos de las ecuaciones 1 y 2, con el subíndice 0 removido.

El calor de vaporización en la ecuación 2 es la temperatura del líquido refrigerante en la entrada, mientras que la ecuación 28 requiere el uso de λ_i . Así la variación de λ con la temperatura no es de directo significado en el método de diseño, excepto en el efecto relativamente menor en la resistencia a la transferencia de masa de la fase líquida. Debido a que las capacidades caloríficas han sido asumidas constantes, $\lambda_i = \lambda_{i,r} - (C_l - C_v)(t - t_{i,r})$.

- El procedimiento es repetido por el siguiente incremento retornando al primer paso con nuevos valores de t , t_i y p y L .
- Cuando la condición final especificada (t_i o H_T) ha sido alcanzada, la condición correspondiente (H_T o t_r) que a resultado de los cálculos incrementales es comparado con el vapor asumido para la culminación de los balances de materia y de energía total. Si las dos no concuerdan el conjunto de cálculos de la columna deben ser realizados otra vez, con a condición final asumida requerida para los balances totales tomando el resultado de los cálculos incrementales previos.

Resultados e interpretación

Diversas operaciones de dehumidificación han sido analizadas en una computadora digital con las técnicas numéricas descritas aquí, por comparación al método del potencial entálpico. Los sistemas investigados fueron: condensación de CCl_4 de gas HCl en torres empacadas a humedades de entrada de 0.08 y 0.5; Condensación de benceno de aire, también en una torre empacada; y la condensación del vapor de agua de CO_2 en una torre de rejillas, del ejemplo presentado por Brass (5).

La más importante consideración pertinente a los mecanismos de solución de las ecuaciones diferenciales simultáneas es el tamaño del intervalo requerido; para bajas

humedades de entrada (<0.1), ninguna alteración significativa de la altura calculada de la torre fue observada para menores que ~ 0.1 pies. Para altas humedades de los vapores de alimentación un intervalo de ~ 0.01 pies fue requerido. Estos valores son meramente guías toscas. Dos a cinco pruebas fueron requeridas par la convergencia a las condiciones correctas de la salida del vapor.

Para todos los sistemas examinados, la asunción de que la fase gas permanece en saturación a través de la torre probó ser inadecuada, el vapor de salida estuvo invariablemente debajo de su punto de rocío, algunas veces mucho más que 6°F , a pesar de que las razones psicrométricas variaron entre 0.5 a 1.2 para las tres combinaciones consideradas. La tendencia de cada una de estos diversos sistemas a la supersaturación indica que un método de diseño satisfactorio no puede evitar el fenómeno de formación de niebla.

Como se esperaba el método de potencial entálpico da resultados que fueron radicalmente diferentes de la solución exacta para altas humedades del vapor de entrada, regular aunque la razón psicrométrica estuvo cerca de la unidad por ejm., un 50% de discrepancia a en la altura de la torre calculada para el sistema vapor de agua- CO_2 con $H_0 = 5$.

Para bajas humedades de entrada (<0.1), los dos métodos estuvieron en sustancial concordancia (dentro del 3%) si la razón psicrométrica estuviera cerca de la unidad. Si no las desviaciones dependerían del tipo de especificación de salida. Para $\beta \approx 0.6$ y HT especificado, los dos resultados concuerdan dentro del 5%, aunque el método exacto produjo una temperatura de salida significativamente diferente del valor de saturación asumido por el método del potencial entálpico. La insensibilidad de la altura de la torre calculada a la razón psicrométrica es vista en las ecuaciones 25 y 27, que indican que β influye principalmente el gradiente de temperatura pero no afecta directamente el gradiente de humedad. Consecuentemente la altura de la torre requerida para reducir el contenido de vapor a una cantidad fijada de no esta marcadamente influenciada por la razón psicrométrica. Sin embargo, con t_T especificada, la solución exacta y el método de potencial entálpico difieren por 40%, igual a bajos niveles de humedad.

Similarmente, la altura de la torre fue poco afectada por el uso de las formulaciones de Wilke-Linch de la razón psicrométrica más bien que la razón de Chilton-Colburn si la humedad de salida estuviese especificada. Para un t_T , llegan a ser apreciables solo por las razones de Prandlt a Schmidt para los que los valores de β calculados de las ecuaciones 18 y 19 difieren significativamente (por ejm., $\text{Pr}/\text{Sc} > 1$). Para $\text{Pr}/\text{Sc} < 1$, las dos curvas de β estuvieron siempre dentro del 9% de cada una de las otras y la elección de la razón psicrométrica no fue trascendente

El efecto de la resistencia de la película del líquido, como fue inferido por la data de absorción simple, probó ser insignificante para las columnas empacadas. Para la combinación de α y n que predice el coeficiente de transferencia de calor mas pobre por la ecuación 22 (anillos de 1.5 a 2 pulgadas), el sistema benceno-aire exhibe diferencias entre t_i y t_l tan grandes como 7°F , a $t_l = 110^{\circ}\text{F}$. Sin embargo. La altura de la torre calculada bajo estas condiciones difiere por solo 3% de la altura para el mismo sistema con esta resistencia ignorada. Aunque la resistencia de la película del líquido parece ser despreciable en torres empacadas, otros tipos de equipo de contacto, particularmente con altas velocidades de inundación de gas, podría ser apreciablemente afectadas por la pobre transferencia de calor de la fase líquida.

Nomenclatura

a = constante en la corrección de Ackermann, ecuación 12.

a_v	= área interfacial para la transferencia de calor y masa, ft^2/ft^3 .
A, B	= constantes en la relación de presión de vapor
b	= exponente en el grupo de Schmidt en la ecuación 23
c	= concentración de líquido, $\text{mol lb}/\text{ft}^3$.
C	= capacidad calorífica a presión constante
C_p	= capacidad calorífica a presión constante de la fase vapor, $\text{Btu}/\text{mollb}\cdot^\circ\text{F}$
D	= coeficiente de difusión de la fase gas, ft^2/h .
f_B	= índice de niebla de la masa, ecuaciones 30 y 31.
G, G_M	= velocidades de flujo molar del gas transportador y de la corriente del vapor total, por unidad de área de sección transversal, $\text{lbmol}/\text{h}\cdot\text{ft}^2$.
h_G	= coeficiente de transferencia de calor de la fase gas en ausencia de transferencia de masa simultánea, $\text{Btu}/\text{h}\cdot\text{ft}^2\cdot^\circ\text{F}$.
h_l	= coeficiente de transferencia de calor de la fase líquida, $\text{Btu}/\text{h}\cdot\text{ft}^2\cdot^\circ\text{F}$.
h_v	= coeficiente de transferencia de calor de la fase vapor, $\text{Btu}/\text{h}\cdot\text{ft}^2\cdot^\circ\text{F}$.
H	= humedad del vapor, $\text{lbmol de vapor}/\text{lbmol de gas transportador}$.
H_G	= altura de una unidad de transferencia en la fase gas definida por la ecuación 15, ft.
H_L	= altura de una unidad de transferencia en la fase líquida de definida por la ecuación 15, ft.
k	= conductividad térmica de la fase gas, $\text{Btu}/\text{h}\cdot\text{ft}\cdot^\circ\text{F}$.
k_g	= coeficiente de transferencia de masa en la fase gas, $\text{lbmol}/\text{h}\cdot\text{ft}^2\cdot^\circ\text{F}\cdot\text{atm}$.
k_l	= coeficiente de transferencia de masa en la fase líquida, ft/h .
l	= espesor de película ficticia, ft.
L	= velocidad de flujo molar del líquido refrigerante por unidad de área de sección transversal de la torre, $\text{lbmol}/\text{h}\cdot\text{ft}^2$.
M	= peso molecular
n	= constante en la ecuación 22.
N_A, N_B	= velocidad de transferencia de masa en fase gas.
p	= presión parcial del vapor condensable, atm.
p_T	= presión total, atm.
Pr	= número de Prandtl, atm.
R	= constante de los gases = 0.73.
s	= calor de humedad, definido por la ecuación 3, $\text{Btu}/^\circ\text{F}\cdot\text{lbmol de transportador de gas}$
Sc	= número de Schmidt
t	= temperatura, $^\circ\text{F}$
T	= temperatura, $^\circ\text{R}$
y	= distancia desde la interfase, ft.
z	= altura desde los fondos de la torre, ft.
Z	= altura total de la torre, ft.
α	= constante en la ecuación 22.
β	= razón psicrométrica definida por la ecuación 17
ϵ	= difusividad de remolino, ft^2/h
λ	= calor de vaporización, Btu/lbmol
ρ	= densidad molar, lbmol/ft^3

μ = viscosidad, lb/h.ft

Subíndices

BM = media logarítmica de la interfase y valores de “masa”
i = interfase
l = fase líquida
NC = gas transportador no condensable
O = fondo de la torre
t = a una temperatura particular
T = a una temperatura particular
v = vapor condensable

Superíndice

* = valor de saturación

Agradecimientos

El autor agradece el ánimo y la asistencia de R.W.Lundeen y a la Western Division de la Dow Chemical Co., donde mucho del trabajo de este estudio fue realizado, y a los comentarios útiles de T. H. Chilton.

Literatura citada

- (1) Ackermann, G., Forschungsheft 382, 1 (1 937).
- (2) Bras, G. H., Chem. Eng. 61, 191(December 1954).
- (3) Ibid., 62, 195 (January 1955).
- (4) Bras, G. H., Petrol. Rejner 35, No. 3. 191 (1956).
- (5) Zbid.. No. 12. 215.
- (6) Cairns, R. C.:Roper. G. H., Chem. Eng. Sci. 4, 221 (1955).
- (7) Chilton, T. H., Colburn, A. P., IND. ENG. CHEM. 26, 1183 (1934).
- (8) Colburn, A. P., Drew, T. B., Trans. Am. Inst. Chem. Eng. 33. 197 (1937).
- (9) Colburn, A. P., Hougen, O. A., IND. END. CHEM. 26,1178 (1934).
- (10) Dwyer, O. E., Dodge, B. F., Zbid., 33, 485 (1941).
- (11) Fellinger, L., Sc.D. Thesis, Massachusetts Institute of Technology (1941).
- (12) Johnstone, H. F., Kleinschmidt, R. V., Trans. Am. Inst. Chem. Engrs. 34, 181 (1938).
- (13) Johnstone, H. F., Singh, A. D. IND. ENG. CHEM. 29, 286 (1937).
- (14) Krevelen, D. W. van, Hofstijzer: P. J., Chem. Eng. Progr. 44, 529 (1948).
- (15) Marshall, W. R., Trans. Am. Sac. Mech. Engrs. 77, 1377 (1955).
- (16) Merkel, F., Forschungsarb. 275, 1(1925).
- (17) Mickley, H. S., Chem. Eng. Progr. 45, 739 (1949).
- (18) Mickley, H. S. , Ross, R. C., Squyers. A. Z., Stewart, W. E., Natl. Advisory Comm. Aeronautics Tech. Note 3208(1954).
- (19) Olander, D. R., A.Z., Ch.E. Journal,6 , 346 (1960).
- (20) Sherwood, T. K., Holloway, F. A. L. Trans. '4%. Inst. Chem. Engrs. 36, 39(1 940).
- (21) Sherwood, T. K., Pigford, R. L.“Absorption and Extraction,” 2nd ed., McGraw-Hill, New York, 1952.
- (22) Sherwood, T. K., Reed, C. E., “Applied Mathematics in Chemical Engineering,” 1st ed., McGraw-Hill, New York, 1939.
- (23) Sherwood, T. K., Reid. R. C.,“The Properties of Gases and Liquids.” McGraw-Hill, New York, 1958.

- (24) Shulman! H. L.: Delaney, L. J., A.I.Ch.E. Journal 5 , 290 (1959).
- (25) Treybal, R. E., Mass Transfer Operations,' pp. 190, 239, McGraw-Hill, New York, 1955.
- (26) Vermeulen, T., Jacques, G. L., U. S. Atomic Energy Comm. UCRL 8029 (1957).
- (27) Vivian, J . E., Whitney, R. P., Chem. Eng. Progr. 45, 329 (1949).
- (28) White, R , R., Churchill, S.W., A.Z.Ch.E. Journal 5, 354 (1959).
- (29) Wilke, C. R., Lynch, E. J., Ibid., 1, 9 (1955).

9.0 Notación

a	superficie interfacial específica, basada en el volumen de la sección empacada, L^2/L^3
a_H	superficie interfacial específica para la transferencia de calor, L^2/L^3
a_M	superficie interfacial específica para la transferencia de masa, L^2/L^3
A_O	superficie externa de los tubos, L^2
c	densidad molar, mol/L^3
C	capacidad calorífica de un gas o vapor, a menos que se indique otra cosa, a presión constante, FL/MT
C_S	calor húmedo, capacidad calorífica de una mezcla vapor-gas por unidad de masa del contenido de seco, FL/MT
C_T	capacidad calorífica del fluido denso dentro del tubo, FL/MT
d_{pr}	diámetro medio del tubo, L
d_i	diámetro interno de un tubo, L
d_o	diámetro externo de un tubo, L
D_{AB}	difusividad molecular del vapor A, mezclado con el gas B, L^2/θ
E_D	difusividad de masa de remolino, L^2/θ
E_H	difusividad del calor del remolino, L^2/θ
F	coeficiente de transferencia de masa, $mol/L^2\theta$
G	masa de velocidad molar, $mol/L^2\theta$
G'_S	masa velocidad superficial del gas seco, $M/L^2\theta$
h	coeficiente de transferencia de calor por convección, $FL/L^2T\theta$
h'	coeficiente de transferencia de calor por convección corregido para la transferencia de masa, $FL/L^2T\theta$
h'_L, h''_L	coeficiente de transferencia de calor del agua, enfriador por evaporación, FL/L^2T
h_R	coeficiente de transferencia de calor por radiación en forma de3 convección, FL/L^2T
H	entalpía, FL/M
H'	entalla de una mezcla vapor-gas por unidad de masa de gas seco, FL/M
H_{tG}	altura de una unidad de transferencia de gas, L
H_{tOG}	altura global de una unidad de transferencia de gas, L
j_A	flux de masa sin flujo total, $mol/L^2\theta$
k	conductividad térmica, $FL^2/L^2T\theta$
k_G	coeficiente de transferencia de masa para la fase gaseosa, $mol/L^2\theta$ (F/L^2)
k_i	coeficiente de transferencia de masa para la fase gaseosa, $M/L^2\theta$ (M/M)
K_i	coeficiente global de transferencia de masa para la fase gaseosa, $M/L^2\theta$ (M/M)
L'	masa velocidad superficial de líquido, $M/L^2\theta$
Le	número de Lewis, Sc/Pr , adimensional
m	pendiente de una cuerda de la cuerda de entalpía a saturación sobre un diagrama de $H'^* - t_L$; dH'^*/dt_L , FL/MT
M	peso molecular, M/mol .
N	flux de transferencia de masa, $mol/L^2\theta$
N_{tG}	número de unidades de transferencia del gas, adimensional
N_{tOG}	número de unidades globales de transferencia del gas, adimensional
p	presión de vapor, F/L^2
Pr	número de Prandlt, $C\mu/K$ adimensional
q_S	flux de transferencia de calor sensible, $FL/L^2\theta$
q_T	flux total de transferencia de calor, $FL/L^2\theta$

Q	carga calorífica de calor del enfriador por evaporación, FL/θ , ganancia en la entalpía, FL/M
r	$h_{\text{GaH}}/C_{\text{SkYA}}\text{M}$, adimensional
S	superficie interfacial, L^2
Sc	número de Schmidt, $\mu/\rho D_{\text{AB}}$, adimensional
Sh	número de Sherwood, $k_{\text{Yd0}}/M_{\text{BC}}D_{\text{AB}}$, adimensional
t	temperatura, T
t_{as}	temperatura de saturación adiabática, T
t_{DP}	temperatura del punto de formación de rocío, T
t_{w}	temperatura de bulbo húmedo, T
t_0	temperatura de referencia, T
T	temperatura absoluta, T
U	energía interna, FL/M
U_0	coeficiente global de transferencia de calor basado en la superficie externa del tubo, FL/L²Tθ
v	volumen molal específico, L³/mol
v_{H}	volumen húmedo, volumen de mezcla vapor-gas/masa de gas seco, L³/M
w	flujo de masa, M/θ
w_{S}	flujo de masa del gas seco, M/θ
W_{B}	masa del gas seco, M
Y'	humedad absoluta, masa vapor/masa gas seco, M/M
Z	longitud o altura de la parte activa del equipo, L
λ	calor latente de evaporación, FL/M
λ'	calor latente molal de evaporación, FL/M
μ	viscosidad, M/L
ρ	densidad, M/L³

Subíndices

0	condición de referencia
1, 2	posiciones 1 y 2
as	saturación adiabática
av	promedio
A	sustancia A, el vapor
bp	punto de ebullición
B	sustancia B, el gas
G	perteneciente al gas
I	interfase
L	perteneciente al líquido
min	mínimo