

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS

Transferencia de Masa y Calor
en el Secado de Lechos Rellenos
por Circulación Transversal de Aire

POR

JORGE CHIRIFE

1968

Universidad Nacional de La Plata

FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS

TRANSFERENCIA DE MASA Y CALOR EN EL SECADO DE LECHOS

RELLENOS POR CIRCULACION TRANSVERSAL DE AIRE

por

JORGE CHIRIFE

Tesis presentada para optar al título de

DOCTOR EN CIENCIAS QUIMICAS

(Orientación Tecnológica)

1968

Director de tesis

Dr. JUAN J. RONCO

A mi padre, Dr. Alejandro V. Chirife,
quien me alentó a la realización de
esta tesis y brindó su constante apo-
yo y colaboración para escribir los
originales.

PREFACIO

Este trabajo fue realizado en el Departamento de Industrias de la Facultad de Ciencias Exactas y Naturales de la Universidad de Buenos Aires, a la que agradezco por las facilidades acordadas.

Expreso igualmente mi reconocimiento al Dr. Juan J. Ronco, Jefe del Departamento de Tecnología Química de la Universidad Nacional de La Plata, por la dirección de esta tesis.

Asimismo, al Dr. Robert G. Gardner, profesor de la Universidad de Strathclyde, Glasgow, por su valiosa ayuda durante el tiempo que estuvo contratado por la Universidad de Buenos Aires.

Jorge Chirife

INDICE

<u>Parte</u>	<u>Sección</u>	<u>Pag.</u>
1	INTRODUCCION	
	1.1 El secado por circulación transversal de aire	1
	1.2 Planteamiento de la investigación	2
2	TEORIA DEL SECADO	
	2.1 La evaporación superficial del agua	6
	2.2 Movimiento de agua por difusión dentro del sólido	9
3	PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL	
	3.1 Equipo utilizado	18
	3.2 Características del material ensaya- do	22
	3.3 Método	25
	3.4 Determinación del error experimental ...	31
4	CONDICIONES DE EQUILIBRIO : REDUCCION DE LA PRESION DE VAPOR DEL AGUA	
	4.1 Teoría	33
	4.2 Parte experimental	37
	4.3 Conclusiones	41
5	SECADO DE UNA CAPA SIMPLE DE CILINDROS LOS APORTES DE CALOR POR RADIACION Y CONDUCCION	
	5.1 Temperatura superficial de los cilin- dros	42
	5.2 Determinación de los aportes de calor por radiación y conducción	45

6	TRANSFERENCIA SIMULTANEA DE CALOR Y MATERIA EN UNA CAPA SIMPLE DE CILINDROS	
6.1	Efecto de la reducción de la presión de vapor del agua en la determina- ción experimental de los coeficientes de transferencia de masa	51
6.2	Determinaciones experimentales de los coeficientes peliculares de trans- ferencia y factores j_d y j_h	53
6.3	Influencia de la turbulencia del aire sobre los procesos de transferencia : comparación de la capa de partículas con un elemento aislado	56
6.4	Comportamiento de una capa de cilindros sobre un lecho de partículas inertes	69
6.5	Conclusiones	70
7	LA UBICACION DE LAS PARTICULAS EN LA CAPA SIMPLE	
7.1	Influencia del ordenamiento de los ci- lindros en la velocidad de transferen- cia	71
7.2	Método para calcular la disminución del área de transferencia causada por el con- tacto entre partículas adyacentes	75
8	TRANSFERENCIA SIMULTANEA DE CALOR Y MA- TERIA EN UN LECHO RELLENO	
8.1	El flujo a través de lechos rellenos : teoría	77
8.2	Los aportes de calor por radiación y conducción y su influencia sobre los resultados experimentales	81

8.3	Determinaciones experimentales de los coeficientes peliculares y factores j_d y j_h	82
8.4	Interpretación de los resultados experimentales sobre la base de un modelo teórico de capa límite	83
8.5	Conclusiones	87
9	CONCLUSIONES GENERALES	88
10	NOMENCLATURA	90
11	BIBLIOGRAFIA CITADA	92
	TABLAS	94
	APENDICE	116

...



1. INTRODUCCION

1.1 EL SECADO POR CIRCULACION TRANSVERSAL DE AIRE

En el momento actual los secadores por circulación transversal de aire son muy usados para secar gran variedad de materiales granulares, en los procesos finales de numerosas industrias químicas.

Este tipo de secadores opera bajo el principio de soplar aire caliente a través de un lecho permeable de material húmedo, colocado sobre bandejas con fondo de tela metálica.

Asimismo el secado por circulación transversal de aire tiene gran aplicación para la deshidratación de diversos vegetales y frutas, siempre que el material elegido pueda disponerse en un lecho que permita el pasaje del aire a través de él.

En los secadores de bandeja con circulación de aire sobre el material, es necesario utilizar lechos de muy poca profundidad, ya que el aire no puede penetrar en las regiones inferiores del lecho, lo cual suele traer como consecuencia tiempos de secado excesivamente largos.

En cambio, utilizando la circulación transversal de aire, éste toma contacto con todas las partes del lecho, y así pueden usarse cargas de material húmedo mucho mayores, con el consiguiente aumento de la velocidad de producción.

Es así que los secadores de este último tipo se utilizan cuando las necesidades de producción son mayores que las que pueden obtenerse con los secadores de bandeja con circulación de aire sobre el material húmedo, pero no lo bastante como para emplear un método continuo.

1.2 PLANTEAMIENTO DE LA INVESTIGACION

El término "secado" expresa la eliminación por evaporación del líquido contenido en un sólido ; el calor necesario para la evaporación puede ser suministrado por convección desde un gas caliente, conducción a través de una superficie, o por radiación.

Cuando un sólido se seca ocurren simultáneamente dos procesos fundamentales : 1º) se transfiere calor para evaporar el líquido, y 2º) se transfiere materia como líquido o como vapor dentro del sólido, y como vapor desde la superficie. Los factores que gobiernan la velocidad de estos procesos determinan la velocidad de secado.

La presente investigación tiene por objeto estudiar diversos aspectos del llamado " período de velocidad de secado constante " ; en este período, el secado ocurre por difusión de vapor desde la superficie saturada del material a través de una película de aire. El movimiento de humedad dentro del sólido es suficientemente rápido como para mantener la condición de saturación en la superficie, y la velocidad de secado es controlada por la velocidad de **transferencia** de calor a la superficie de evaporación. La velocidad de transferencia de masa balancea a la de calor, y la temperatura de la superficie saturada permanece constante.

En estas condiciones, la velocidad de eliminación del agua es independiente de la naturaleza del sólido y está determinada por las resistencias a las transferencias localizadas en la película gaseosa que envuelve al sólido.

Para poder predecir la velocidad de secado, objetivo fundamental en el diseño de equipos, es necesario ante todo comprender básicamente el fenómeno de transferencia de masa y calor entre un fluido y partículas dispuestas en un lecho. Por eso, en este trabajo se estudian experimental y teóricamente las características de transferencia, tanto para una capa simple de partículas como para un lecho relleno.

Los resultados experimentales, expresados en coeficientes de transferencia , se analizan a la luz de la teoría de la capa límite laminar, buscando de este modo la generalización de los resultados encontrados, objetivo que sólo

puede lograrse cuando las correlaciones empíricas encuentran justificación en un modelo teórico, capaz de expresar en forma general el fenómeno que está sucediendo.

Varios han sido los estudios realizados con el objeto de establecer la tecnología de las operaciones de lecho fijo, y la literatura presenta considerable información sobre la transferencia de masa y calor en lechos rellenos.

Uno de los sistemas experimentales más utilizados consiste en la evaporación de agua desde la superficie de partículas porosas de área definida, bajo la acción de una corriente de aire, durante el período de velocidad de secado constante. Este sistema ha sido preferentemente utilizado ya que sencillas determinaciones psicrométricas y de la velocidad de evaporación del agua, pueden utilizarse para la evaluación de los coeficientes de transferencia.

Si bien estas experiencias no fueron realizadas en secadores propiamente dichos, pueden asimilarse a esta situación, pues básicamente el fenómeno de transferencia es el mismo. La casi totalidad de las investigaciones realizadas presentan correlaciones empíricas bajo la forma de factores j_d y j_h para transferencia de masa y calor; éstos fueron desarrollados por Chilton y Colburn (1).

Wilke y Hougen (2), estudiando la transferencia de masa para el flujo de gases a través de sólidos granulares, en la región de bajos números de Reynolds modificado, dan la siguiente correlación

$$j_d = 1,82 \cdot (Re')^{-0,51} \quad \text{para } Re' < 350$$

Gamson, Thodos y Hougen (3) presentan a su vez la ecuación

$$j_d = 0,99 \cdot (Re')^{-0,41} \quad \text{para } Re' > 350$$

J. Acetis y G. Thodos (4), estudiando la transferencia simultánea de calor y masa en lechos de esferas, obtienen la correlación

$$j_d = 1,10 / (Re')^{0,41 - 0,15} \quad 10 < Re' < 20.000$$

$$j_h = 0,72 / (Re'^{0,41} - 0,15) \quad 10 < Re' < 20.000$$

Masakatsu Hiraoka y R. Toei, (5) para un sistema similar nos dan

$$j_d = 1,20 (Re')^{-0,45} \quad \text{para } Re' < 140$$

$$j_h = 1,14 (Re')^{-0,45} \quad \text{para } Re' < 140$$

$$j_d = 0,56 (Re')^{-0,30} \quad \text{para } Re' > 140$$

$$j_h = 1,14 (Re')^{-0,30} \quad \text{para } Re' > 140$$

M. Hobson y G. Thodos (6) estudiando la evaporación de diversos líquidos en una corriente de aire a través de un lecho de esferas, obtienen

$$j_d = 10 (Re')^{-1} \quad \text{para } Re' < 50$$

$$j_d = 1,30 (Re')^{-0,45} \quad \text{para } Re' > 150$$

Ju Chin Chu y J. Kalil (7), presentan a su vez

$$j_d = 1,77 (Re')^{-0,44} \quad \text{para } 30 < Re' < 5.000$$

$$j_d = 5,7 (Re')^{-0,78} \quad \text{para } 1 < Re' < 30$$

Es fácil apreciar la gran discrepancia entre las correlaciones ofrecidas por distintos investigadores, y a veces, por el mismo autor en sucesivos trabajos.

En la presente investigación se analizan las posibles causas de dichas discrepancias, y se obtienen nuevas correlaciones en un secador piloto, tanto para una capa simple de cilindros, como para un lecho relleno. Las ecuaciones

empíricas obtenidas en el rango de números de Reynolds común en el secado industrial por circulación transversal de aire, se justifican teóricamente.

Se estudian además diferentes aspectos concernientes a la cinética del secado, en el período de velocidad constante, tales como condiciones de equilibrio, efecto de la turbulencia del aire en el proceso de transporte, disposición de las partículas en el lecho, etc.

2. TEORÍA DEL SECADO

2.1 LA EVAPORACION SUPERFICIAL DEL AGUA

De acuerdo con los mecanismos de secado postulados por Sherwood (8), el período de velocidad de secado constante corresponde a aquél en el cual la evaporación del líquido se produce en la superficie del sólido, y la resistencia a la difusión interna de líquido es pequeña comparada con la resistencia a la transferencia de vapor desde la superficie.

En estas condiciones la velocidad de secado está limitada por la velocidad de difusión del vapor de agua a través de una película de aire sobre la superficie del sólido. El secado en este período es similar a la evaporación de agua desde una superficie libre de líquido, y el sólido adquiere una temperatura de equilibrio constante, igual a la temperatura de bulbo húmedo del aire. Cuando el calor necesario para la evaporación proviene solamente de la conducción a través de la película gaseosa por la cual se difunde el vapor, la temperatura superficial del sólido es igual a la de bulbo húmedo del aire ; cuando el calor es aportado por otros medios (radiación, conducción) la temperatura superficial del sólido es más alta que la temperatura de bulbo húmedo del aire.

La transferencia de masa a través de esta película puede ser expresada por la ecuación :

$$\frac{dW}{d\theta} = k_g A (p_s - p_a) \quad \text{ec. (1)}$$

donde $\frac{dW}{d\theta}$ es la velocidad de secado en kgmol/hora ;

k_g , el coeficiente de **difusión de película** en kgmol/ h . m². atm.;

A , el área de secado en m²;

p_s , la presión parcial del aire saturado, a la temperatura de la interfase aire-agua = presión de

vapor del agua a la temperatura superficial del sólido, atmósferas ;

p_s , la presión parcial del vapor de agua en el aire , atmósferas ;

La fuerza impu'sora puede ser también expresada como kg agua/ kg aire seco, utilizando el adecuado coeficiente de película.

Teniendo en cuenta el balance general de calor para la evaporación podemos escribir :

$$Lv \frac{dW}{d\Theta} = \frac{dQ}{d\Theta} = Lv \text{ kg A } (p_s - p_a) = h \text{ A } (t_a - t_s) \quad \text{ec. (2)}$$

donde Lv , es el calor latente de vaporización del agua a la temperatura de la superficie del sólido, kcal/kg ;

h , el coeficiente de película para la transferencia de calor, kcal/h.m². °C

t_a , temperatura del aire, °C ;

t_s , la temperatura de la superficie del sólido a través de la cual se transfiere el calor, °C .

Los coeficientes de transferencia de masa y de calor dependen principalmente del espesor de la película, el cual es controlado, entre otros factores, por la velocidad de la corriente de aire.

Mientras que los coeficientes de transferencia tienen la ventaja de su simplicidad, no pueden ser adecuadamente relacionados con las propiedades de la película gaseosa, pero esto ha sido solucionado en forma sencilla por el análisis dimensional. Las propiedades de la película de gas que afectan la transferencia de calor son : el calor específico (C_p) , la viscosidad (μ) y la conductividad térmica (k) ; si se combinan estas tres cantidades se obtiene un parámetro adimensional ($C_p \mu / k$) llamado número de Prandtl (Pr) . El grupo correspondiente para la transferencia de masa es el número de

Schmidt (Sc) = $\mu / \rho D$, donde D es la difusividad del vapor y ρ la densidad del gas.

Colburn (9) desarrolló los factores adimensionales j_d y j_h para simplificar la correlación de los datos de transferencia de masa y de calor. Los factores están definidos por las siguientes ecuaciones :

$$j_d = \frac{kg \cdot P \cdot M_m}{G} (Sc)^{2/3}$$

$$j_h = \frac{h}{C_p G} (Pr)^{2/3}$$

2.2 MOVIMIENTO DE AGUA POR DIFUSION DENTRO DE UN SOLIDO DURANTE EL SECADO.

La ecuación diferencial que representa la variación del contenido de agua dentro de un sólido, en función del tiempo y de la distancia, para un flujo unidireccional, es :

$$\frac{\partial T}{\partial \theta} = D \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad \text{ec. (3)}$$

donde T , es el contenido de agua sujeto a la difusión (base seca ;

θ , el tiempo transcurrido ;

D , la difusividad del líquido a través del sólido ;

x , la distancia medida desde el plano medio del sólido en la dirección de la difusión .

La ecuación diferencial general puede ser integrada solamente para determinadas condiciones de límite.

Lewis (10) calculó una fórmula para el período de velocidad decreciente de secado de una placa de material, que se basaba en las siguientes simplificaciones : a) el gradiente de contenido de agua desde la línea central a la superficie de la placa era lineal ; b) la velocidad de difusión de agua a la superficie era proporcional a la diferencia entre el contenido promedio de agua de la placa y el valor de la superficie, y c) dicha velocidad era inversamente proporcional a la distancia que debía atravesar el agua. Lewis mostró que :

$$-\frac{dT}{d\theta} = \frac{8 A r T}{a (4 A + r a)} \quad \text{ec. (4) ,}$$

donde T , es el contenido total de agua (base seca)

θ , el tiempo transcurrido ;

A , una constante de proporcionalidad ;

a , el espesor de la placa ;

r , el coeficiente que relaciona la evaporación con el contenido de agua superficial .

Si las condiciones del aire son constantes y el contenido inicial de agua es suficientemente alto como para que la velocidad de evaporación sea constante

$$\frac{\delta A r W}{a (4 A + r a)} = \text{constante } K = \text{el coeficiente de secado ;}$$

integrando :

$$\log (T - E) = - K \Theta + \text{constante ,}$$

o

$$\log \frac{(T_0 - E)}{(T - E)} = \log \frac{W_0}{W} = K \Theta \quad \text{ec. (5)}$$

donde T_0 , es el contenido de agua al tiempo cero ;

E , el contenido de agua de equilibrio del material;

W , el contenido de agua libre a cada instante, igual a $(T - E)$;

W_0 , el contenido inicial de agua libre.

Esto significa que si la velocidad de secado es lineal respecto del contenido de agua libre, el tiempo de secado en el período de velocidad decreciente es proporcional a la reducción fraccional del contenido de agua libre, independientemente del valor de dicho contenido.

Luego, si la velocidad interna de difusión es alta comparada con la velocidad de evaporación en la superficie, el coeficiente de secado K viene a ser $2r/a$, mientras que si la difusión es lenta, será $\delta A/a^2$. Lewis confirmó experimentalmente estas hipótesis : encontró que el efecto de la velocidad del aire era muy pequeño cuando la difusión interna controlaba la velocidad de evaporación, y que, además, ésta era proporcional a la inversa del cuadrado del espesor del material.

Cuando la difusión interna es muy lenta en una delgada capa de material, de modo que el gradiente de difusión no se establece rápidamente, Lewis encontró que el tiempo de secado era proporcional al cuadrado del espesor y al cuadrado de las pérdidas de agua desde el comienzo :

$$\Theta = \frac{a^2}{4 A} \left[\frac{T_0 - T}{T_0 - E} \right]^2 \quad \text{ec. (6)}$$

Sherwood, en el primero de una serie de trabajos sobre el mecanismo de secado, postuló (11) cuatro caminos generales por los cuales el agua (en forma de líquido o de vapor) se mueve fuera del sólido durante el secado :

- 1) Evaporación en la superficie del sólido : la resistencia a la difusión interna es grande comparada con la resistencia superficial a la eliminación del vapor ----
- 2) Evaporación en la superficie del sólido : la resistencia interna es grande comparada con la resistencia superficial a la eliminación del vapor -----
- 3) Evaporación en el interior del sólido : la resistencia a la difusión interna es pequeña comparada con la resistencia total a la remoción del vapor -----
- 4) Evaporación en el interior del sólido : la resistencia interna es grande comparada con la resistencia total a la eliminación del vapor. -----

Para el caso 2), considerando una placa plana infinita de espesor $2a$, Sherwood resolvió la ecuación de la difusión, suponiendo que : a) la ley de Newton para la difusión se cumple para este caso ; b) la difusividad del líquido es constante; c) la difusión tiene lugar en una dirección perpendicular a la superficie; d) la concentración inicial de líquido es uniforme, y e) la resistencia a la difusión en la superficie es despreciable.

La solución está dada por

$$\frac{W}{W_0} = E = \frac{8}{\pi^2} \left[e^{-D\Theta (\pi/2a)^2} + \frac{1}{9} e^{-9 D\Theta (\pi/2a)^2} + \frac{1}{25} e^{-25 D\Theta (\pi/2a)^2} + \dots \right] \quad \text{ec. (7)}$$

La ecuación (7) relaciona W/W_0 con $D\Theta/a^2$ para una dada placa. Sherwood graficó W/W_0 contra Θ en una escala especial para forzar a esta relación a caer en una línea recta y permitir que el coeficiente de difusión D se halle por comparación de las pendientes de las líneas teórica y experimental. La relación de las dos líneas (en escala semilogarítmica) dá la cantidad D/a^2 ; como a es conocido, D puede ser calculado.

Cuando los tiempos de secado son largos, la ec. (7) se simplifica

$$\frac{W}{W_0} = \frac{8}{\pi^2} e^{-D\Theta (\pi/2a)^2} \quad \text{ec. (8)}$$

y luego

En otras palabras, cuando la difusión controla durante un largo período, la velocidad de secado es directamente proporcional al contenido de agua libre y a la difusividad del líquido.

Newman (12) hizo una útil contribución a la teoría de secado mediante ecuaciones que representaban soluciones de la ecuación general de la difusión. Basándose en las mismas suposiciones de Sherwood, mostró que la ec. (9) era una solución para la placa infinita, donde T , T_E y T_0 son, respectivamente el contenido de agua en el sólido a cada tiempo, en el equilibrio

brío, e inicial :

$$\frac{T - T_E}{T_o - T_E} = \frac{4}{\pi} \left[\cos \frac{\pi x}{2a} e^{-\frac{D\theta}{a^2} (\pi/2a)^2} - \frac{1}{3} \cos \frac{3\pi x}{2a} e^{-\frac{9D}{a^2} (\pi/2a)^2} + \dots \right]$$

ec. (9)

La ec. (9) permite calcular la humedad para cada posición x , en cada instante.

Desde que, para los cálculos de secado, el contenido de agua promedio a un tiempo dado, es más útil que la curva de distribución de humedad, Newman integró la ec. (9) y obtuvo una expresión dando el contenido promedio de agua como una función de θ ; esta ecuación es idéntica a la de Sherwood (ec.7).

Newman obtuvo expresiones similares para el cilindro y la esfera; todas ellas involucran la relación adimensional $\frac{D\theta}{a^2}$ la cual puede ser graficada contra la relación contenido inicial / contenido final de agua libre. Se obtiene una curva característica para cada una de las tres formas sólidas.

En una segunda publicación (13) Newman criticó el postulado de Sherwood, de que el contenido de agua en la superficie del sólido permanecía en equilibrio con el aire. Añajo que si esto era estrictamente cierto, la velocidad de secado debería ser cero, desde que no habría fuerza impulsora que causara la evaporación. Sugirió también que la velocidad de evaporación en la superficie en cada instante, durante el período de velocidad decreciente, es proporcional al contenido de agua libre en la superficie. Formuló además ecuaciones diferenciales para los casos en que la distribución inicial de humedades en el sólido era, o uniforme, o parabólica.

La siguiente ecuación nos dá la solución para la distribución parabólica

$$T - T_E = T_M - T_E \sum_{n=1}^{\infty} 2 e^{-\left(\frac{D\theta}{a^2}\right) \beta_n^2} \quad A_n \cos \frac{\beta_n x}{a} -$$

$$- T_M - T_E \sum_{n=1}^{\infty} 2 e^{-\left(\frac{D\theta}{a^2}\right) \beta_n^2} \quad B_n \cos \frac{\beta_n x}{a}$$

ec. (10)

donde h , es la relación M/D ;

M , la velocidad de evaporación en la superficie en kg/h.m^2 , siendo la concentración superficial de 1 kg/m^2 ;

ha , la relación adimensional Ma/D ;

T_M , el contenido de agua en el plano medio ;

$\cot \beta_n = \beta_n / ha$;

además

$$A_n = \frac{ha}{\left[(ha)^2 + \beta_n^2 + ha \right] \cos \beta_n} \quad y$$

$$B_n = \frac{2 \beta_n^2 + ha \beta_n^2 - 2 ha}{\beta_n^2 \left[(ha)^2 + \beta_n^2 + ha \right] \cos \beta_n} \quad ;$$

la forma integrada de la ec. (10) puede ser representada por

$$W - T_1 = (T_M - T_1) A - (T_M - T_a) B$$

Newman tabuló los valores de A y B para diferentes

valores de $h a$ y de $\frac{D \Theta}{a^2}$, para placa plana, cilindro y esfera. A partir de esas ecuaciones, la difusividad puede ser calculada fácilmente y, además, puede evaluarse la resistencia relativa de la película superficial y la difusión interna (14).

Sherwood había formulado previamente una ecuación para una placa plana infinita donde la difusión interna de líquido controla la velocidad de secado, basándose en la suposición de que la distribución inicial de humedad dentro del sólido era uniforme. Esto es cierto cuando la difusión de líquido controla desde el comienzo del secado, pero si existe un período inicial de velocidad de secado constante, la distribución de humedad puede no ser uniforme. Sherwood (15) demostró teóricamente que, en este último caso, la distribución de humedad puede ser parabólica al fin del período de velocidad constante. Esto fué confirmado experimentalmente por Tropp y Wheeler (16) secando cilindros de arcilla.

De acuerdo con esto, Sherwood, modificando la solución de la ecuación básica de difusión dada por Carslaw (17) dió la siguiente solución :

$$\frac{W}{W_c} = E' = \frac{24 T_s}{\pi^2 (T_s + 2 T_M)} \left[e^{-p} + \frac{1}{9} e^{-9p} + \frac{1}{25} e^{-25p} + \dots \right] \frac{192 (T_M - T_s)}{\pi^4 (T_s + 2 T_M)} \left[e^{-p} + \frac{1}{81} e^{-9p} + \frac{1}{625} e^{-25p} + \dots \right]$$

donde $p = \frac{D \pi^2 \Theta}{4 a^2}$ ec. (11)

T_s , el contenido de agua en la superficie.

Sherwood y Comings (13) llevaron a cabo experimentos con arcillas, arena y platos porosos, y obtuvieron curvas con un período de velocidad de secado constante y dos períodos de velocidad decreciente. Estos autores concluyeron que la evaporación superficial controlaba al comienzo pero luego la difusión interna de líquido venía a ser el factor principal, y que sus datos no concordaban con el punto de vista de Newman (13), de que había una resistencia finita en la superficie durante el secado en el segundo período de velocidad decreciente. Ellos diferenciaron las curvas de Newman para obtener $dE/d\theta \cdot n^2 / D$; graficaron contra E para valores de h_a entre 0,1 y 10 ($E = W/W_0$). Este gráfico de velocidad de secado versus humedad dió curvas con concavidad hacia arriba en el primer período y curvas lineales en el segundo período de velocidad decreciente. Esto requiere que la velocidad de secado sea una función de h_a , y por lo tanto de la velocidad del aire, aún a muy bajos contenidos de agua, lo cual se opone a lo hallado en las experiencias. Sherwood y Comings llegaron a la conclusión de que la teoría de Newman sobre la relativa magnitud de las resistencias interna y superficial no explicaba satisfactoriamente los dos períodos de velocidad de secado decreciente.

En una publicación anterior, Sherwood (19) había demostrado teóricamente que la distribución del contenido de agua en una placa plana de material al final del período de velocidad de secado constante, podría ser parabólica. El tiempo requerido para que se establezca una distribución parabólica depende de la naturaleza y del espesor de la placa, y del valor de la velocidad de evaporación constante.

Guilliland y Sherwood (20) derivaron una expresión relacionando el contenido de agua crítica de una placa plana, con la velocidad de evaporación superficial y con la difusividad del líquido

$$T_0 - T \left(\frac{D \rho}{M a'} \right) = \left[\frac{(X - a)^2}{2 a^2} - \frac{1}{b} + \frac{D \theta}{a^2} - \frac{2}{\pi^2} \sum_{n=1}^{\infty} \left(\frac{-1}{n^2} \right)^n e^{-n^2 \pi^2 D \theta / a^2} \cos n \pi \left(\frac{X - a}{a} \right) \right]$$

La ecuación anterior es la ec. (12).

Hougen, Mc. Cauley y Marshall (21) hicieron notar el peligro de aplicar indiscriminadamente las ecuaciones de la difusión a problemas de secado, cuando otros mecanismos pueden estar presentes. Estos autores mostraron que la forma de las curvas de distribución de humedad calculadas a partir de las ecuaciones de difusión no estaban de acuerdo con las obtenidas experimentalmente, aunque el contenido promedio de humedad del material, luego de un dado tiempo de secado, haya sido aproximadamente predicho por dichas ecuaciones.

Hougen y col. concluyeron que la difusión de agua líquida en sólidos durante el secado, sólo se dá en algunos casos, mientras que en otros la gravedad y la capilaridad determinan el movimiento del líquido. Por otra parte, estos autores indican que en los cálculos que se refieren a procesos de difusión, debería incluirse la variación de la difusividad del material en relación a la humedad, la temperatura y la densidad.

3. PARTE EXPERIMENTAL

3.1 EQUIPO UTILIZADO

Se construyó un secador por circulación transversal de aire; en este equipo la corriente de aire secante atraviesa un lecho poroso del material que se desea secar. El lecho está sostenido por un recipiente metálico de fondo perforado. El esquema y foto del equipo pueden verse en las figuras 1-a y 1-b.

Las partes esenciales del mismo son : un soplador centrífugo que impulsa el aire al caudal deseado, a través de una sección de calentamiento ; al salir de ésta, el aire caliente ingresa en la cámara de secado propiamente dicha a través de un conducto de sección cuadrangular. Dentro de la cámara de secado se encuentra el lecho con su recipiente; este último consiste en una canasta de aluminio cuya base es una malla de bronce.

El caudal de aire se modifica por medio de una compuerta metálica ubicada en la boca de descarga del soplador. Conectado a la toma de aire de este último, está instalado un tubo de dos metros de longitud en el cual está montada una placa orificio cuyas tomas de presión se conectan a un manómetro inclinado colocado en el tablero de control. La placa orificio está construída en bronce de acuerdo con las especificaciones de la "1.042 British Standard" (22) y constituye el instrumento de medida del caudal de aire.

El manómetro inclinado está lleno con tetracloruro de carbono ; para la lectura del caudal se utiliza la curva teórica de calibración de la placa orificio, la que está de acuerdo con la curva experimental obtenida con un velómetro marca "Alnor". La ventaja de instalar la placa orificio en la toma de aire, estriba en que en esta forma las lecturas de caudal se hacen siempre a la temperatura ambiente, independientemente de la temperatura a la que se caliente el aire.

La sección de calentamiento está constituída por un horno eléctrico compuesto de doce resistencias eléctricas de un KW cada una. Estas resistencias se manejan individualmente por medio de llaves selectoras ubicadas en el tablero de con-

trol . De este modo se regula la cantidad de calor producida y, en consecuencia, la temperatura del aire. El control de la temperatura se efectúa mediante un termostato conectado a una de las resistencias del horno; el rango de regulación de temperatura es de $\pm 0,5$ °C.

La cámara de secado está térmicamente aislada con amianto y magnesita de espesor suficiente para garantizar la existencia de condiciones adiabáticas ; esto se comprobó experimentalmente midiendo la temperatura del aire caliente, antes y después de atravesar la cámara de secado, estando vacía esta última.

El secador posee un sistema de inyección de vapor con el fin de poder incrementar, cuando así se desee, la humedad del aire. El vapor proveniente de la línea de planta, penetra al equipo a través de un distribuidor ubicado poco después del horno eléctrico. Este distribuidor es un tubo de hierro galvanizado de 1" con varios agujeros para esparcir el vapor en forma de lluvia y favorecer su mezcla con el aire circulante. En el conducto que comunica el horno con la cámara de secado se instalaron tres " baffles " para contribuir a la mezcla uniforme del vapor con el aire ; este conducto posee además un desagüe para eliminar el vapor que pudiera condensarse. La inyección de vapor puede hacerse manualmente, o a través de una válvula neumática accionada por un controlador-registrador de la temperatura de bulbo húmedo, marca " Taylor " .

Todo el equipo está interiormente pintado con pintura de aluminio para prevenir la corrosión y disminuir el aporte de calor por radiación proveniente del horno.

El aire, antes de tomar contacto con el lecho húmedo, atraviesa una sección de calma constituida por bolitas de vidrio sostenidas por una chapa perforada de aluminio.

Medición y rango de variación de las variables de operación

Las variables de operación son : el caudal, la temperatura y la humedad del aire.

Caudal de aire : el rango de trabajo está comprendido entre 1.000 y 5.500 kg/h.m² (basado en el área de la canasta) ; esto significa a una temperatura de 20 °C, un rango de velo-

tidades de aire entre 0,26 a 1,3 m/seg , que es el que comun- mente se utiliza en los secadores industriales de este tipo.

Temperatura y humedad del aire : se miden las siguientes tem- peraturas del aire :

Bulbo seco debajo del lecho , (B.S.)_e

Bulbo seco encima del lecho , (B.S.)_s

Bulbo húmedo encima del lecho , (B.H.)_{es}

respecto a esta última temperatura cabe recordar que como la operación es adiabática, la temperatura de bulbo húmedo del aire es la misma, antes y después de atravesar el lecho.

Todas las lecturas de temperaturas de bulbo seco se hacen utilizando termocuplas de cromel-alumel previamente ca- libradas contra puntos fijos. La temperatura de bulbo húmedo se mide con un termómetro de mercurio en vidrio graduado a el 1/10 °C. Este termómetro está colocado en un estrechamiento al tope de la cámara de secado. Con esto se consigue que la velocidad del aire sobre el bulbo húmedo sea siempre lo su- ficientemente alta como para permitir una correcta evalua- ción de la temperatura de bulbo húmedo ; a la mínima veloci- dad de aire de trabajo, la velocidad del mismo en el estre- chamiento es suficiente como para que los aportes de calor por radiación sean despreciables, frente al transporte por convección (23).

Cuando así se lo desee cualquiera de las temperatu- ras leídas con termocuplas, puede registrarse utilizando para ello un aparato adecuado, adyacente al secador.

El equipo cuenta con varias micro-termocuplas para medir temperaturas internas o superficiales de la muestra en estudio ; estas termocuplas tienen un diámetro de 0,2 mm. y están aisladas con teflón.

Método de pesada : el proceso de secado se sigue por la pér- dida de peso experimentada por el material. Las pesadas son discontinuas, es decir que cada tanto la canasta con la mues- tra se retira de la cámara de secado, se la pesa en una ba- lanza cercana, y se la vuelve a introducir en el secador ; por razones obvias esta operación de pesada debe hacerse lo

Descripción

- 1 - Reservorio de agua
- 2 - Termómetro de bulbo húmedo
- 3 - Termocupla
- 4 - Cámara de secado
- 5 - Termostato
- 6 - Sección de calma
- 7 - Termocupla
- 8 - Manómetro inclinado
- 9 - Conexiones a la placa-orificio
- 10 - Llaves del horno eléctrico
- 11 - Control del caudal de aire
- 12 - Arrancador del soplador
- 13 - Soplador centrifugo
- 14 - Caja del interruptor general

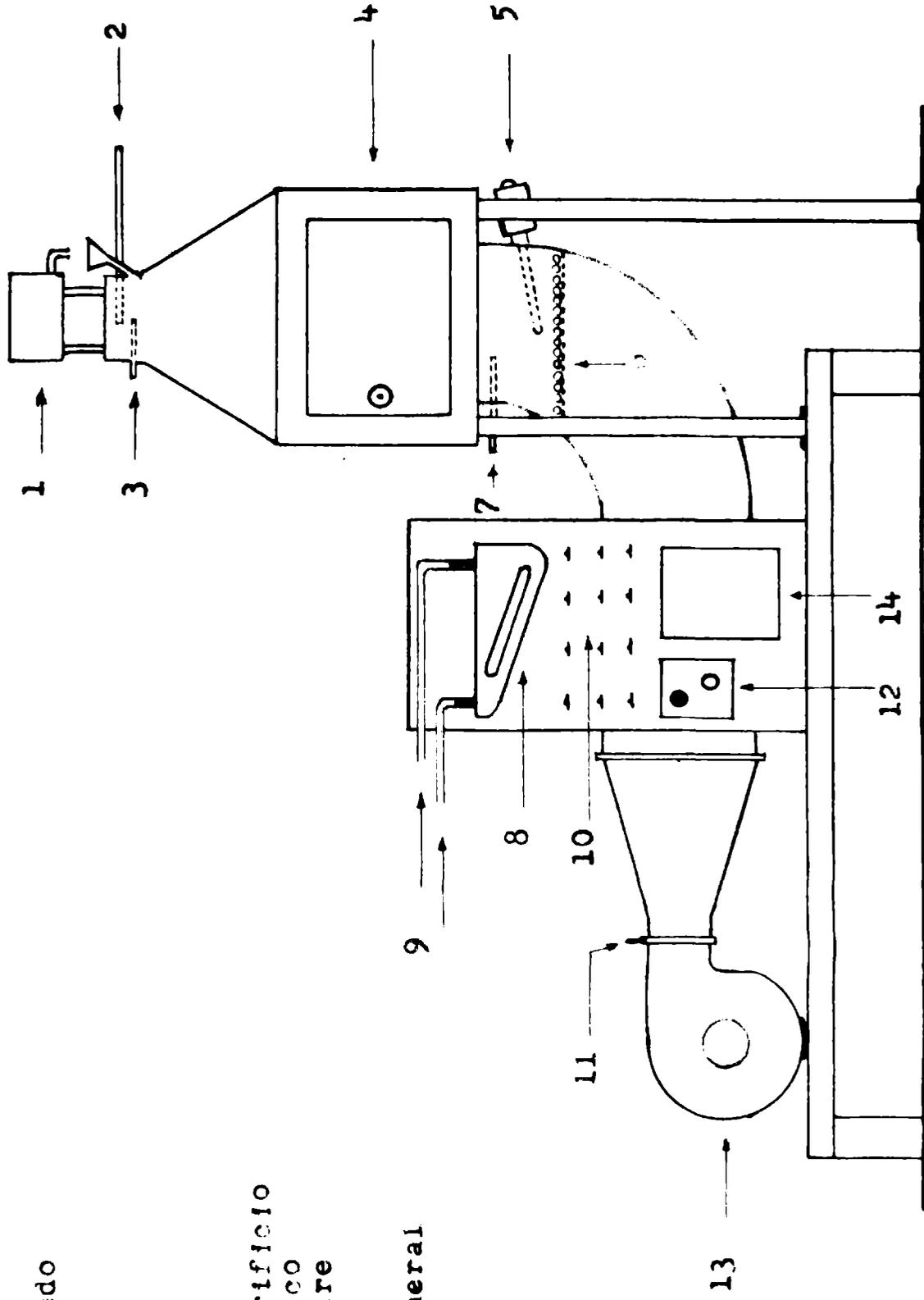


Fig. 1.- ESQUEMA DEL EQUIPO.

más rápidamente posible; se determinó que el tiempo promedio necesario para retirar la canasta, pesarla y volver a introducirla en el secador era de 12 segundos. La balanza utilizada tiene una capacidad máxima de 5 kilogramos, y una graduación mínima de un gramo, lo que permite una lectura con una aproximación de medio gramo.

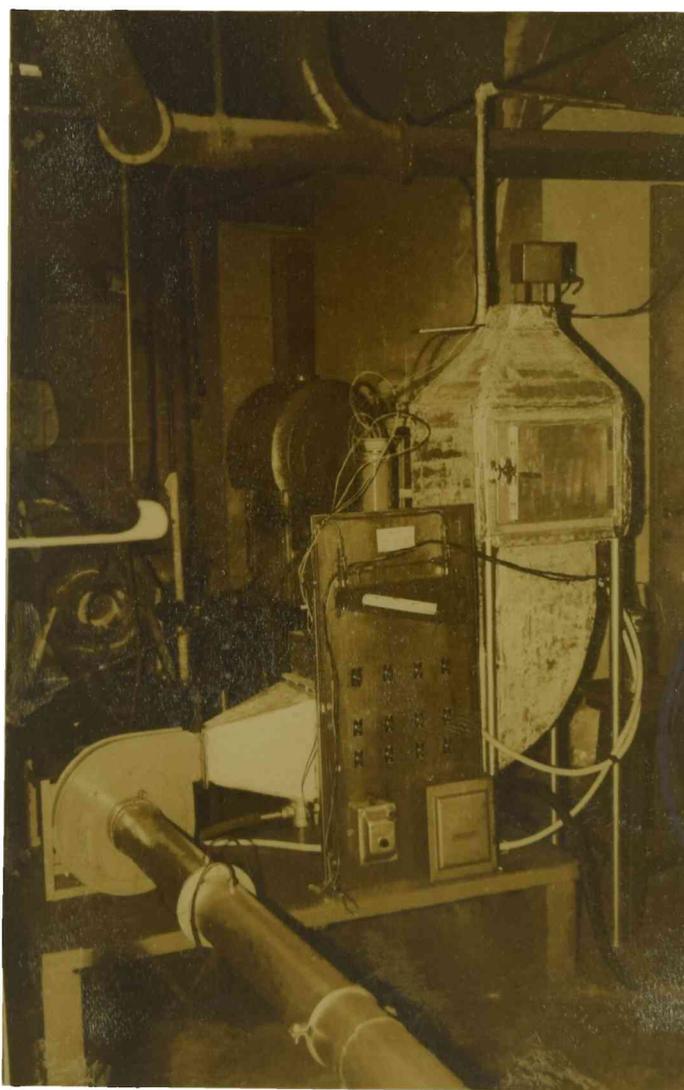


Fig. 1-b

3.2 CARACTERISTICAS DEL MATERIAL ENSAYADO

Consiste en piezas de forma cilíndrica construídas con material cerámico refractario, de estructura porosa, capaces de absorber una gran proporción de agua. Estas piezas cilíndricas tienen un diámetro nominal de 15 x 15 mm y sus características se ennumeran más adelante.

Con el fin de determinar el área media a utilizar en cálculos posteriores, y dado que pudieran existir pequeñas diferencias de superficie entre cada cilindro, se realizó un estudio estadístico. Para este fin se tomaron al azar 200 cilindros, sobre un total de 2.000 (muestra del 10 %) y se midieron sus diámetro y alturas. Se procedió luego a determinar la media aritmética, la media ponderada, la desviación standard en las series de frecuencia y el coeficiente de dispersión.

Los resultados obtenidos fueron los siguientes :

Area media : 10,32 cm²
Desviación standard : 0,22 cm²
Coeficiente de dispersión : 2,16 %

De estos resultados puede inferirse la regularidad de construcción de los cilindros.

Se procedió luego a determinar las restantes características físicas de los cilindros ; los resultados se dan en la siguiente tabla

Tabla 1

Diámetro nominal	(cm)	1,5
Altura nominal	(cm)	1,5
Diámetro promedio	(cm)	1,47
Altura promedio	(cm)	1,50
Peso promedio	(g)	2,89
Area promedio	(cm ²)	10,32
Densidad aparente	(g/cm ³)	0,82
Area específica	(cm ⁻¹)	4,1

Porosidad (<u>Vol. huecos</u>)	40,4 %
Vol. cuerpo		
Máxima absorción de agua	0,47
(g agua/ g materia seca)		

En la figura 2 puede apreciarse una fotografía de los cilindros dispuestos en un lecho.



Fig. 2

Características de secado de las piezas cerámicas

Con el fin de observar el comportamiento general de secado de las piezas utilizadas en esta investigación, se procedió a la determinación experimental de la curva de velocidad de secado versus humedad ; los resultados se ven en la figura 3 . Del estudio de dicha figura pueden extraerlas siguientes conclusiones :

- a) Segmento AB , entre el 42 y el 14 % de humedad (base seca) los cilindros muestran período de velocidad de seca-

do constante ; su duración es lo suficiente como para hacerlos especialmente aptos para los estudios de transferencia de masa y de calor, con control de película gaseosa.

- b) Segmento \overline{BD} , consiste en el período de velocidad de secado decreciente y se extiende entre el 14 % de humedad y prácticamente el 0 % de la misma, ya que la humedad de equilibrio es insignificante. Este período se divide en dos zonas :
- 1º) Segmento \overline{BC} , comprendida entre el 14 y el 8 % de humedad; es la zona de superficie de secado insaturada , en la cual no toda la superficie de evaporación puede ser mantenida saturada por el movimiento de humedad dentro del sólido. La velocidad de secado disminuye para la porción insaturada, y por lo tanto la velocidad total decrece.
- 2º) Segmento \overline{CD} , comprendida entre el 8 y el 0 % de humedad; en este período la velocidad de secado está controlada por el movimiento interno del agua dentro del sólido. Este movimiento puede deberse a una difusión o a un mecanismo capilar.

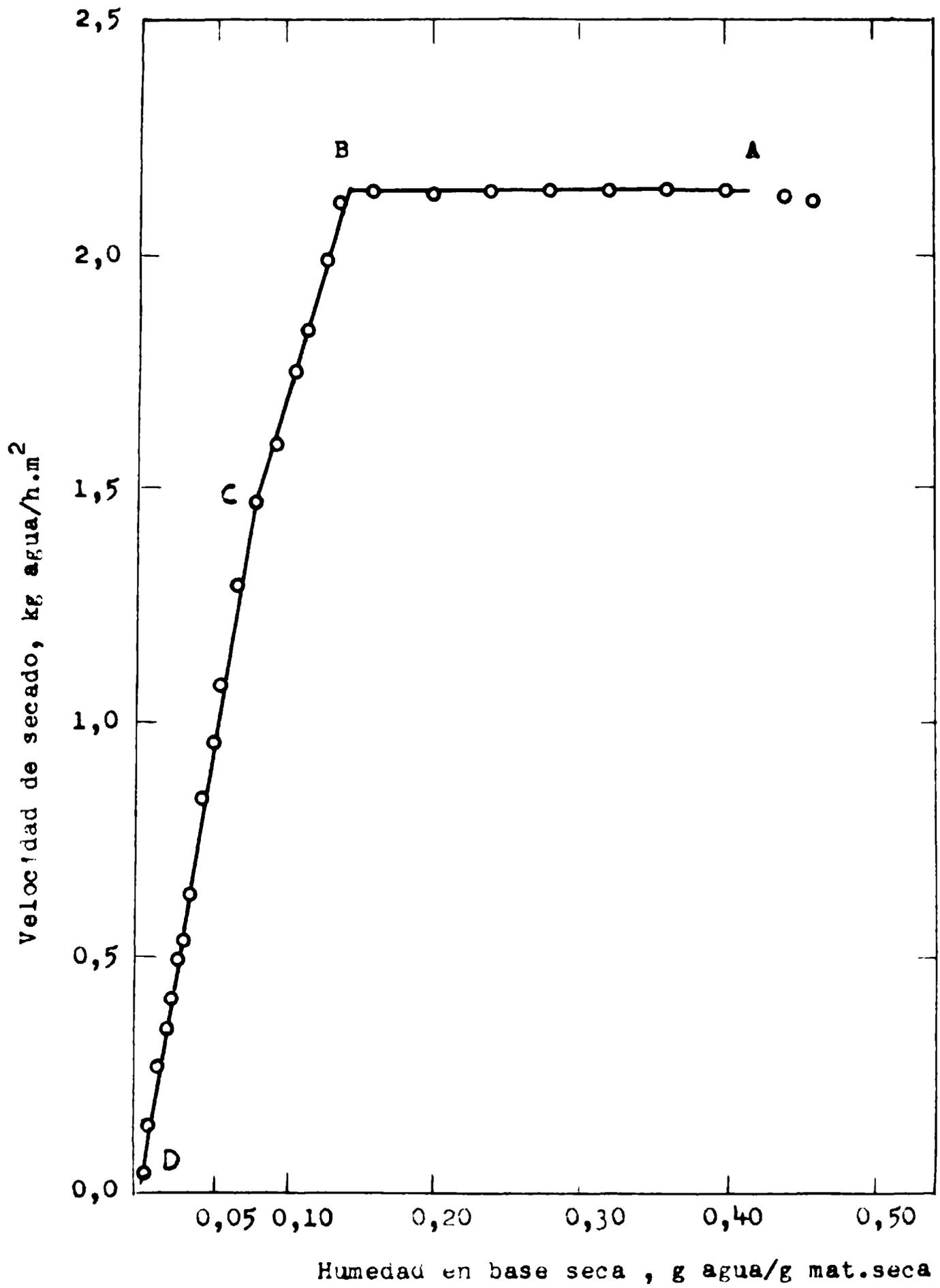


Fig. 3. SECALO DE LOS CILINDROS EXPERIMENTALES. VELOCIDAD DE SECALO Vs. HUMEDAD.

3.3 PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

Las experiencias realizadas pueden dividirse en dos partes : a) las realizadas sobre una capa simple de partículas, y b) las realizadas en lecho relleno.

Los estudios de transferencia de masa y de calor, consistieron en la determinación de los respectivos coeficientes de transferencia, obtenidos midiendo la velocidad de secado de los cilindros embebidos en agua, bajo la acción de una corriente de aire, en condiciones adiabáticas y de secado cuidadosamente controladas.

La técnica experimental aplicada a estos estudios representa un análisis cuantitativo de la velocidad de evaporación del agua, en condiciones de operación restringidas a un predeterminado período de velocidad de secado constante. En este caso el flujo de gases a través del lecho de partículas dá lugar a un sistema en el cual la resistencia a las transferencias de masa y calor está localizada en película gaseosa.

Para eliminar la posibilidad de extender una corrida después que haya terminado el estado estacionario, se determinó experimentalmente la longitud del período de velocidad de secado constante como función del caudal de gas. Para disponer de un margen de seguridad, las corridas se restringieron a una duración máxima del 75 % del período predeterminado.

La temperatura superficial de los cilindros se supuso igual (con ciertas restricciones que se comentan detalladamente más adelante) a la temperatura de bulbo húmedo del aire.

Una corrida consistía en secar una capa (o lecho) de cilindros ; éstos eran embebidos en agua destilada por espacio de dos horas, luego de lo cual se los escurría y se removían las gotitas superficiales con un paño. Al comienzo de cada corrida se le permitía al sistema alcanzar el estado estacionario, luego de lo cual se determinaba la pérdida de peso experimentada por el lecho, debida al agua transferida a la fase gaseosa. En general, el registro de datos se iniciaba recién un 20 % de tiempo luego de comenzado el período de velocidad de secado constante, para tener la seguridad de que el agua no fuera soplada desde el lecho en forma de gotitas, lo

que nos daría un área interfacial más grande que la correspondiente a los cilindros porosos.

Junto con la pérdida de peso se registraban las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo del aire, así como la presión atmosférica y la pérdida de carga a través del lecho (o capa).

La temperatura superficial de los cilindros se medía utilizando una fina termocupla de cromel-alumel (0,20 mm) aislada con teflón. Las medidas de temperatura se realizaron por medio de un potenciómetro de precisión capaz de garantizar el 1/10 de °C en las lecturas.

Capa simple de cilindros

Los coeficientes de transferencia de masa y de calor fueron calculados a partir de la ecuación básica de velocidad de transferencia a través de una película gaseosa :

$$\frac{dN}{A d\theta} = h (\Delta t)_{ma} \quad l / Lv = kg (\Delta p)_{ma} \quad \text{ec. (13) ,}$$

donde

$\frac{dN}{A d\theta}$, es la velocidad de secado constante en kgmol/h.m^2

h , es el coeficiente de transferencia de calor en $\text{kcal/h.m}^2.\text{°C}$

$(\Delta t)_{ma}$, es la media aritmética de la diferencia entre la temperatura del gas y la temperatura del material, °C.

Lv , el calor latente de vaporización del agua a la temperatura de interfase, en kcal/kg

kg , es el coeficiente de transferencia de masa en $\text{kgmol/h.m}^2.\text{atmósferas}$

$(\Delta p)_{ma}$, la media aritmética de la diferencia entre la presión de vapor del componente que se transfiere en la superficie del sólido, y en la corriente de

gas, atmósferas.

A, el área total de transferencia, obtenida a partir del número de cilindros en la capa y el área individual de cada uno de ellos, m².

La ecuación (13) toma una forma distinta para el caso de un lecho relleno, tal como veremos luego.

Los términos involucrados en la ec. (13) fueron experimentalmente determinados :

$\frac{dN}{A d\Theta}$ por la pérdida de peso experimentada por el material y el conocimiento del área de transferencia;

$(\Delta t)_{ma}$; por la lectura de las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo del aire, antes y después de atravesar la capa de cilindros ;

$(\Delta p)_{ma}$; por medio de lecturas psicrométricas basadas en los datos de temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo.

Además se hicieron determinaciones de la disminución de la presión de vapor del agua sobre la superficie de transferencia.

Separando términos en la ec. (13) tenemos en forma explícita los coeficientes de transferencia de masa y de calor

$$h = \frac{dQ}{A d\Theta (t_a - t_s)_{ma}}$$

$$kg = \frac{dN}{A d\Theta (p_s - p_a)_{ma}}$$

Los resultados experimentales de coeficientes de transporte, fueron luego usados junto con los factores \underline{j} propuestos por Chilton y Colburn (1) para representar el transporte de materia y calor entre la superficie del sólido y el fluido que pasa sobre él. Los factores \underline{j} están definidos por

$$j_d = \frac{kg}{G} \frac{P}{Mm} (Sc)_f^{2/3}$$

$$j_h = \frac{h}{C_p G} (Pr)_f^{2/3}$$

donde $(Sc)_f$ y $(Pr)_f$ representan condiciones en la película de gas.

Lecho relleno

Cuando un fluido atraviesa un lecho relleno, lo hace por pasajes existentes entre las partículas del lecho; las dimensiones de esos pasajes, características de cada tipo particular de lecho, dependen de varios factores: porosidad, diámetro y esfericidad de las partículas, tipo de empaquetamiento, etc. El lecho utilizado en la presente investigación tiene las siguientes características:

Volumen del lecho, $V_L = 0,000343 \text{ m}^3$

Profundidad, $L = 0,060 \text{ m}$

Porosidad, $\epsilon = 0,370$

Número de partículas, $N = 830$

Tipo de empaquetamiento = al azar

La porosidad del relleno, ϵ , definida como

$$\epsilon = \frac{V_L - V_R}{V_L}$$

fue determinada experimentalmente a partir del conocimiento del volumen del lecho y del número y volumen individual de las partículas constituyentes. Esta determinación se realizó en el mismo recipiente del lecho, que luego se utilizaría en las experiencias, para evitar el efecto "de pared", que podría tener lugar si la porosidad se determinaba en un recipiente de forma y/o sección diferente del que luego se empleará en los ensayos.

Los coeficientes de transferencia de masa y de calor fueron calculados a partir de la ecuación de transferencia, tal como el caso de una capa simple de cilindros, pero que

ahora toma la siguiente forma :

$$\frac{dN}{A d\Theta} = h a (\Delta t)_{m1} \cdot V/Lv = kg a (\Delta p)_{m1} V \text{ ec. (14)}$$

donde

a , es el área efectiva de transferencia por unidad de volumen de lecho, m^2/m^3

V , es el volumen del lecho, m^3

$(\Delta t)_{m1}$ o $(\Delta p)_{m1}$, la media logarítmica de la fuerza impulsora en términos de temperaturas o presiones parciales, y defi-

nidas por

$$(\Delta t)_{m1} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{2,3 \log \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

$$(\Delta p)_{m1} = \frac{\Delta p_1 - \Delta p_2}{2,3 \log \frac{\Delta p_1}{\Delta p_2}}$$

Los demás símbolos de la ec. (14) tienen el mismo significado que para el caso de una capa simple de cilindros.

Fuerza impulsora : todas las corridas fueron realizadas en condiciones en las que el aire efluente estaba por debajo del punto de saturación, ya que, de lo contrario, la fuerza impulsora para la transferencia no puede ser propiamente expresada en la ecuación básica de velocidad para el lecho enteró. De acuerdo con Bradshaw & Myers (24) la fuerza impulsora media logarítmica es satisfactoria para la determinación de los coeficientes de transferencia de masa y de calor, cuando la relación entre la fuerza impulsora de entrada y la de salida es menor que $\underline{6}$, es decir cuando se cumple

$$(f.i)_e / (f.i)_s < 6$$

esta condición se cumplió en todas las corridas realizadas.

Pérdida de carga a través del lecho : el conocimiento de ella era necesario para conocer la presión actual dentro del sistema, dato de utilidad para las evaluaciones psicrométricas. Con este motivo se utilizó un manómetro diferencial de líquido conectado a la base de la cámara de secado ; los resultados obtenidos fueron :

$$\Delta P = 5,58 \cdot 10^{-5} \cdot (G)^{1,43} \quad \text{ec. (15)}$$

donde

ΔP , es la pérdida de carga en mm. de columna de agua,
G, caudal de aire en kg/h.m^2

Reemplazando en la ec. (15) para el máximo caudal de aire de los ensayos, resulta

$$\Delta P = 19,5 \text{ mm agua} = 1,45 \text{ mm Hg}$$

este valor es despreciable respecto de la presión total, razón por la cual no se tiene en cuenta en los cálculos.

3.4 CALCULO DEL ERROR EXPERIMENTAL

Para determinar el error del método empleado, se realizaron doce (12) corridas en idénticas condiciones experimentales, y se calcularon los coeficientes de transferencia de calor. Los resultados obtenidos se presentan en la siguiente tabla :

Tabla 2

<u>Corrida</u> Nº	<u>Coefficiente transf., h</u> (kcal/h.m ² . °C)
1	60,52
2	59,96
3	60,57
4	62,15
5	63,46
6	57,86
7	59,61
8	61,81
9	59,83
10	61,69
11	62,56
12	61,42

Ordenados estos valores en una serie creciente, tenemos

	<u>h</u>
	57,86
	59,61
	59,83
	59,96
	60,52
<u>Mediana</u> →	60,57
	61,42
	61,69
	61,81

(continúa)

h (continuación)

62,15

62,56

63,46

El rango de la serie es

$$63,46 - 57,86 = 5,6 ;$$

la mediana es

$$\frac{60,57 + 61,42}{2} = 60,99;$$

la media aritmética (\bar{X}) resulta

$$\bar{X} = 60,95.$$

La casi coincidencia de ambas medidas de posición corresponde a la distribución según la curva normal de errores.

La desviación standard (s) de la serie es

$$s = 1,47$$

De acuerdo con las propiedades de la curva normal hay 95% de probabilidad de que cualquier valor medido oscile entre

$$\bar{X} \pm 2 s ; \text{ o sea, entre } \underline{63,89 \text{ y } 58,01}$$

El error de nuestras mediciones será, por tanto, con un 95% de probabilidad :

$$E (\%) = \frac{1,47 \cdot 2}{60,95} \cdot 100 = 4,84 \%$$

4. CONDICIONES DE EQUILIBRIO : REDUCCION DE LA PRESION DE VAPOR DEL AGUA POR EFECTOS CAPILARES ASOCIADOS A LA ESTRUCTURA POROSA DE LAS PARTICULAS SOPORTES.

4.1 TEORIA

Es un hecho bien conocido que en el período de velocidad de secado constante, el movimiento interno de agua es suficientemente rápido como para mantener una condición de saturación en la superficie del sólido, de tal modo que la velocidad de evaporación está determinada por la difusión del vapor a través de una película de aire. La ecuación de transferencia a través de dicha película puede escribirse :

$$\frac{dW}{d\Theta} = k_g A (p_s - p_a) \quad \text{ec. (16)}$$

donde,

$\frac{dW}{d\Theta}$ es la masa transferida por unidad de tiempo;

A , el área de transferencia ;

p_a , la presión parcial del agua en la corriente gaseosa ;

p_s , la presión de vapor del agua a la temperatura de la superficie de evaporación.

Aparentemente las características físicas del sólido soporte no tienen influencia en un proceso de control difusional gaseoso como el representado por la ecuación (16) ; sin embargo, y tal como se pasa a demostrar luego, el sólido inerte puede afectar uno de los factores de la ecuación de transferencia, p_s , o sea la presión de vapor del agua a la temperatura de la superficie.

Es bien conocido que la concavidad de la interfase aire-agua se manifiesta en una disminución de la presión de vapor , por lo que puede discutirse la suposición de que "siempre pueda utilizarse la presión de vapor del agua pura para establecer la fuerza impulsora del componente que se transfiere ". Debe considerarse previamente el efecto de la estructura capilar de las partículas **soportes**, sobre la presión de vapor

del agua, para evitar la posibilidad de cometer serios errores en la determinación experimental de los coeficientes de transferencia de masa, de acuerdo a la ec. (16).

Imaginemos (25) una caja provista de dos pistones (fig. 4) ; el pistón A es permeable al vapor pero impermeable al líquido, y el pistón B es hermético respecto del líquido y del vapor

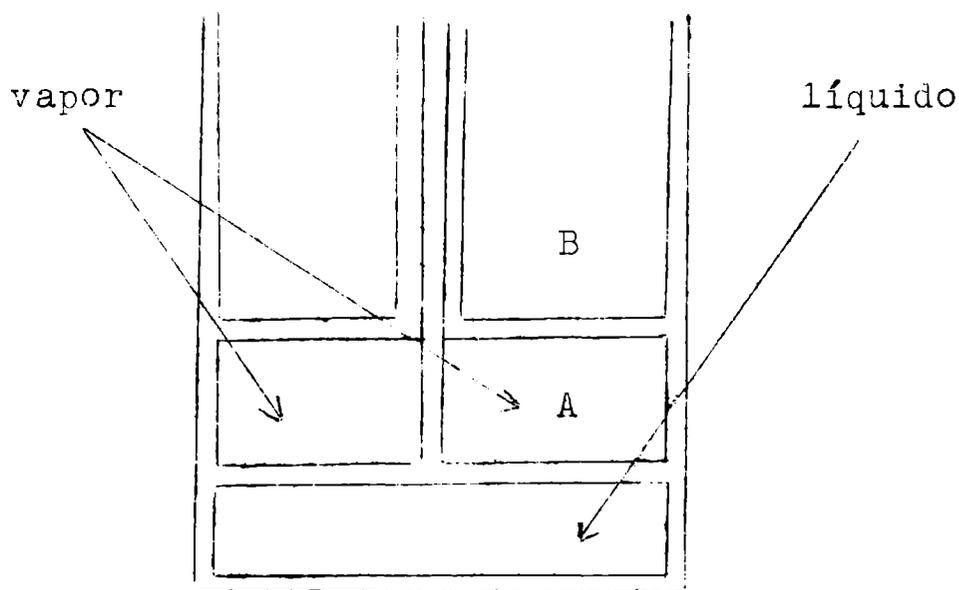


Fig. 4

El sistema puede ser variado solamente por un movimiento de A y un movimiento de B ; luego, el cambio elemental en la energía libre de Helmholtz, F , del sistema será :

$$p dV + P dV \quad \text{y, consecuentemente}$$

$d(F - PV) = p dV - V dp$, donde \underline{p} y \underline{P} son, respectivamente, la presión sobre el gas (pistón B) y sobre el líquido (pistón A), y \underline{v} y \underline{V} son respectivamente el volumen de gas y de líquido.

Desde que $F - PV$ es una función de estado , solamente $d(F - PV)$ es una diferencial total . Luego

$$\left(\frac{\partial p}{\partial P} \right)_v = - \left(\frac{\partial V}{\partial v} \right)_p$$

Dado que el cambio en el volumen de líquido

$$\left(\frac{dp}{dP} \right) = \frac{\rho_1}{\rho_2} \quad \text{ec. (17)}$$

donde, ρ_1 , es la densidad del vapor
 ρ_2 , es la densidad del líquido.

La ec. (17) es una relación termodinámica válida solamente fuera de capilares. Si la presión sobre el líquido es ejercida en virtud de la curvatura de su menisco,

$$dP/dR = - 2 \gamma / R^2 ; \quad \text{por tanto}$$

$$dp/dR = (dp/dP) (dP/dR) = - (\rho_1 / \rho_2) (2 \gamma / R^2)$$

Luego de integrar suponiendo,

$$\rho_1 / \rho_2 = \text{constante} , \quad \text{nos queda}$$

$$p - p_m \cong \frac{\rho_1}{\rho_2} \gamma (1 / R_1 + 1 / R_2)$$

donde,

p , es la presión de vapor sobre una superficie plana;

p_m , es la presión de vapor sobre un menisco ;

R_1 y R_2 , son los radios medios de curvatura; éstos

deben ser tomados como positivos si están dentro de la fase vapor y como negativos si están dentro de la fase líquido.

Si $R_1 = R_2 = R$, entonces,

$$p - p_m = 2 \gamma \rho_2 R$$

en donde podemos suponer que

$$\rho_1 = M_p / RT$$

si el vapor se comporta como un gas ideal y la diferencia $p - p_m$ es pequeña. Luego :

$$\frac{R T}{M} \frac{p - p_m}{p} = \frac{2 \gamma}{\rho_2 R}$$

Reemplazando por los respectivos valores a una temperatura de 20 °C para la cual $\gamma = 73,1 \text{ g. seg}^{-2}$ y para un valor de $R = 10^{-5} \text{ cm}$, tenemos

$$\frac{p - p_m}{p} = 1\%$$

Vemos que la disminución relativa de la presión de vapor por efectos capilares es muy pequeña, pero, como mostraremos más adelante, puede llegar a ser importante cuando esa presión de vapor se utiliza para establecer una fuerza impulsora en el proceso de transferencia de masa.

4.2 DETERMINACION EXPERIMENTAL

Se construyó un aparato para determinar la presión de vapor del agua sobre la superficie de los cilindros porosos utilizados en esta investigación.(24-b)

La fig. 5 es una vista general del dispositivo : dos pequeños balones contienen, respectivamente, agua libre y cilindros embebidos en agua (previamente eliminadas las gotas superficiales con un paño) Ambos recipientes se conectan con un manómetro diferencial de líquido (en este caso y por exigencias de trabajo, aceite de siliconas de densidad = 1.062 g/cm^3).

A través de un "by-pass" común a ambos, pueden conectarse con una bomba de vacío o con un manómetro Mc.Leod. Cada uno de los balones puede aislarse del resto del sistema por medio de una llave de paso ubicada antes del "by-pass".

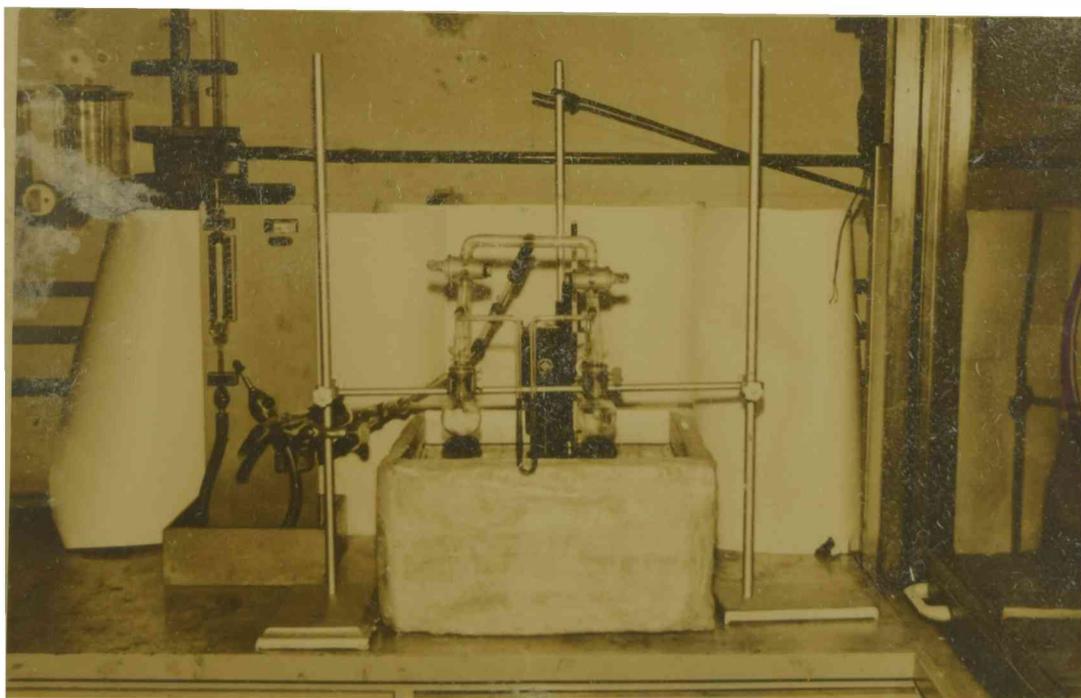


Fig. 5

Procedimiento : con ambas llaves de paso abiertas se procedía a hacer el vacío en ambos balones utilizando una bomba adecuada ; una vez alcanzado el valor deseado, se los sumergían en un baño de acetona-hielo seco donde se congelaba el contenido. Aún bajo condiciones de vacío, se dejaba luego que se descongelasen para eliminar el aire que pudiera haber quedado atrapado. Hecho esto ambos balones se volvían a introducir en el baño congelante . Una vez más se extraía el aire de ellos y se cerraban las llaves individuales que aíslan cada balón.

Todo el conjunto se colocaba luego en un baño termostático a la temperatura deseada. Una vez que el sistema estuviera estacionario, se procedía a determinar la diferencia de nivel en las ramas del manómetro, utilizando un catetómetro.

Después de cada experiencia, los cilindros se retiraban del balón y se determinaba su humedad para verificar que durante la determinación, prevalecía el período de velocidad de secado constante.

Resultados experimentales

Material ensayado : cilindros cerámicos utilizados en las posteriores determinaciones de coeficientes de transferencia.

TABLA 3

<u>P.V. superfic.</u> (mmHg)	<u>Temp.</u> °C	<u>P.V. agua libre</u> (mmHg)	<u>-Δ P.V.</u> (mmHg)
11,85	14	11,96	0,11
16,23	19	16,43	0,20
22,13	24	22,40	0,27
29,69	29	30,00	0,31
39,53	34	40,00	0,47

La disminución δ relativa de la presión de vapor observada es del orden de $\frac{1}{10}$.

Como para el caso del agua libre los resultados pueden correlacionarse de la forma

$$\log P.V. = a \cdot 1 / T - b \quad \text{Fig. 6}$$

Ensayo de otro material.

Se utilizó después un material cerámico diferente, caracterizado por una alta porosidad (64%), y que también presentaba una largo período de velocidad de secado constante. Utilizando la técnica descripta se procedió a determinar la presión de vapor del agua superficial. Los resultados obtenidos fueron los siguientes :

TABLA 3'

<u>P.V. agua superf.</u> (mmHg)	<u>Temp.</u> °C	<u>P.V. agua libre</u> (mmHg)	<u>- Δ P.V.</u> (mmHg)
11,31	14,0	11,97	0,66
16,02	20,0	17,53	1,51
21,63	24,5	23,06	1,43
29,41	29,6	31,11	1,70
49,11	35,0	42,18	3,07
56,80	41,3	61,45	4,65

La disminución δ de la presión de vapor del agua es superior para el caso de este material que para los cilindros experimentales.

Los resultados pueden expresarse de la forma usual

agua libre

$$\log P.V. = 2.283,4 \cdot 1/T - 9,05 \quad \text{Fig. 7}$$

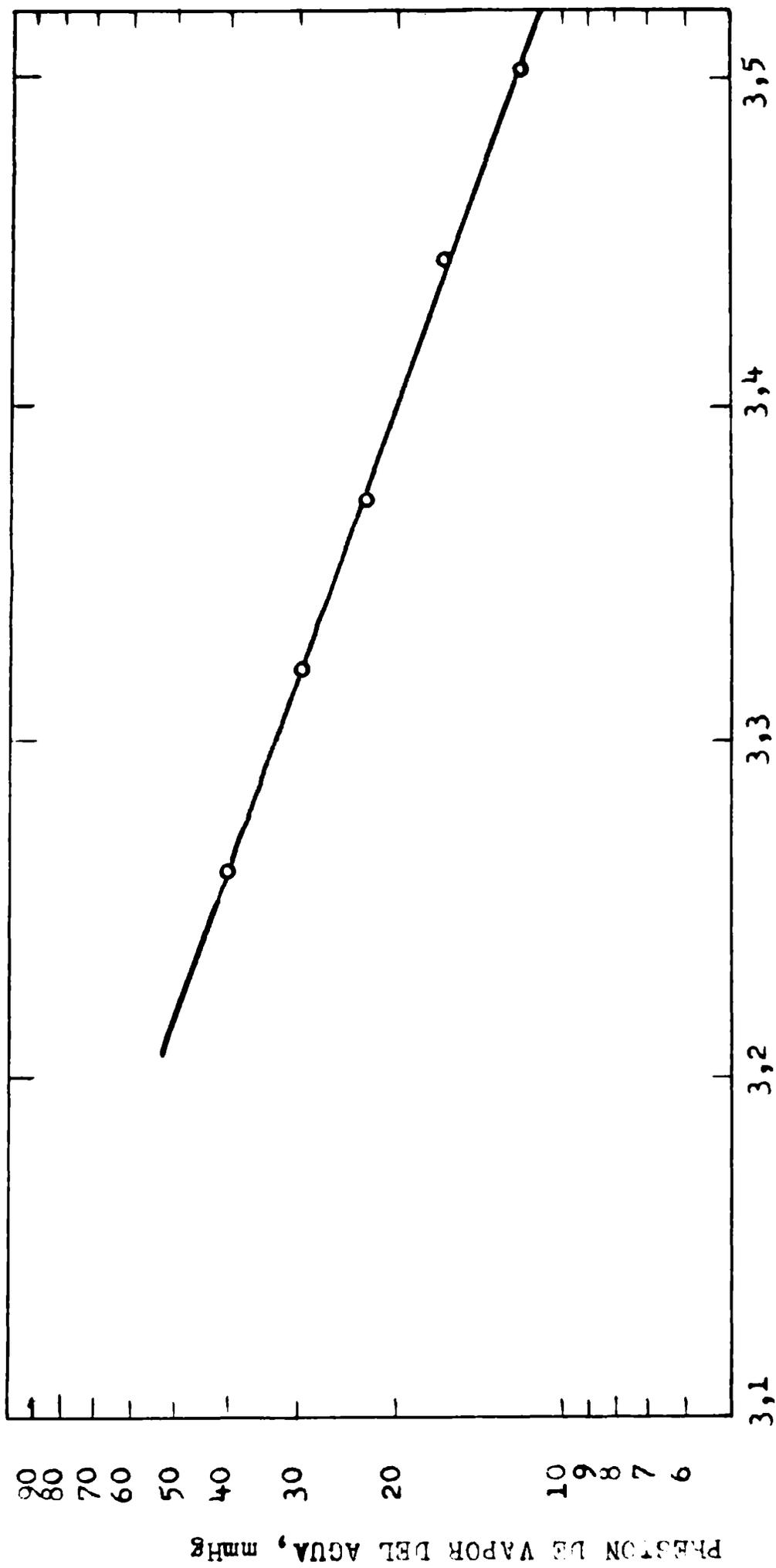


FIG. 6. PRESTON DE VAPOR DEL AGUA vs. TEMPERATURA. CILINDROS POROSOS EXPERIMENTALES

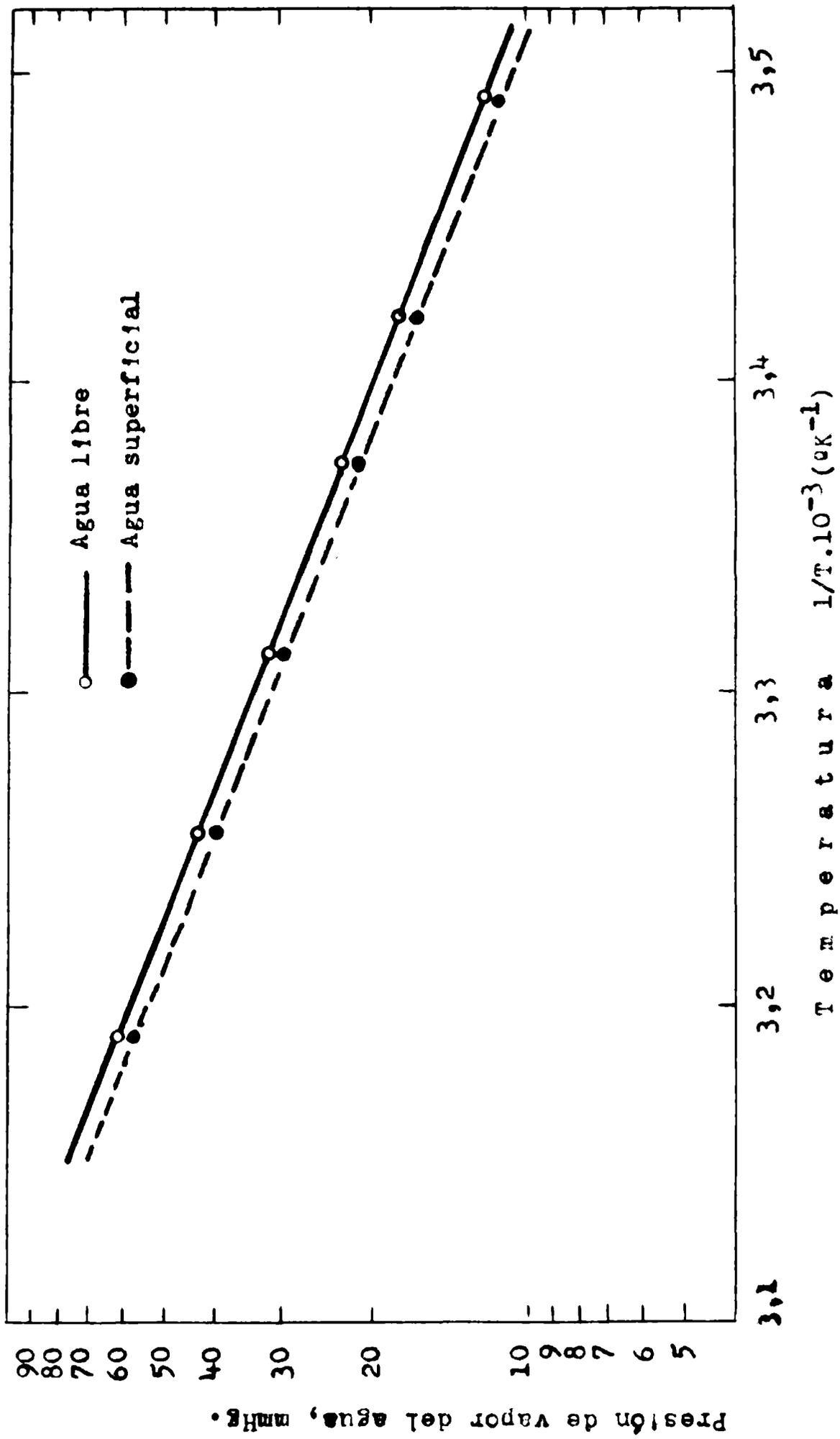


FIG. 7. PRESION DE VAPOR DEL AGUA VS. TEMPERATURA. CILINDROS DE ALTA POROSIDAD.

para el agua superficial :

$$\log. P.V. = 2.234,1 \cdot 1/T - 9,86 \quad \text{Fig. 7}$$

La disminución relativa de la presión de vapor, para estos materiales cerámicos, es bastante inferior a la hallada por Petrovic y Thodos (24-b) para partículas de alúmina.

4.3 CONCLUSIONES

- a) Se determinó la presión de vapor del agua sobre la superficie de los cilindros experimentales, durante el período de velocidad de secado constante. Se encontró que existía una reducción relativa de la presión de vapor, respecto de la del agua libre, del orden del 1%. De acuerdo con la teoría expuesta, esta reducción se atribuye a efectos capilares asociados a la estructura porosa de los cilindros.
- b) Se examinó del mismo modo otro material cerámico de alta porosidad; para este material se encontró una reducción relativa de la presión de vapor del 6%.
- c) Puede concluirse que no puede despreciarse "a priori" la influencia del material soporte en las condiciones de equilibrio en el período de velocidad constante. Más adelante se expondrá en forma cuantitativa los errores que pueden cometerse en la determinación de los coeficientes de transferencia de masa, si los efectos capilares aquí mencionados están presentes y no son considerados.

5. SECADO DE UNA CAPA SIMPLE DE CILINDROS : LOS APORTES DE CALOR POR RADIACION Y CONDUCCION

5.1 TEMPERATURA SUPERFICIAL DE LOS CILINDROS

Para determinar los coeficientes peliculares de transferencia, es necesario conocer la temperatura de la superficie de evaporación.

Como el proceso que tiene lugar en la superficie de los cilindros es semejante al de la evaporación de agua desde la tela de un termómetro de bulbo húmedo, la temperatura de interfase puede considerarse igual a la de bulbo húmedo del aire. Esta suposición es indudablemente legítima a altas velocidades de aire, pero existe una considerable duda en cuanto a su validez a bajas velocidades .

La temperatura en un punto de la superficie de evaporación está determinada por la cantidad de calor que llega a ella, por medio de los diversos mecanismos de transporte. Cuando el calor que alcanza la superficie es transferido sólo por convección desde la corriente de aire, la mencionada temperatura será igual a la de bulbo húmedo, pero si hay aportes de calor por conducción desde la base metálica del lecho, o por radiación desde las superficies internas del equipo, la temperatura superficial alcanzará un valor mayor. Luego tenemos que

cuando $Q_T = Q_{conv.}$ será

$$t_s = t.b.h.$$

pero si

$Q_T = Q_{conv.} + Q_{Rad.} + Q_{Cond.}$ será

$$t_s > t.b.h.$$

No siempre es posible eliminar los aportes de calor por radiación y conducción, pero se los puede volver despreciables respecto del calor transferido por convección, cuando la velocidad de pasaje del aire es suficientemente alta, y en

consecuencia, la temperatura superficial tiende a ser la de bulbo húmedo.

Esta relación fue investigada utilizando la siguiente técnica : una fina termocupla de cromel-alumel (0,20 mm) aislada con teflón, se introducía a través de un orificio practicado en un punto de la superficie de uno de los cilindros, hasta alcanzar un punto justo por debajo de la superficie opuesta. Una vez en su lugar, la termocupla se fijaba en su sitio utilizando unas gotas de resina epoxi. Las medidas se realizaban por medio de un potenciómetro de precisión.

El cilindro se instalaba en la cámara de secado y se lo sometía a la acción de la corriente de aire, registrándose la temperatura alcanzada por la superficie, para diversas velocidades de aquélla.

En la figura 8 pueden verse los resultados obtenidos: se utilizó un cilindro apoyado sobre una de ~~sus~~ bases sellada con resina epoxi en un caso, y sin ella en otro. Para el caso de la base de apoyo sellada con la resina, se registraron temperaturas superficiales ligeramente menores, lo cual se debe a la acción aislante de dicha resina, que disminuye el aporte de calor por conducción desde la base del lecho.

Posteriormente se repitieron las experiencias utilizando varios cilindros apoyados sobre sus bases. La velocidad del aire basada en la sección transversal del lecho se mantuvo constante, pero se varió en cada corrida el número de cilindros del lecho. De este modo, el área abierta al frente del fluido era diferente en cada experiencia, y de acuerdo con la ecuación de continuidad

$$S_t \cdot v_o = S_a \cdot v_p \quad \text{ec. (20)}$$

también lo era la velocidad intersticial, v_p , ya que

$$v_p = S_t \cdot v_o / S_a \quad \text{ec. (21)}$$

donde v_p es la velocidad intersticial

S_t , es la sección transversal del lecho

S_a , es la sección del lecho abierta a la corriente de fluido.

Los resultados experimentales pueden verse en las figuras 8 y 9; ambas nos muestran como la temperatura superficial tiende al valor de bulbo húmedo a medida que aumenta la velocidad del aire.

Es importante decir que todas las medidas de temperaturas de superficie , se realizaron en un mismo punto del cilindro, a fin de que pudieran ser comparadas entre sí. Esto es necesario, ya que, cuando se transfiere calor desde una corriente gaseosa a una superficie sólida, el proceso de transporte está esencialmente concentrado en una capa límite, y la temperatura de la interfase será una función del desarrollo de dicha película alrededor de la superficie cilíndrica.

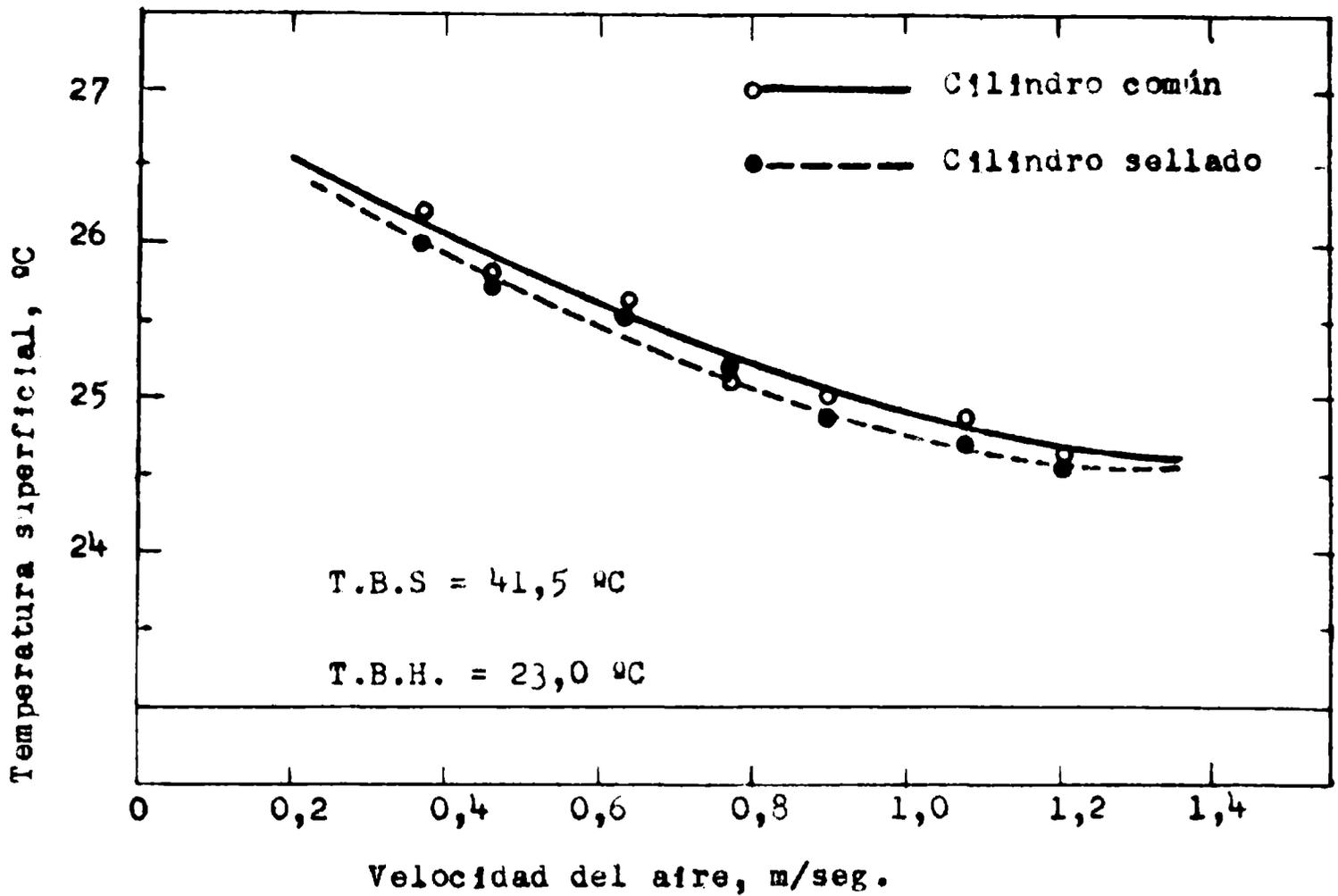


Fig. 8. TEMPERATURA SUPERFICIAL DE LOS CILINDROS Vs. VELOCIDAD DEL AIRE.

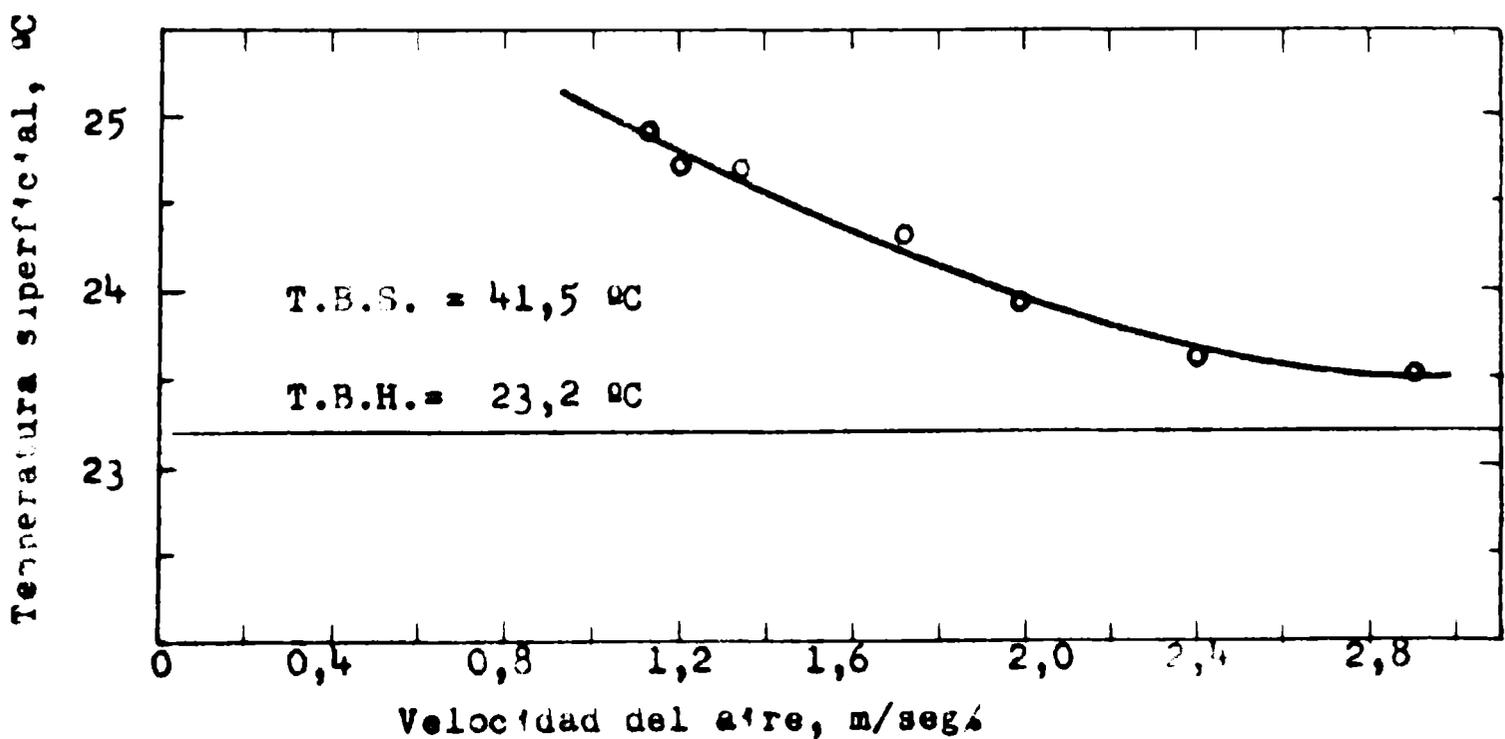


Fig. 9. TEMPERATURA SUPERFICIAL DE LOS CILINDROS Vs. VELOCIDAD DEL AIRE.

5.2. DETERMINACION DE LOS APORTES DE CALOR POR CONDUCCION Y RADIACION.

La hipótesis de que la temperatura superficial es igual a la de bulbo húmedo del aire, es válida solamente cuando el calor se transfiere por convección desde la corriente fluida. Esto se debe a la existencia de dos mecanismos adicionales de transferencia de calor : la radiación y la conducción. Ambos mecanismos se hallan siempre presentes (en mayor o menor grado) en todas las experiencias, pero su influencia sobre la transferencia total de calor (y en consecuencia de masa) llega a hacerse despreciable al trabajar a elevadas velocidades de aire, ya que en estas condiciones el calor transportado por conducción y por radiación es sólo una fracción muy pequeña del transportado por convección.

Sin embargo, esta última situación no es común en los secadores por circulación transversal de aire, ya que éstos operan a moderadas velocidades de aire.

Basándonos en estas consideraciones, podemos afirmar que los resultados experimentales de velocidades de transferencia obtenidos a bajos números de Reynolds, estarán distorsionados por los factores mencionados ; al correlacionar los resultados, para expresar la velocidad de transporte de calor (y/o masa) en condiciones de convección forzada,

$$Nu = f (Pr^n, Re^m) \quad \text{ec. (22)}$$

$$Sh = j (Sc^n, Re^m) \quad \text{ec. (23)}$$

el exponente m que se obtenga experimentalmente, será menor que el correspondiente a condiciones de convección.

Con el fin de determinar la magnitud de los aportes de calor (y en consecuencia de masa) producidos por los mecanismos adicionales de radiación y conducción, se procedió de acuerdo con el siguiente método :

- a) se graficó masa total transferida (N_A) contra caudal de aire (G); puede verse en la figura 10.
- b) la correlación de los valores experimentales nos dá la

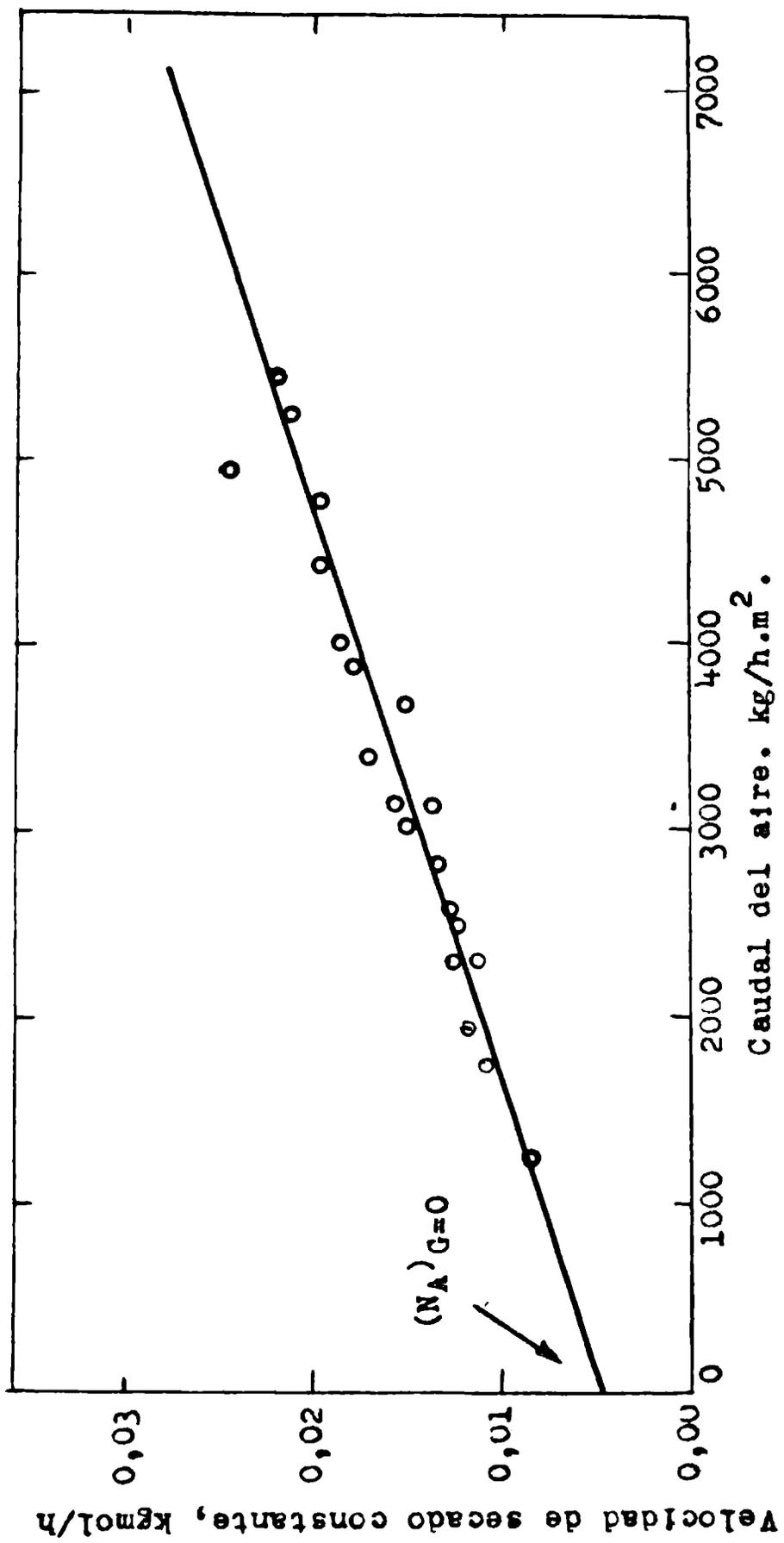


Fig. 10. VELOCIDAD DE SECADO VS. CAUDAL DE AIRE. (DETERMINACION INDIRECTA DEL APOORTE DE CALOR POR RADIACION Y CONDUCCION.)

ecuación

$$N_A = 0,002403 + 0,000003875 (G) \quad \text{ec. (24)}$$

donde N_A , se expresa en kgmol/h

G , en kg/h.m²

c) en condiciones de aire estático, $G = 0$, podemos obtener, de acuerdo con la ec. (24)

$$(N_A)_{G=0} = 0,002403 \quad \text{kgmol/h}$$

d) es evidente que este valor de $(N_A)_{G=0}$, representa la transferencia de masa, originada por los correspondientes aportes de calor debidos a la radiación, conducción y convección natural, ya que la convección forzada se anula al ser $G = 0$.

De acuerdo con este procedimiento, estamos en condiciones de calcular los aportes por radiación y por conducción, si del valor de la ordenada al origen (N_A para $G = 0$) podemos separar el correspondiente a la convección natural; trataremos esto más adelante.

Comprobación experimental

Para comprobar la validez del método propuesto, se realizó la siguiente experiencia: el secador se ponía en estado de régimen a la temperatura deseada; alcanzado éste, se interrumpía el flujo de aire y se introducía la capa de cilindros registrándose la pérdida de peso que experimentaba al cabo de cierto lapso de tiempo. De este modo, la pérdida de peso era atribuida^a los mecanismos de transmisión del calor, radiación, conducción y convección natural.

El valor así obtenido, en iguales condiciones de trabajo que las existentes durante las corridas, fué el siguiente:

$$(N_A)_{G=0} \text{ exp.} = 0,002370 \quad \text{kgmol/h}$$

comparando con el valor teórico tenemos

$$(N_A)_{G=0} \text{ teor.} = 0,002404 \text{ kgmol/h}$$

Vemos que el error es de solamente un 1,4 %

La cantidad de calor asociada con este flujo másico en "el origen" (es decir $G = 0$) es

$$(Q)_{G=0} = 24,87 \text{ kcal/h}$$

La magnitud de estos valores para $G=0$, dependerá de la temperatura de la experiencia. Ya que, durante las corridas experimentales de determinación de coeficientes de transferencia, dicha temperatura varió entre 41 y 44 °C, se procedió a determinar la magnitud de los aportes de masa (y calor) en condiciones de aire estático, para diferentes temperaturas. Los resultados son los siguientes :

Temperatura del aire : 40,5 °C

$$(N_A)_{G=0} = 0,00237 \text{ kgmol/h}$$

Temperatura del aire : 43,0 °C

$$(N_A)_{G=0} = 0,002708 \text{ kgmol/h}$$

Temperatura del aire: 50,0 °C

$$(N_A)_{G=0} = 0,003624 \text{ kgmol/h}$$

Temperatura del aire : 60,0 °C

$$(N_A)_{G=0} = 0,005333 \text{ kgmol/h}$$

Temperatura del aire : 69,1 °C

$$(N_A)_{G=0} = 0,006416 \text{ kgmol/h}$$

De este modo, graficando $(N_A)_{G=0}$, versus temperatura del aire, estamos en condiciones de interpolar, para cal-

cular el valor de $(N_A)_{G=0}$, a cualquier temperatura dentro de esos límites de temperatura (40 - 69 °C).

Determinación de los aportes por Convección natural

A partir de consideraciones basadas en el análisis dimensional, o de la integración de las ecuaciones diferenciales que representan el proceso, puede demostrarse que

$$Nu = f (Pr , Gr)^n \quad \text{ec. (25)}$$

donde

$$Nu = \frac{Q D_p}{\Delta T k} = \frac{h D_p}{k}$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$$

$$Gr = \frac{\beta_g \Delta T D_p^3 \rho^2}{\mu^2} ,$$

reemplazando en la ec. (25) obtenemos

$$\begin{aligned} \frac{Q D_p}{k \Delta T} &= C \left[\frac{c_p \mu}{k} \cdot \frac{\beta_g \Delta T D_p^3 \rho^2}{\mu^2} \right]^{0,25} = \\ &= \frac{Q}{T} = \frac{k}{D_p} \left[\frac{c_p \beta_g D_p^3 \rho^2}{k \mu} \right]^{0,25} \Delta T^{0,25} \end{aligned}$$

teniendo en cuenta que para un rango no muy amplio de temperaturas, el grupo

$$\frac{k}{D_p} \left[\frac{c_p \beta_g D_p^3 \rho^2}{k \mu} \right]^{0,25}$$

permanece razonablemente constante, podemos escribir que

$$Q = C' (\Delta T)^{1,25} \quad \text{ec. (26)}$$

en la cual

$$C' = \frac{k}{D_p} \left[\frac{C_p \beta_g D_p^3 \rho^2}{k \mu} \right]^{0,25}$$

La ecuación (26) predice que, para condiciones de convección natural, la velocidad de transferencia de calor será proporcional a la potencia 1,25 de la fuerza impulsora en términos de temperatura.

Determinación experimental de los aportes por convección natural.

Se determinó la velocidad de evaporación de agua desde la superficie de cuerpos cilíndricos en aire estático y en ausencia de fenómenos de transporte por radiación desde superficies adyacentes y / o conducción desde la base de apoyo de los cilindros.

Las experiencias se realizaron dentro del gabinete de una balanza analítica, especialmente acondicionada ; la velocidad de evaporación se determinaba por la pérdida de peso experimentada por el material con el transcurso del tiempo.

Las paredes internas del gabinete de la balanza fueron forradas con placas "blancas" para disminuir al mínimo la transferencia de calor por radiación ; los cilindros se apoyaban sobre una gruesa placa de material aislante (espuma de poliuretano) para impedir el transporte de calor por conducción desde el platillo de la balanza. El gabinete estaba herméticamente cerrado para evitar corrientes de aire.

La fuerza impulsora en cada experiencia se determinaba por termometría de bulbo seco y bulbo húmedo. Se midió la velocidad de evaporación del agua para diversas condiciones de fuerza impulsora . Los resultados experimentales se dan en la Tabla 4.

La representación grafica de los resultados puede verse en la figura 11. La ecuación que interpreta este comportamiento es la siguiente

$$Q = 1,373 (\Delta T)^{1,27} \quad \text{ec. (27)}$$

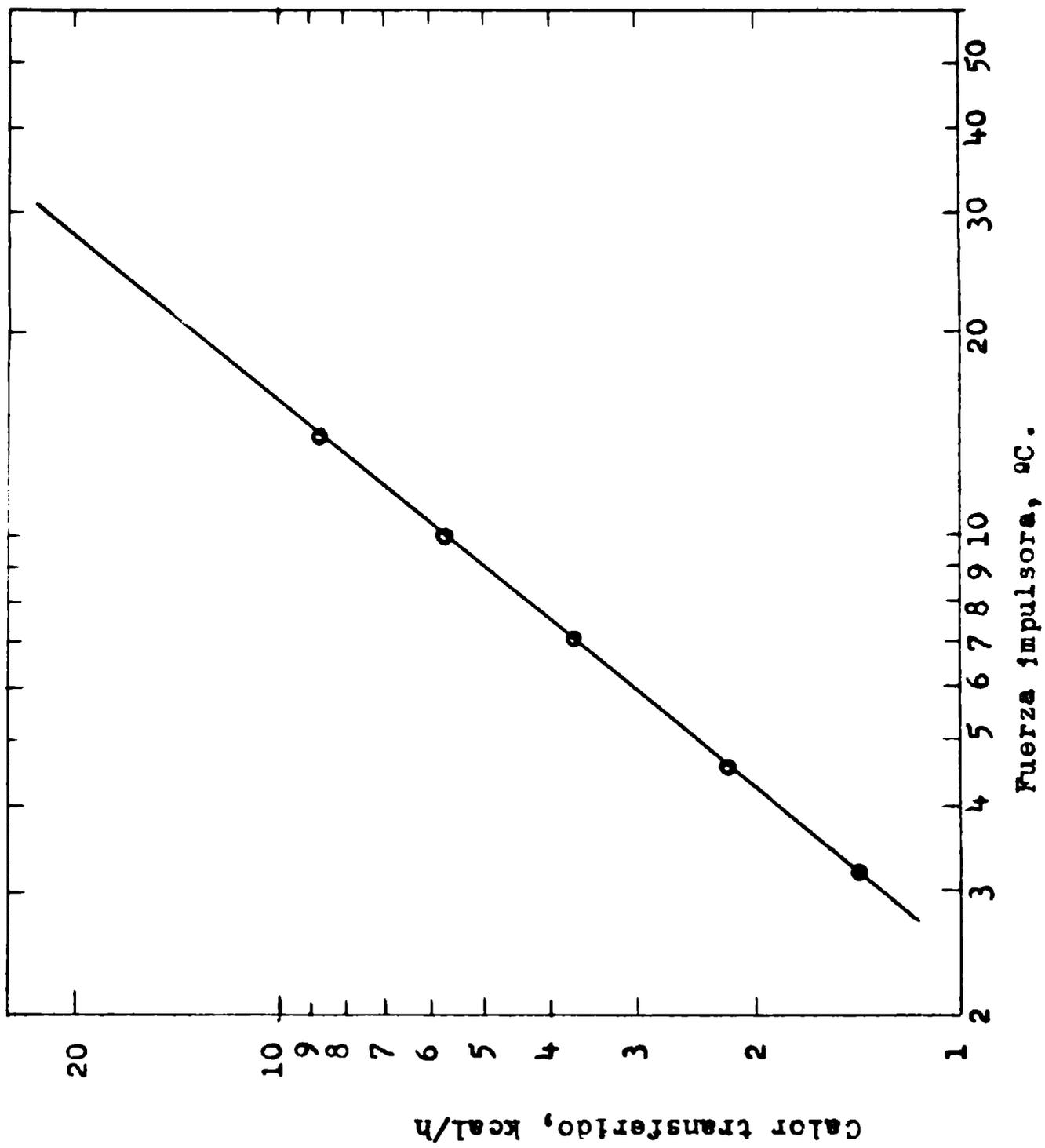


FIG. 11. TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION NATURAL

la ecuación (27) está de acuerdo con la deducida teóricamente

$$Q = C' (\Delta T)^{1,25}$$

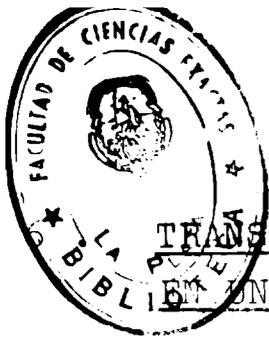
Estamos ahora en condiciones de volver a calcular la expresión

$$kg = f (G)^n \quad o$$

$$h = f' (G)^n$$

para condiciones de convección solamente, pues ya contamos con los medios para conocer cuál fue el aporte de calor debido a la radiación y a la conducción, que tuvo lugar en cada una de las corridas experimentales.

En la Tabla 5 se presenta el % del calor total transferido, debido a la radiación y la conducción, para diversos caudales de aire. Como podrá observarse, ese porcentaje disminuye a medida que aumenta el caudal de aire, es decir cuando se incrementa la convección forzada.



Parte TRANSFERENCIA SIMULTANEA DE CALOR Y MATERIA
EN UNA CAPA SIMPLE DE CILINDROS.

6.1 EFFECTO DE LA REDUCCION DE LA PRESION DE VAPOF DEL AGUA
EN LA DETERMINACION EXPERIMENTAL DE LOS COEFICIENTES
DE TRANSFERENCIA DE MATERIA.

En esta sección veremos en forma cuantitativa los errores que pueden cometerse en la determinación de los coeficientes de transferencia de masa, cuando los efectos capilares asociados a la estructura porosa de las partículas soportes, se manifiestan en una reducción de la presión de vapor del componente que se transfiere (agua) y dicha reducción no es considerada en el cálculo del coeficiente.

Tal como se vió en la sección 4, el nivel de error estará determinado por el radio capilar de las partículas porosas, ya que éste es el responsable de la disminución de la presión de vapor. En la presente investigación, la disminución relativa de la presión de vapor del agua es del 1%, respecto al valor para el agua libre ; este error es aparentemente pequeño, pero, dado que la presión de vapor en la superficie, p_s , integra la ecuación de velocidad (ec.(2)) como parte de una diferencia de presiones (fuerza impulsora), el error resultante al calcular el coeficiente de transferencia de materia es aumentado respecto al valor primitivo.

Consideremos algunos ejemplos numéricos :

de acuerdo con los resultados experimentales de la corrida N° 55 tenemos

$$N_A = 0,01851 \text{ kgmol/h}$$

$$A = 0,2270 \text{ m}^2$$

$$(p_a)_e = 0,0134 \text{ atmósferas}$$

$$(p_a)_s = 0,0156 \text{ atmósferas}$$

$$t.b.h. = 21,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$p_s \text{ del agua libre} = 0,0213 \text{ atmósferas}$$

en estas condiciones el coeficiente calculado es

$$k_g = 7,55 \text{ kgmol/h/m}^2.\text{atm.}$$

y el correspondiente factor j_d es

$$j_d = 0,03556$$

Supongamos ahora que la reducción de la presión de vapor sea de 0,5 mmHg = 0,000657 atmósferas. Volviendo a calcular la fuerza impulsora

$$p_s - \Delta P.V. = 0,0253 - 0,000657 = 0,02464 \text{ atm.}$$

el kg será ahora

$$kg = 8,08 \text{ kgmol/h/m}^2 \cdot \text{atm.}$$

y el factor j_d

$$j_d = 0,03810$$

Podemos ver que el error relativo en el coeficiente de transferencia de masa (o factor j_d) es aproximadamente el triple que el correspondiente a la determinación individual de p_s .

Por eso es necesario verificar experimentalmente el valor de la presión de vapor del agua en la superficie de transferencia, antes de proceder a estimar los factores de transporte de masa.

Las partículas porosas utilizadas como soporte por diferentes autores, en sus investigaciones sobre transferencia simultánea de calor y masa, abarcan una amplia gama de características (2,3,4,5), aunque en general están constituidas por piezas cerámicas, alúmina y diversa clase de catalizadores, con porosidades comprendidas entre 37 y 58 %. Cabe preguntarse si en todas esas experiencias se daban las condiciones para que pudiera utilizarse la presión de vapor del agua pura, con el fin de establecer la fuerza impulsora del componente que se transfiere.

6.2. DETERMINACIONES EXPERIMENTALES DE LOS COEFICIENTES PELICULARES DE TRANSFERENCIA Y FACTORES J_d Y J_h .

Utilizando el procedimiento experimental descrito en la sección 3.2, se determinaron las características de transferencia para una capa simple de cilindros. Los resultados se correlacionaron de la siguiente forma :

Transferencia de materia

$$k_g = \alpha_2 G^n$$

$$J_d = \alpha_1 Re_o^{-m}$$

Transferencia de calor

$$h = \alpha_3 G^n$$

$$J_h = \alpha_4 Re_o^{-m}$$

siendo el rango de caudales de aire investigado

$$1.200 < G < 5.400$$

donde

G, es el caudal de aire basado en la sección transversal del lecho, expresado en $kg/h.m^2$

El correspondiente rango de números de Reynolds viene a ser

$$300 < Re_o < 1.400$$

Resultados obtenidos

a) incluidos los aportes de calor por radiación y conducción

Los resultados experimentales pueden verse en la fig. 12 ; su correlación analítica nos permite obtener las ecuaciones

$$kg = 0,0935 \cdot G^{0,53} \quad \text{ec. (28)}$$

$$h = 0,697 \cdot G^{0,53} \quad \text{ec. (29)}$$

Expresando los resultados como factores \underline{j} (fig. 16) tenemos

$$j_d = 1,065 \cdot Re_o^{-0,47} \quad \text{ec. (30)}$$

$$j_h = 1,055 \cdot Re_o^{-0,47} \quad \text{ec. (31)}$$

b) Descontando los aportes de calor por radiación y conducción

Corrigiendo los resultados experimentales por el método descrito en la sección 5.2 , las ecuaciones (28) y (29) toman la siguiente forma (fig. 13)

$$kg = 0,0582 \cdot G^{0,59} \quad \text{ec. (32)}$$

$$h = 0,3484 \cdot G^{0,59} \quad \text{ec. (33)}$$

y las ecs. (30) y (31) pasan a ser (fig. 16)

$$j_d = 0,678 \cdot Re_o^{-0,41} \quad \text{ec. (34)}$$

$$j_h = 0,663 \cdot Re_o^{-0,41} \quad \text{ec. (35)}$$

En estas condiciones la analogía de Chilton-Colburn, toma la siguiente forma

$$j_d / j_h = \underline{1,02} \quad \text{ec. (36)}$$

En cambio, si no se hubiese considerado el efecto de la reducción de la presión de vapor del agua por efectos capilares. la ec. (34) tomaría la forma

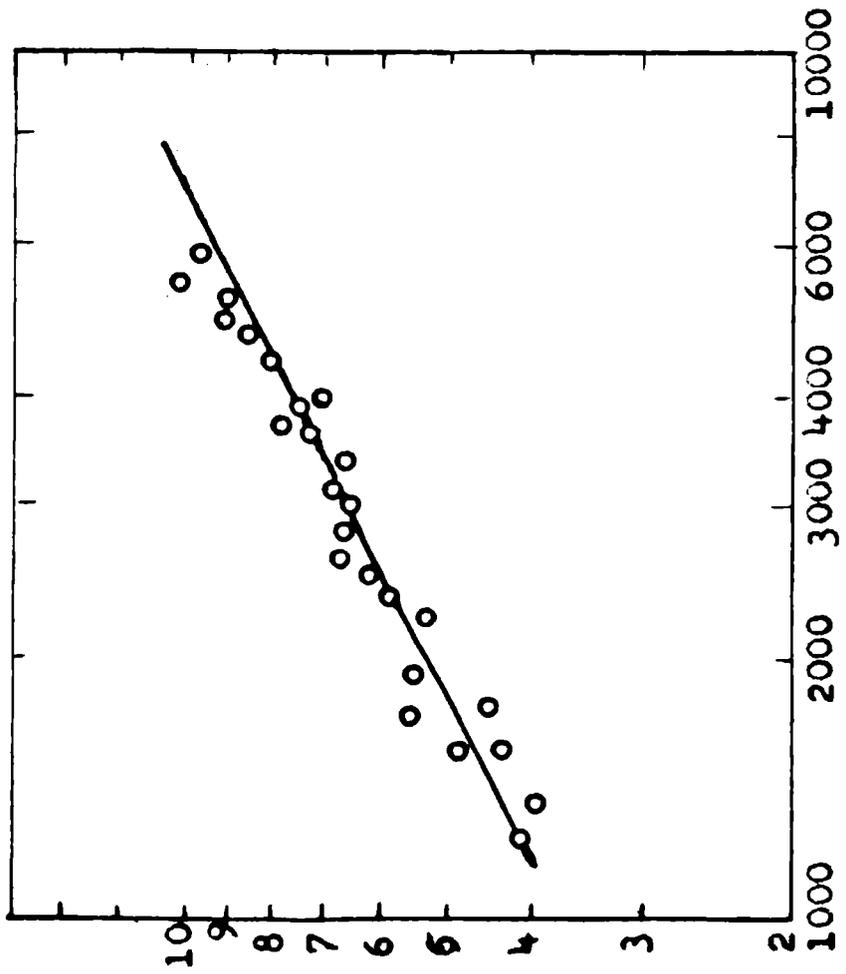
$$j_d = 0,6085 \cdot Re_o^{-0,41} \quad \text{ec. (37) ,}$$

y los resultados experimentales se apartarían más del comportamiento predicho por Chilton y Colburn, ya que

$$j_d / j_h = \underline{0,92} \quad \text{ec. (38)}$$

El efecto de la reducción de la presión de vapor del agua sobre el factor j_d , puede observarse en las figuras 14 y 15.

Coefficiente de transferencia de masa, $\text{kgmol/h}\cdot\text{m}^2\cdot\text{atm}$.



Coefficiente de transferencia de calor, $\text{kcal/h}\cdot\text{m}^2\cdot\text{oc}$.

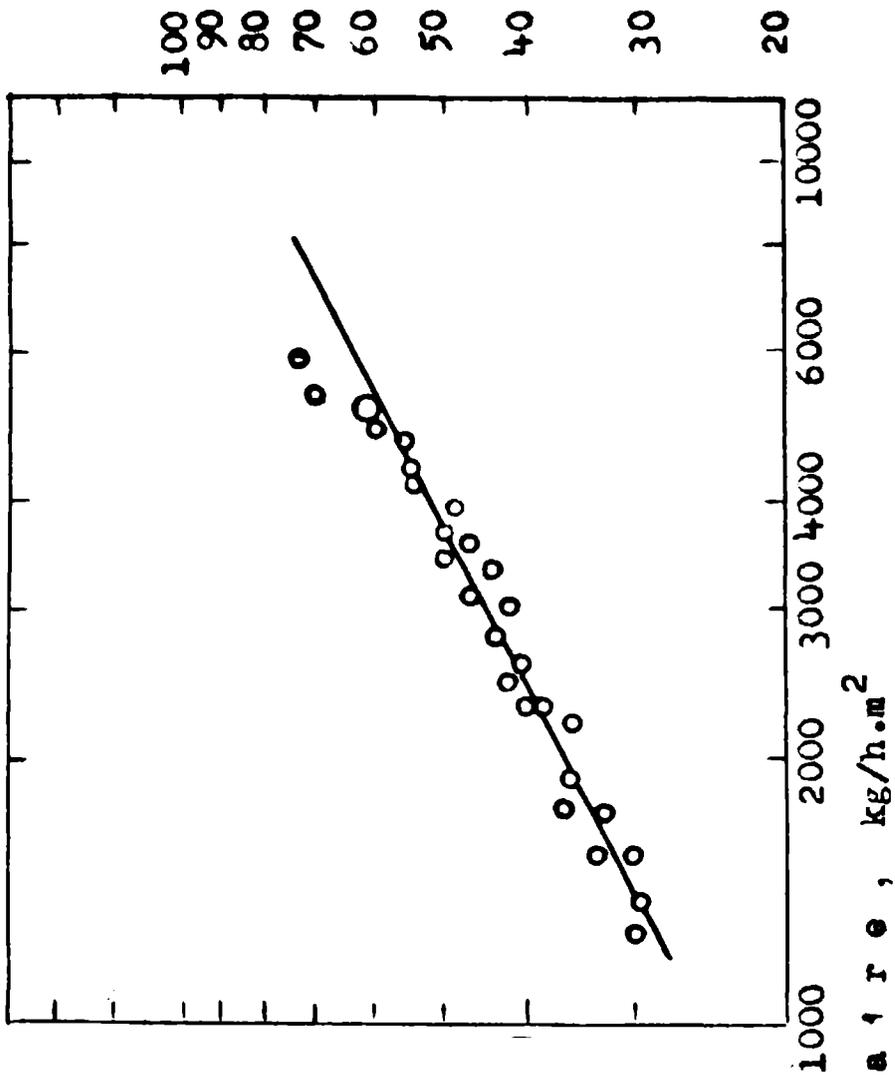


Fig. 12. TRANSFERENCIA DE MASA Y DE CALOR EN CAPA SIMPLE DE CILINDROS (INCLUIDOS LOS EFECTOS DE RADIACION Y CONDUCCION.)

Coefficiente de transferencia de masa, $\text{kgmol/h}\cdot\text{m}^2\cdot\text{atm}$.

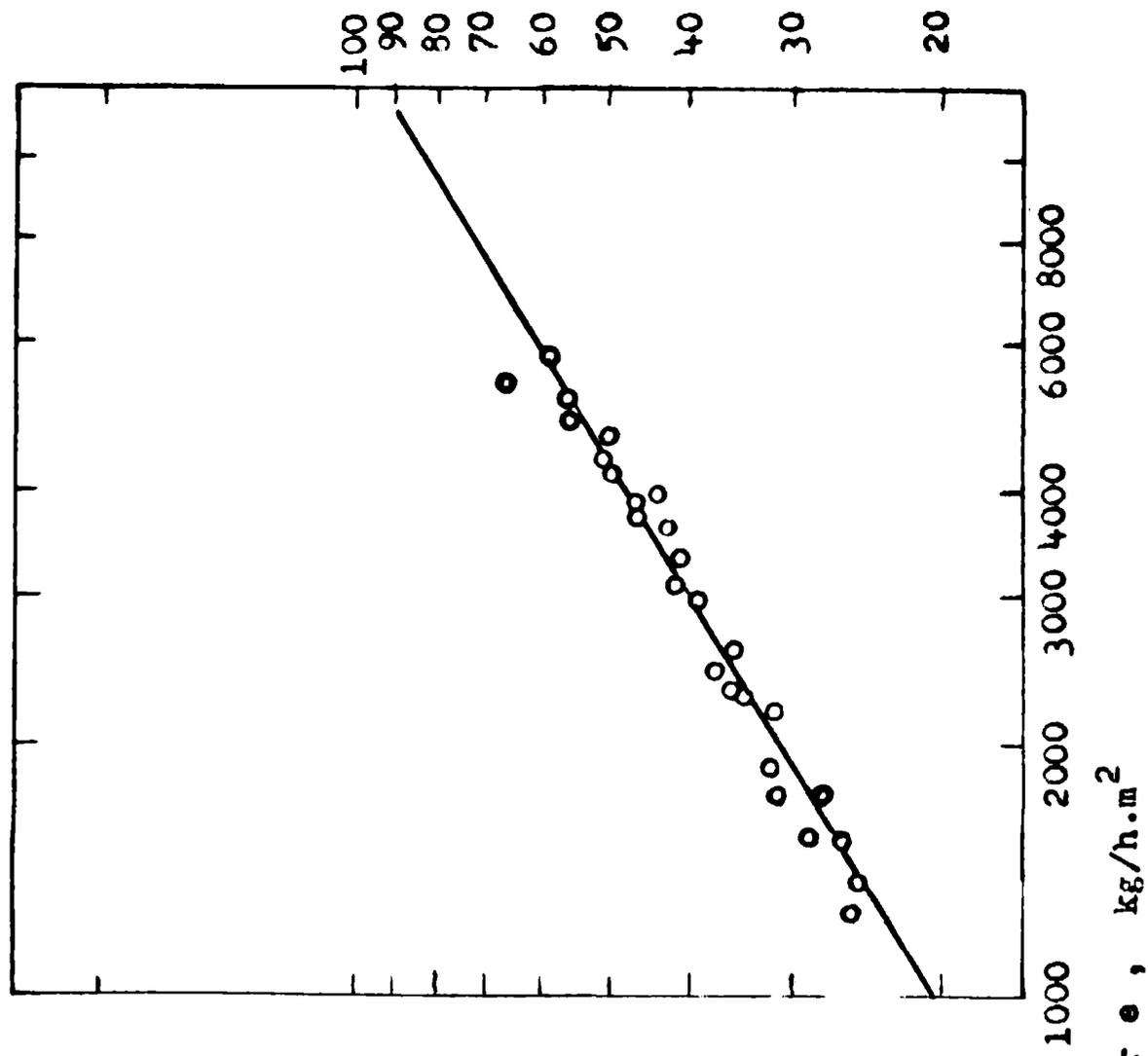
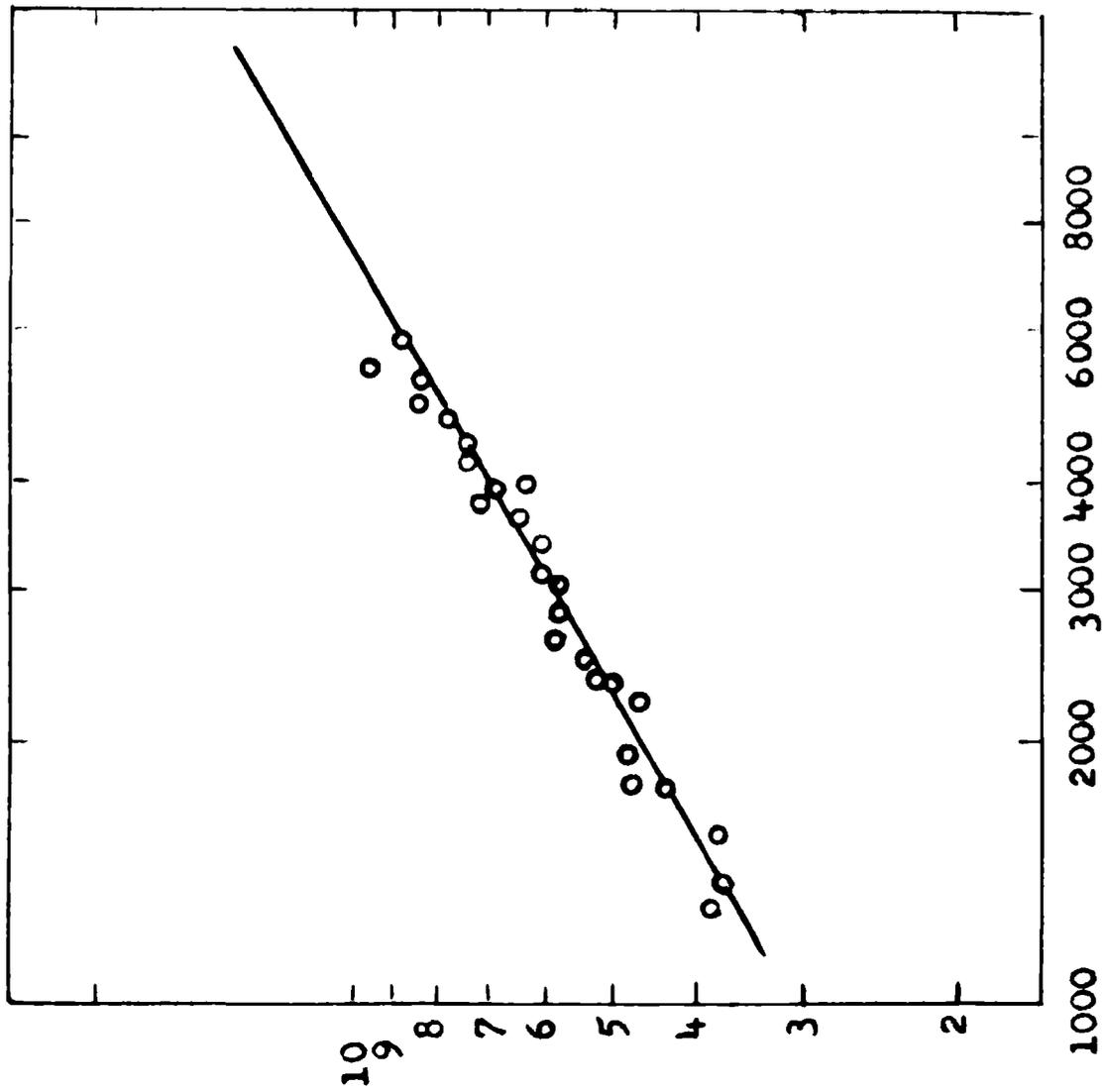


Fig. 13. TRANSFERENCIA DE MASA Y CALOR EN CAPA SIMPLE DE CILINDROS. (EXCLUYENDO EFECTOS DE RADIA-
CION Y CONDUCCION).

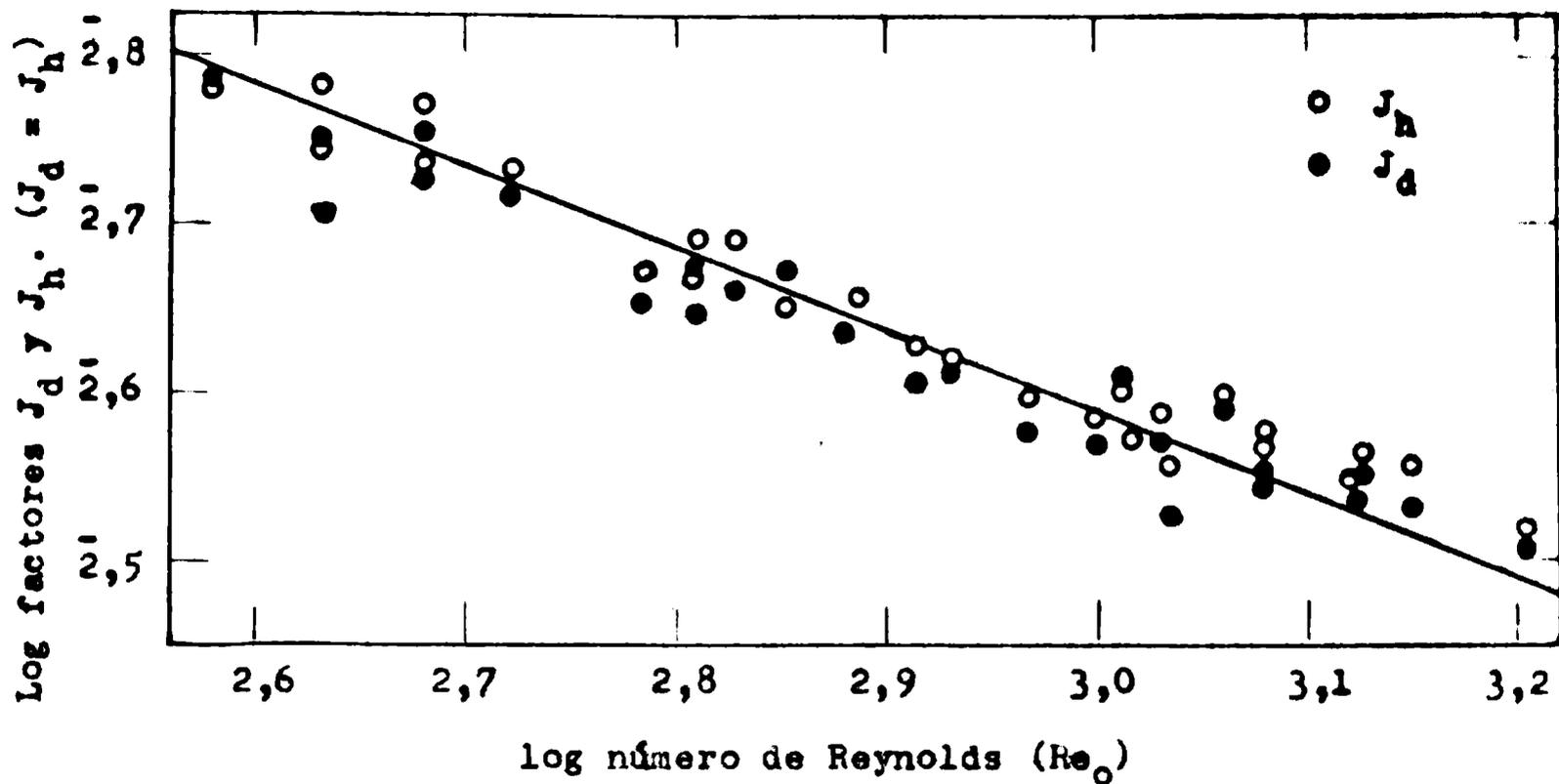


Fig. 14. TRANSFERENCIA DE MASA Y CALOR EN CAPA SIMPLE DE CILINDROS. FACTORES J_d y J_h . (J_d sin tener en cuenta la reducción de la presión de vapor del agua).

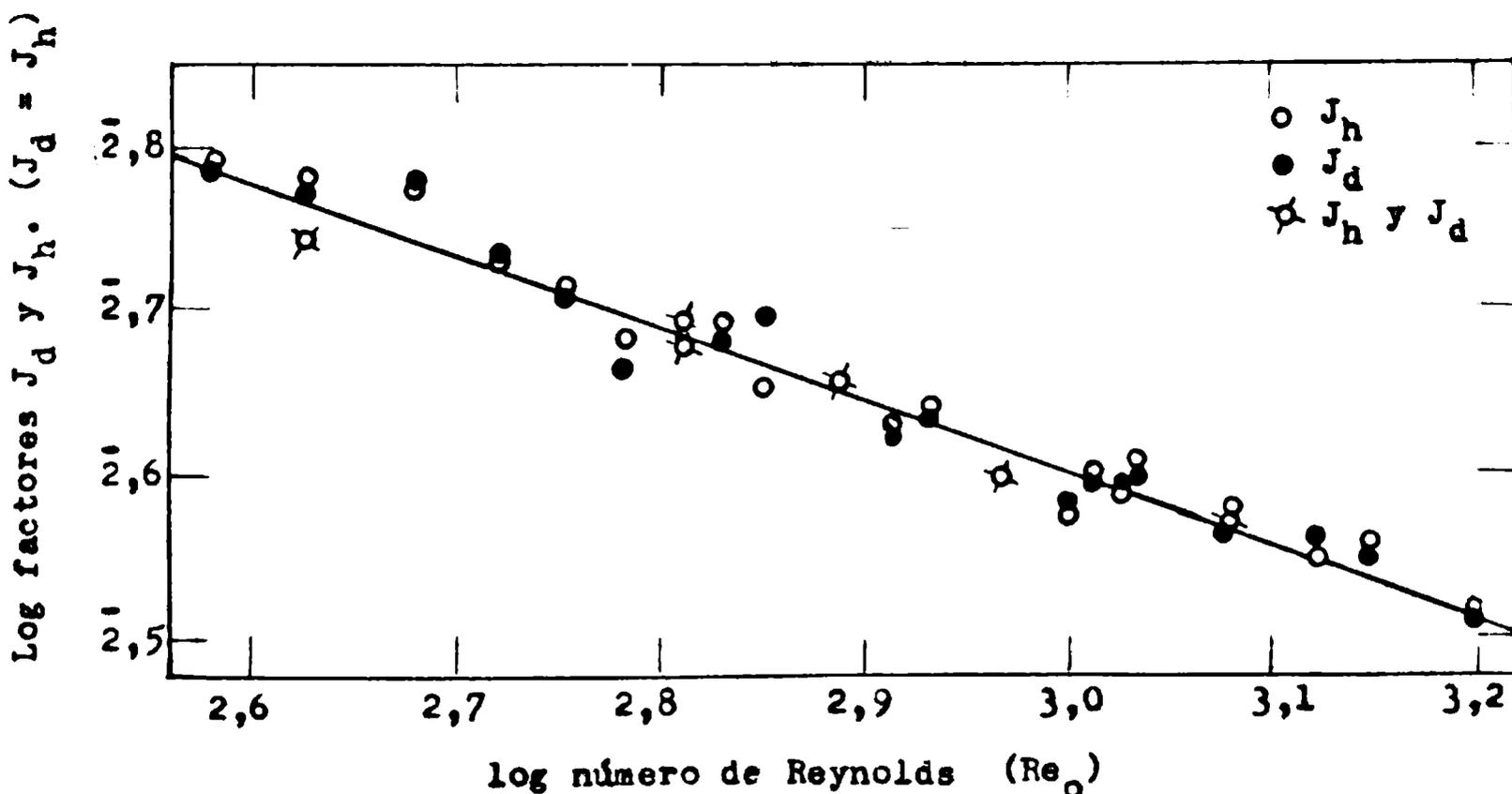


Fig. 15 TRANSFERENCIA DE MASA Y CALOR EN CAPA SIMPLE DE CILINDROS. FACTORES J_d y J_h . (J_d calculado con la verdadera presión de vapor .)

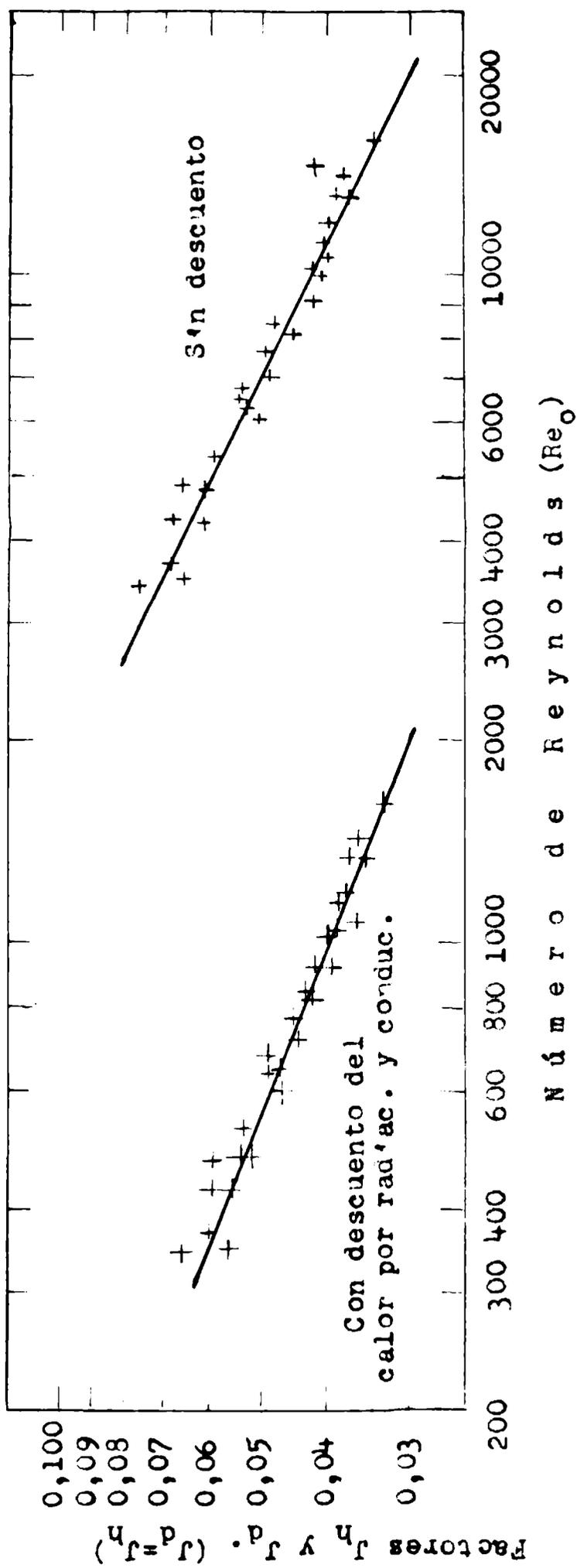


Fig. 16. TRANSFERENCIA DE MASA Y CALOR EN CAPA SIMPLE DE CILINDROS. INFLUENCIA DE LA RADIACION Y DE LA CONDUCCION EN LA DETERMINACION DE LOS FACTORES J_h Y J_d .

6.3. INFLUENCIA DE LA TURBULENCIA DEL AIRE SOBRE LOS PROCESOS DE TRANSFERENCIA : COMPARACION DE LA CAPA DE PARTICULAS CON UN ELEMENTO AISLADO.

En la gran mayoría de las operaciones industriales de transferencia de materia y calor entre superficies sólidas y una corriente gaseosa, esta última está dotada de un cierto grado de turbulencia como consecuencia de su historia previa. Por eso es importante determinar cómo influye esa turbulencia en la velocidad de los procesos de transferencia, tal como se realizó en una de las series de experiencias de esta investigación, en la cual una simple capa de cilindros era directamente sometida a la acción secante de una corriente de aire, que, proveniente de un túnel, atravesaba una rejilla metálica, donde se generaban turbulencias, antes de tomar contacto con las partículas.

Llegados a este punto, haremos algunas consideraciones sobre la naturaleza general de la turbulencia (26)

Definición de varios términos de velocidad

La turbulencia se caracteriza por un movimiento caótico, al azar, de las partículas del fluido. En cada punto de un fluido turbulento tri-dimensional, la velocidad varía respecto al tiempo y a la dirección. Las velocidades instantáneas son \underline{u}_i , \underline{v}_i y \underline{w}_i , mientras que los valores promedios respecto al tiempo son

$$\frac{1}{t} \int_0^t u_i \cdot dt = u$$

$$\frac{1}{t} \int_0^t v_i \cdot dt = v$$

$$\frac{1}{t} \int_0^t w_i \cdot dt = w$$

En cada instante particular la diferencia entre \underline{u}_i y \underline{u} (lo mismo para las otras componentes) representa la fluctuación de la cantidad instantánea respecto del valor promedio. Los componentes de la fluctuación son

$$u_i = u + u'$$

$$v_i = v + v'$$

$$w_i = w + w'$$

de las ecuaciones anteriores es evidente que

$$\frac{1}{t} \int_0^t u' dt = \overline{u'} = 0$$

$$\frac{1}{t} \int_0^t v' dt = \overline{v'} = 0$$

$$\frac{1}{t} \int_0^t w' dt = \overline{w'} = 0$$

La media cuadrática de la fluctuación de la velocidad está definida por :

$$\frac{1}{t} \int_0^t u'^2 dt = \overline{u'^2}$$

$$\frac{1}{t} \int_0^t v'^2 dt = \overline{v'^2}$$

$$\frac{1}{t} \int_0^t w'^2 dt = \overline{w'^2}$$

La raíz cuadrada de la media cuadrática de la fluctuación de las velocidades es :

$$\sqrt{\overline{u'^2}}$$

$$\sqrt{\overline{v'^2}}$$

$$\sqrt{\overline{w'^2}}$$

Existen dos términos principales para caracterizar cada estado de turbulencia; ellos son los siguientes :

Intensidad de la turbulencia : es una medida de la magnitud de las fluctuaciones de la velocidad respecto del valor medio. Se ha visto que los valores medios temporales de las fluctuaciones,

$$\overline{u'} , \overline{v'} \text{ y } \overline{w'}$$

son todos cero. Por lo tanto,

$$\sqrt{\overline{u'^2}} , \sqrt{\overline{v'^2}} \text{ y } \sqrt{\overline{w'^2}}$$

son finitas y son las componentes de la intensidad de las fluctuaciones.

La intensidad de la turbulencia es a menudo expresada en porcentaje del valor medio ; por ejemplo está dada como,

$$100 \sqrt{\overline{u'^2}}/u$$

$$100 \sqrt{\overline{v'^2}}/v$$

$$100 \sqrt{\overline{w'^2}}/w$$

En túneles de viento (tal como nuestro caso) el flu-

jo medio es en la dirección \underline{x} y la velocidad promedio es \underline{U} ;
 luego la intensidad de la turbulencia está expresada por,

$$T = 100 \sqrt{u'^2}/U$$

Escala de turbulencia : puede ser definida por medio de coeficientes de correlación. La longitud de mezclado de **Prandtl** puede considerarse como representativa de la escala de turbulencia. Usando coeficientes de correlación, la escala de turbulencia de "Lagrangian" se define como

$$l_i = \sqrt{u'^2} \int_0^{\infty} R_t dt, \quad \text{donde}$$

$$R_t = \frac{u'_t u'_{t+\Delta t}}{u'^2} \quad \text{y donde}$$

u'_t , es la fluctuación de la velocidad al tiempo \underline{t} ,
 y,
 $u'_{t+\Delta t}$ es la fluctuación de la velocidad al tiempo $\underline{\Delta t}$ posterior

También podemos definir la escala de turbulencia como

$$L_y = \int_0^{\infty} R_{yu'} dy$$

$$L_x = \int_0^{\infty} R_{xu'} dx$$

y donde

$$R_{yu'} = \frac{u'_1 u'_2}{\sqrt{u_1'^2} \sqrt{u_2'^2}}$$

$$R_{xu'} = \frac{u'_1 u'_2}{\sqrt{u_1'^2} \sqrt{u_2'^2}}$$

siendo,

u'_1 y u'_2 , valores de u' en los puntos 1 y 2 separados por una distancia x; de igual modo u_1' y u_2' son valores de u' en los puntos 1 y 2 separados por una distancia y (dirección de y).

Taylor (27) señaló que la longitud L puede ser considerada como el tamaño promedio de los remolinos en un flujo turbulento.

Medidas de la turbulencia: Hay numerosos métodos para determinar velocidades puntuales de fluidos en el espacio. El instrumento más satisfactorio para medir la turbulencia y sus fluctuaciones es el anemómetro de hilo caliente.

Dreyden y colaboradores (28) realizaron una amplia investigación de corrientes en túneles de viento, en los cuales la turbulencia se producía pasando la corriente fluida a través de mallas metálicas ubicadas transversalmente en el túnel. La intensidad y escala de la turbulencia son una función de la abertura de la malla y el diámetro del alambre. Estos autores presentan dos gráficos: en el primero de ellos se grafica porcentaje de turbulencia, contra distancia corriente abajo de la malla generadora de turbulencia, expresada como,

$$\frac{x}{M}; \text{ este término dá la distancia corriente abajo}$$

expresada en número de aberturas de malla, ya que,

x , es la distancia corriente abajo, y

M , es la abertura de la malla

La relación diámetro del alambre a abertura de malla es igual a 0,2 y es la misma que existe en nuestro caso particular. Por lo tanto, podemos utilizar este gráfico para calcular la intensidad de la turbulencia (expresada en %)

que existía en nuestras determinaciones experimentales ; para un valor de $x/l = 10$ el porcentaje de turbulencia es de 8%

Utilizando un gráfico similar de los mismos autores, pero que ahora representa escala de turbulencia versus distancia desde la fuente promotora de turbulencia , tenemos para nuestro caso que $L_x = 0,34$ mm

De este modo hemos caracterizado la turbulencia generada en la corriente gaseosa al atravesar la malla experimental que soportaba directamente a los cilindros ; en resumen estos parámetros son :

$$T = 8\%$$

$$L_x = 0,34 \text{ mm.}$$

Influencia de la turbulencia en la transferencia de materia y calor.

Se acepta generalmente que esta influencia productora de un incremento en la velocidad de transferencia de calor (o materia), se debe a la penetración de la capa límite por remolinos de fluido disipadores de energía. Luego, para el caso de un cilindro, dos mecanismos intervienen en el proceso : 1º) la natural turbulencia de la capa límite producida por el flujo alrededor del cuerpo, y 2º) la pseudo-turbulencia de la capa, producida por los remolinos provenientes de la corriente de fluido y que penetran la capa límite. A partir del estudio del efecto de la turbulencia de la corriente fluida sobre el coeficiente de arrastre (29) ha sido bien establecido que, cuando una partícula sumergida en un fluido cuya turbulencia va aumentando, la transición de flujo laminar a turbulento dentro de la capa límite, se produce a números de Reynolds menores. Es decir, a medida que la turbulencia de la corriente aumenta el Reynolds de transición disminuye.

Si se admite que el proceso se debe a la penetración de la capa límite por remolinos de fluido desde la corriente principal, es obvio que el número de remolinos o intensidad de la turbulencia ejercerá la mayor influencia sobre la velocidad de transferencia de calor (o materia). El tamaño de los remolinos, o escala de turbulencia, ejercerá

también alguna influencia, ya que la magnitud de la perturbación de la capa límite y disipación de energía serán proporcionales al tamaño del remolino.

En particular, considerando que la intensidad de la turbulencia en sí misma es una medida de la velocidad, es natural esperar alguna relación entre intensidad y número de Reynolds. Esto es, la intensidad de la turbulencia modificará el número de Reynolds. Podemos definir luego :

$$Re_T = \sqrt{u^2/U} \cdot U D / \nu = \sqrt{(u^2 D^2) / \nu} = T \cdot Re$$

$$\begin{aligned} \text{y } Re' &= (U + \sqrt{u^2}) D / \nu = U D / \nu + \sqrt{(u^2 D^2) / \nu} \\ &= Re + Re_T \end{aligned}$$

Ambas combinaciones contienen pues un número de Reynolds calculado a partir de la fluctuación de la velocidad; éste se define como el número de Re turbulento. Para incluir la escala de turbulencia en una forma adimensional, la relación de la misma al diámetro de la partícula se define como,

$$L_x / D ,$$

y finalmente es razonable esperar que la velocidad de transferencia de calor pueda ser expresada como una función de los parámetros enunciados :

$Nu = f (Re, Re_T, L_x / D)$, como a su vez T y L_x dependen de la geometría de los generadores de turbulencia, podemos expresar que

$$Nu = f (Re, T, L_x/D , A_o , x/M) , \text{ donde}$$

A_o , es la fracción de área abierta de la rejilla generadora de turbulencia,

M , es la abertura de la malla,

x , es la distancia desde la malla

W. Lavender y D.C. Pei (30), estudiando el efecto de la turbulencia del fluido en la velocidad de transferencia de calor desde esferas, encontraron que el término L_x / D presentaba muy poca significación, y que la intensidad de la turbulencia era el principal parámetro para caracterizar el incremento del número de Nusselt observado, al variar la turbulencia de la corriente fluida. Observaron además que para un Reynolds 1.000, se producía un marcado ascenso de los coeficientes de transferencia, atribuyéndolo a la transición en la capa límite.

Comings, Clapp y Taylor (31) investigaron el efecto de la turbulencia del aire sobre los procesos de transferencia de masa y calor desde un cilindro colocado en una corriente de aire. El nivel de turbulencia de la corriente de aire, que fluía a través de un conducto cuadrado de 11" de sección, fue variado de 1 a 20%, colocando rejillas en la corriente gaseosa.

Encontraron que aumentando la turbulencia, a un valor de Reynolds constante, la velocidad de transferencia de masa se incrementaba hasta un máximo de 25 % ; igualmente para la transferencia de calor. El Nusselt crecía en un valor del 25% cuando el nivel de turbulencia se incrementaba de 1 a 7 %, pero posteriores elevaciones hasta un 22% causaban muy pequeños aumentos del Nusselt (máximo del 5%) .

Se vió además que el efecto del cambio de turbulencia sobre el Nusselt era más grande a Reynolds altos que bajos.

Los datos obtenidos muestran una relación cuantitativa entre la intensidad de la turbulencia, el número de Reynolds y el número de Nusselt. A bajos números de Reynolds, los cambios en la intensidad de turbulencia no afectan apreciablemente la velocidad de transferencia de calor, pero sí a números de Reynolds altos. Si la velocidad de transferencia de calor es independiente de la intensidad de la turbulencia a bajos números de Reynolds, la resistencia térmica de la película equivalente laminar debe ser independiente de la conductividad turbulenta en la corriente principal. Esto es de esperar cuando la capa en flujo laminar es relativamente delgada y constituye toda la resistencia , tal como sucede a

bajos Reynolds.

El efecto de la intensidad de la turbulencia sobre la velocidad de transferencia de calor crece con el incremento del Reynolds y con la disminución del espesor de la película. De este modo, la resistencia a la transferencia de calor a través del cuerpo principal de la corriente gaseosa (la cual depende de la conductividad turbulenta) viene a ser una fracción significativa de la resistencia total de la película equivalente.

Esta resistencia de la corriente principal puede ser atribuída a un hipotético "film" de espesor δ_i ; éste y el espesor de la película laminar, δ_o , se suman para obtener un espesor equivalente de película, δ ,

$$\delta = \delta_o + \delta_i$$

El número de Nusselt puede escribirse

$$Nu = \frac{h D_p}{k} = \frac{D_p}{\delta_o + \delta_i} ,$$

donde $\delta_o + \delta_i$ reemplaza al término $\frac{k}{h}$. Haciendo esta sustitución en la ecuación

$$Nu = \psi (Re, T) ,$$

obtenemos

$$\frac{D_p}{\delta_o + \delta_i} = \psi (Re, T) ,$$

o bien

$$\frac{\delta_o}{D_p} + \frac{\delta_i}{D_p} = \phi (Re, T) ;$$

Suponiendo que el espesor del "film" laminar no cambia con

el nivel de turbulencia a bajos números de Reynolds, $\underline{d_0}$, es independiente de \underline{T} , y

$$\frac{d_0}{D_p} = \phi_1 (Re)$$

y

$$\frac{d_i}{D_p} = \phi_2 (Re, T)$$

por lo tanto

$$\frac{1}{Nu} = \phi_1 (Re) + \phi_2 (Re, T)$$

la resistencia de la corriente principal turbulenta probablemente tiende a cero para altos valores de la intensidad de la turbulencia ; luego

$$\frac{1}{(Nu)_T} = \phi_1 (Re)$$

y

$$\phi_2 (Re, T) = 0$$

La relación entre $(Nu)_T$ y Re puede ser obtenida a partir de la recta para alto nivel de turbulencia (7%) de la fig. 17, línea (1)

$$(Nu)_T = 25,6 \frac{(Re)^{0,63}}{1.750} \quad \text{ec. (39)}$$

En la fig. 17 se han representado los datos de Comings y colaboradores ; la línea (1) corresponde a un nivel de turbulencia del aire mayor de 7% ; la línea (2) a un nivel de turbulencia menor de 3% . Puede verse como, a bajos números de Reynolds, los cambios en el nivel de turbulencia no afectan apre-

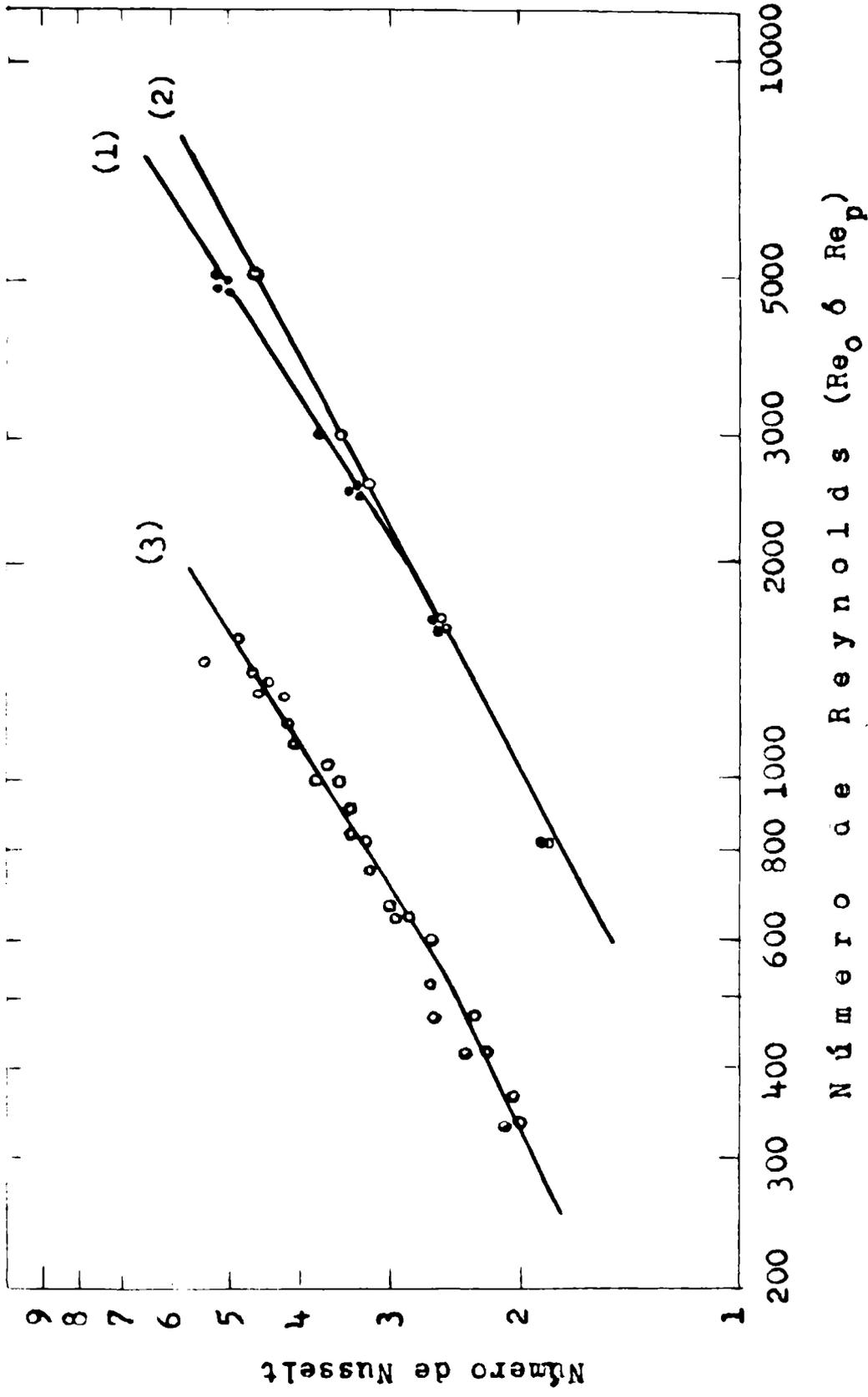


Fig. 17. TRANSFERENCIA DE CALOR EN CAPA SIMPLE DE CILINDROS. EFECTO DE LA TURBULENCIA DE LA CORRIENTE GASEOSA.

ciablemente la velocidad de transferencia de calor; en cambio a altos números de Reynolds sucede lo contrario. Las dos rectas se juntan para un valor del Reynolds 1.750.

La línea (3) representa los resultados de la presente investigación usando una capa de cilindros y con nivel de turbulencia de la corriente de fluido también mayor de 7%; tal como puede apreciarse las líneas (2) y (3) son paralelas aunque desfasadas en un valor constante.

Los resultados para una capa simple de cilindros pueden correlacionarse para obtener la expresión

$$Nu = 0,477 \cdot (Re_0)^{0,63} \quad \text{para } Re_0 > 580 \quad \text{ec (40)}$$

En consecuencia, la dependencia del número de Nusselt con respecto del número de Reynolds es la misma tanto para el caso de un solo cilindro (Comings y col.) como para una capa de ellos dispuesta en un lecho. Esto nos permite suponer que cada cilindro integrante de la capa se comporta de igual modo que si estuviera aislado de los demás; es decir, cada sólido posee su propia capa límite laminar difusional y térmica, a través de las cuales se concentran los procesos de transferencia de masa y calor y esta capa no es alterada por la presencia de las partículas vecinas y en consecuencia el coeficiente de transferencia de masa o calor para cada cilindro en la capa, es el mismo que sería para un cilindro sólo.

Sin embargo, para poder aplicar el tratamiento enunciado debemos conocer la velocidad del fluido sobre cada partícula integrante del lecho (en este caso una capa simple). Para lechos rellenos, esta velocidad del fluido relativa a la partícula, que llamaremos \underline{v}_p , es muy difícil de estimar; solamente la velocidad superficial, \underline{v}_0 , basada en la sección transversal del lecho puede en cambio ser fácilmente obtenida. La velocidad del fluido aumenta en proporción directa a la disminución del área abierta presentada al frente del fluido en movimiento por la agrupación de partículas; por lo tanto la velocidad \underline{v}_0 , que es la que generalmente se calcula, es considerablemente menor que \underline{v}_p .

En base a las velocidades superficial, \underline{v}_0 , e inters-

ticial, v_p , podemos definir dos números de Reynolds, basados en una u otra de ellas :

$$Re_o = \frac{\rho v_o D_p}{\mu}$$

$$Re_p = \frac{v_p D_p \rho}{\mu}$$

En la correlación de los resultados experimentales para una capa de cilindros (ec. 40) se utilizó el Re_o .

Por comparación de la línea (1) (fig.17) correspondiente a experiencias sobre un solo cilindro, con la línea (3) para una capa simple de cilindros, podemos pues calcular el valor de una constante K definida como

$$K = v_p / v_o = Re_p / Re_o$$

De la fig. 17 puede obtenerse que

$$K = 3,14$$

De acuerdo con esto, el Reynolds mínimo a partir del cual comienza a tener influencia el nivel de turbulencia en la velocidad de transferencia de calor, $Re_o = 580$, transformado a Re_p nos dá

$$Re_p = 580 \cdot 3,14 = 1.810$$

Este último valor ($Re_p = 1.810$) coincide con el presentado por Comings y col. para el caso de un solo cilindro.

El valor de K puede ser determinado por otro camino: para el caso de una capa simple de partículas de dimensiones conocidas, la disminución del área abierta presentada al frente del fluido puede ser deducida de consideraciones geométricas. Siguiendo este razonamiento hallamos

$$S_t / S_a = 3,34 \quad , \quad \text{donde}$$

S_t , es la sección transversal del lecho,

S_a , es la sección del lecho abierta a la corriente gaseosa ;

de acuerdo con la ecuación de continuidad

$$S_t \cdot v_o = S_a \cdot v_p \quad \text{luego}$$

$$v_p / v_o = Re_p / Re_o = \underline{3,34} \quad \text{ec. (41)}$$

El valor 3,34 determinado en la ecuación (41) coincide con el de 3,14 calculado a partir de los datos de velocidad de transferencia de calor.

Vemos en consecuencia que las relaciones cuantitativas entre número de Nusselt (Nu) y número de Reynolds (Re_o , o Re_p), incluyendo el efecto de la turbulencia de la corriente gaseosa, calculadas para el **caso de un elemento aislado**, pueden aplicarse al caso de una capa de partículas, conociendo la velocidad promedio del fluido entre los intersticios de la capa.

6.4. COMPORTAMIENTO DE UNA CAPA SIMPLE DE CILINDROS SOBRE UN LECHO DE PARTICULAS INERTES.

En esta sección se estudian los procesos de transferencia para una capa simple de cilindros y una corriente fluida, pero a diferencia de la sección 6.3., el fluido posee un grado de turbulencia mucho menor cuando toma contacto con las partículas de la capa.

Esto se logra interponiendo entre la capa activa de cilindros y la base del lecho, generadora de turbulencias, un lecho de esferas de vidrio inactivas.

En estas condiciones, los resultados experimentales se ven en las figs. 18 y 19, y pueden correlacionarse de la manera usual :

$$kg = 0,187 \cdot G^{0,50} \quad \text{ec. (42)}$$

$$h = 1,251 \cdot G^{0,50} \quad \text{ec. (43)}$$

en términos de factores \underline{j}

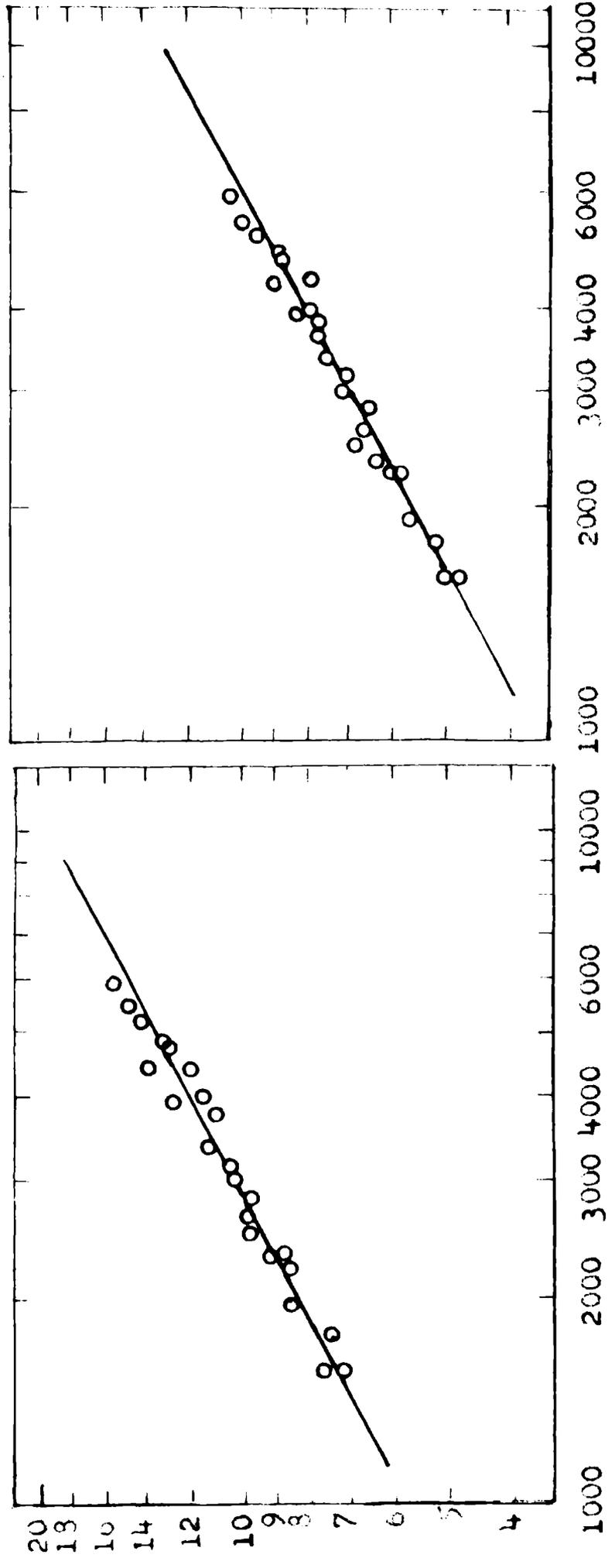
$$j_d = 2,23 \cdot Re_o^{-0,50} \quad \text{ec. (44)}$$

$$j_h = 2,18 \cdot Re_o^{-0,50} \quad \text{ec. (45)}$$

La analogía de Chilton y Colburn viene a ser

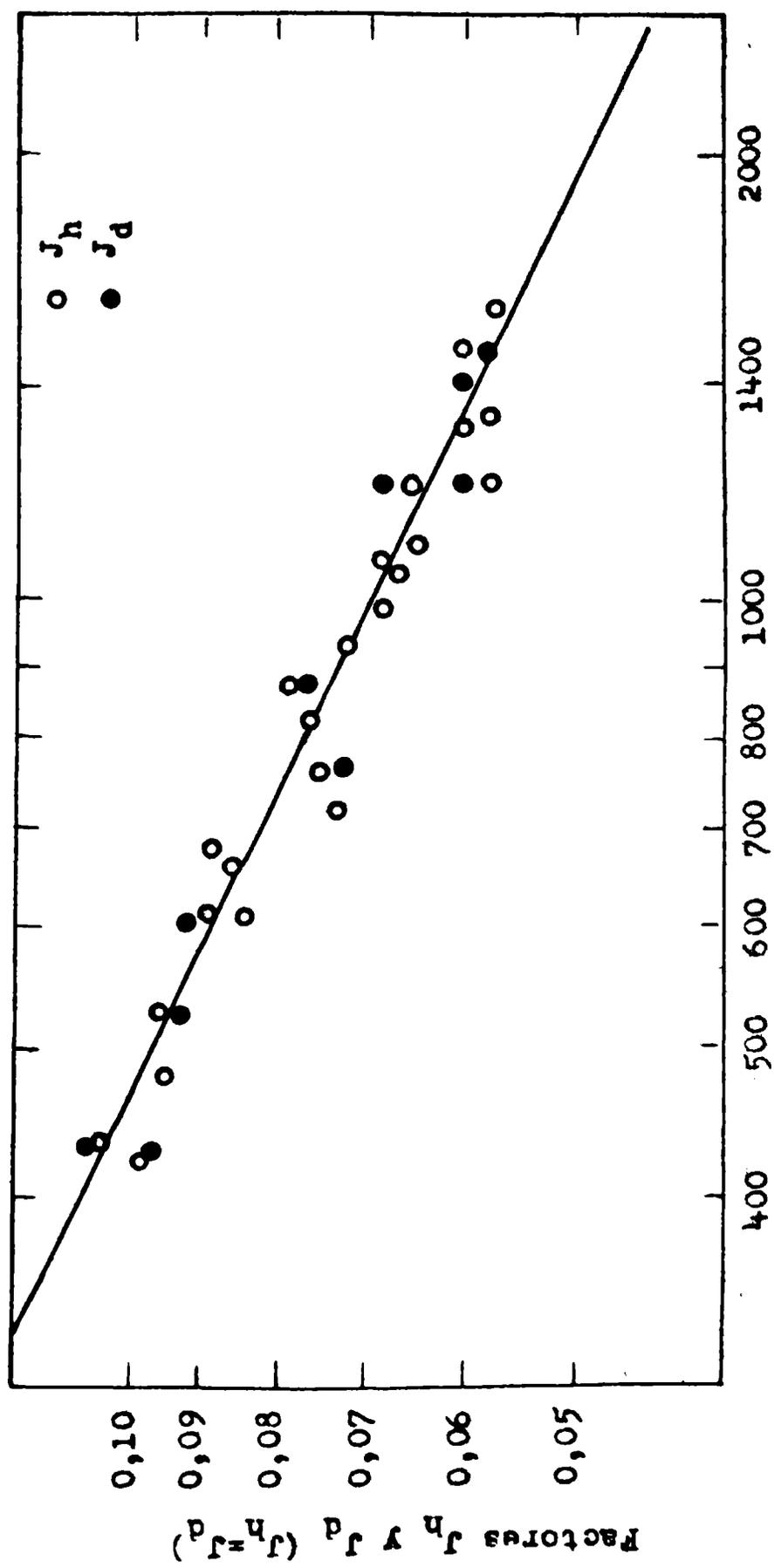
$$\frac{j_d}{j_h} = 1,03 \quad \text{ec. (46)}$$

Coefic. de transferencia de masa, $\text{kgmol/h}\cdot\text{m}^2\cdot\text{atm}$.



C a u d a l d e a i r e , $\text{kg/h}\cdot\text{m}^2$

Fig. 18. TRANSFERENCIA DE MASA Y CALOR EN CAPA SIMPLE DE CILINDROS SOBRE LECHO INERTE.



Número de Reynolds (Re_0)

Fig. 19. TRANSFERENCIA DE MASA Y CALOR EN CAPA SIMPLE DE CILINDROS SOBRE LECHO INERTE. (FACTORES J_h Y J_d).

6.5. CONCLUSIONES

De las experiencias realizadas en la sección 6. se deducen las siguientes conclusiones :

- a) No siempre puede utilizarse la presión de vapor del agua libre para establecer la fuerza impulsora del componente que se transfiere (agua). Esto se debe a la reducción de la presión de vapor por efectos capilares asociados a la estructura porosa de las partículas soportes.
- b) En cuanto a los efectos de la turbulencia de la corriente gaseosa sobre los procesos de transferencia en una capa simple de cilindros, los resultados experimentales se asimilan a los estudios realizados sobre un elemento aislado sometido a la acción de una corriente de fluido dotada de igual nivel de turbulencia. Para efectuar dicha asimilación es necesario conocer la velocidad promedio del fluido entre los intersticios de la capa de cilindros (v_p). El exponente del Reynolds encontrado (- 0,41) no coincide con el valor - 0,5 que predice la teoría de la capa límite laminar; pero esto puede atribuirse a la pseudo-turbulencia de la capa límite producida por los remolinos provenientes de la corriente turbulenta de fluido que penetran en ella.
- c) Cuando se disminuye el nivel de turbulencia de la corriente gaseosa, interponiendo entre la capa de cilindros y la base metálica del lecho (que actúa como promotora de turbulencias) un lecho de esferas inactivas, los resultados experimentales de velocidad de transferencia (ec. 44 y ec. 45) están de acuerdo con el comportamiento previsto por la teoría de la capa límite laminar, ya que como ésta lo anticipa, el exponente del número de Reynolds es - 0,5.

7. LA UBICACION DE LAS PARTICULAS EN LA CAPA SIMPLE

7.1. INFLUENCIA DEL ORDENAMIENTO DE LOS CILINDROS EN LA VELOCIDAD DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

El objeto de estas experiencias es determinar la influencia del ordenamiento de los cilindros componentes de la capa, en los coeficientes globales de transferencia de calor. Se trató de comprobar si la formación de la capa límite en la inmediata vecindad de cada cilindro, era afectada por la proximidad de los demás, lo cual se reflejaría en variaciones de los procesos de transporte.

Se utilizaron cilindros con las bases selladas con resina epoxi, de tal modo que las transferencias sólo tenían lugar a través de las superficies cilíndricas de revolución. Los cilindros se ubicaron siempre apoyados sobre una de sus bases y cuidando de que no hubiese contacto entre sí.

Se determinaron los coeficientes de transporte de calor para doce ordenamientos distintos (a-1, á a-12) que se describen en el Apéndice.

La velocidad del aire sobre los cilindros fue mantenida constante en todas las experiencias ; se utilizó el mismo número de cilindros en todas las corridas para que la sección de lecho abierta a la corriente de fluido fuese siempre la misma y no hubiesen variaciones en la velocidad intersticial (v_p), ya que como mencionamos antes

$$v_p = v_o \cdot St / S_a ,$$

donde S_a , sección del lecho abierta a la corriente gaseosa , depende del número de cilindros ubicados en el lecho.

Así se empleó en todas las experiencias un caudal constante de aire,

$$G = 5.500 \text{ kg/h/m}^2$$

calculando m^2 en base a la sección **libro efectiva del lecho**. Los resultados obtenidos fueron los siguientes :

Tabla 6

Influencia del ordenamiento de los cilindros en el coeficiente de transferencia de calor.

Corrida Nº	Tipo de orde- namiento	Coef. Transf. de calor, kcal/h.m ² .°C
13	a-1	50,86
14	a-2	49,79
15	a-3	48,98
16	a-4	47,49
17	a-5	49,15
18	a-6	52,02
19	a-7	49,53
20	a-8	49,28
21	a-9	48,86
22	a-10	48,90
23	a-11	51,85
24	a-12	47,80

Para estimar la "variabilidad" de esta serie la comparamos con otra "testigo" en la que, para todas las corridas, los cilindros se dispusieron siempre de la misma manera; es decir que no intervino aquí el factor "ordenamiento de los cilindros". Encontramos los siguientes valores :

Tabla 6'

Serie Testigo para estudiar la influencia del ordenamiento de los cilindros.

Corrida Nº	Coef. Transf. de calor, kcal/h.m ² .°C
25	50,87
26	50,36
27	49,87
28	51,02
29	52,25
30	48,67
31	53,50
32	50,20
33	52,01
34	50,31
35	52,05
36	51,51

Los parámetros de la primera serie, con ordenamiento diferente de los cilindros, son :

Número de observaciones	$n = 12$
Media aritmética	$\bar{X} = 49,5$
Desviación standard	$s = 1,35$
Coeficiente de variación	$V = 2,72$ donde $V = \frac{100 \cdot s}{\bar{X}}$

Los parámetros de la segunda serie (testigo) son :

$n' = 12$
$\bar{X}' = 51,1$
$s' = 1,29$
$V' = 2,52$

Para estimar la diferencia entre los coeficientes de variación V y V' ($2,72 - 2,52 = 0,20$), calculamos primero el error standard (E.S.) de los mismos :

$$E.S._V = \frac{V}{\sqrt{2n}} = \frac{2,72}{\sqrt{2 \cdot 12}} = 0,55$$

$$E.S._{V'} = \frac{V'}{\sqrt{2n'}} = \frac{2,52}{\sqrt{2 \cdot 12}} = 0,51$$

El error standard de la diferencia entre los dos coeficientes es igual a la raíz cuadrada de la suma de los cuadrados de sus errores standards :

$$E.S._{V-V'} = \sqrt{0,55^2 + 0,51^2} = 0,75$$

Calculamos finalmente el valor de la t de Student dividiendo la diferencia entre los dos coeficientes por el error standard de dicha diferencia :

$$t = \frac{0,20}{0,75} = 0,266$$

Para este valor (0,266) y para 22 grados de libertad

($n+n' - 2$), la tabla de la distribución "Student" da una probabilidad del azar (P) entre 0,7 y 0,8, lo que indica que la diferencia entre los dos coeficientes no es significativa . Podemos inferir, por tanto, que el ordenamiento de los cilindros no influye en la velocidad de transferencia de calor

Esta conclusión puede explicarse por los resultados de Comings y col. (comentados en la sección 6.3), quienes encontraron que aumentos del nivel de turbulencia de la corriente gaseosa superiores a un 7% ya no incrementaban la velocidad de transferencia de calor. Como en las experiencias que nosotros realizamos, la corriente de aire antes de tomar contacto con la capa de cilindros, tenía un nivel de turbulencia superior a un 8%, las conclusiones de los autores mencionados nos sirven para explicar porqué el ordenamiento de los cilindros no influye en el proceso de transporte de calor.

7.2. METODO PARA CALCULAR LA DISMINUCION DEL AREA DE TRANSFERENCIA POR EFECTOS DE OCLUSION MUTUA ENTRE LAS PARTICULAS INTEGRANTES DE UNA CAPA SIMPLE.

En general, para ordenamientos al azar, las partículas (cilindros en este caso) integrantes de una capa (o lecho) tendrán puntos de contacto entre sí ; es decir habrá puntos de oclusión parcial de las superficies de transferencia. La magnitud de este hecho dependerá del número de coordinación de cada partícula.

Con las experiencias correspondientes a las corridas N^{os} 13 a 24, se demostró que el ordenamiento no tenía influencia en el coeficiente de transferencia de calor (o masa) ; en esas corridas se tuvo cuidado de que no hubiesen puntos de contacto entre los cilindros adyacentes, de modo que el área efectiva de transferencia era igual a la suma de las áreas geométricas de ellos.

Ensayamos ahora nuevos ordenamientos haciendo que los cilindros se toquen entre sí, con lo que disminuye el área de transferencia respecto al área total geométrica. Identificamos también estos ordenamientos por un número de código que se presenta al final (ver Apéndice)

Igual que en las experiencias anteriores, se utilizaron cilindros sellados en sus bases y apoyados sobre una de ellas; el caudal de aire basado en la sección libre de lecho fue el mismo ($G = 5.500 \text{ kg/h.m}^2$). Por lo tanto, las condiciones fluido-dinámicas son idénticas a las que prevalecían en las experiencias anteriores ; la única diferencia es que ahora el área utilizable para las transferencias es menor por efectos de la oclusión mutua.

Para los seis ordenamientos ensayados se procedió a la determinación del coeficiente de transferencia de calor, h ; para el cálculo se utilizó el área geométrica total, si bien esto es evidentemente inexacto, y como es de esperar, se observaron apreciables diferencias entre los coeficientes hallados para los diferentes ordenamientos.

En todas las corridas realizadas, h fue menor del que podía esperarse de acuerdo con las experiencias anteriores realizadas en idénticas condiciones de flujo de gas. Basados

en el valor de h que debería obtenerse ($h = 49,5 \pm 1,3 \text{ kcal/h.m}^2\text{°C}$) y en los valores hallados en las condiciones actuales, estamos en condiciones de calcular la disminución del área de transferencia, para cada uno de los ordenamientos ensayados.

Los resultados obtenidos son los siguientes :

Tabla 9

Corrida Nº	Código	Área geom. m ²	Área efectiva m ²	Dismin. %
37	b-1	0,05630	0,04250	24,6
38	b-2	0,05630	0,04711	16,3
39	b-3	0,05630	0,05540	1,6
40	b-4	0,05630	0,05500	2,3
41	b-5	0,05630	0,05220	7,3
42	b-6	0,05630	0,05115	9,2

La disminución %, significa el porcentaje del área geométrica, que debe disminuirse para su empleo en las transferencias.

Conclusión : se presenta un sencillo método para calcular la disminución del área aparente de transferencia, causada por los puntos o superficies de contacto entre las partículas que integran el sistema. Sólo necesitamos conocer el valor medio del coeficiente en cuestión y su desviación relativa, para el caso en que no hay contacto mutuo entre las partículas. Conocido esto, se procede a determinar bajo las mismas condiciones fluido-dinámicas, el coeficiente para el caso en que existe contacto ; la **apar**te disminución del valor hallado, es directamente proporcional a la reducción del área **apa**-rente (geométrica) de transferencia.

El error del método está dado por el grado de repetibilidad de las experiencias, es decir la influencia del error experimental. Para nuestro caso, el error oscila en 5 % .

8. TRANSFERENCIA SIMULTANEA DE CALOR Y MATERIA EN LECHO RELLENO.

8.1. TEORIA DEL FLUJO A TRAVES DE LECHOS RELLENOS

Existen numerosos estudios sobre el flujo alrededor de esferas, cilindros y otros cuerpos sólidos simples. El campo de flujo ha sido determinado tanto experimentalmente como partiendo de consideraciones teóricas.

La superficie de una esfera, por ejemplo, está sujeta a un flujo no uniforme ; ambas porciones delantera y trasera están sujetas a altas tensiones de corte y asimismo a altas velocidades de transferencia de materia y de calor, mientras que en el punto de separación la transferencia es nula. Similares consideraciones pueden hacerse (26) para el caso de un cilindro; cuando un fluido pasa sobre él, su velocidad se acelera a medida que cubre la porción delantera del cuerpo y se desacelera después que pasa la parte más delgada del mismo. Esta es la causa del fenómeno conocido como "separación de la capa límite".

La fig.24 representa una sección de cilindro con un fluido pasando sobre él. El espesor de la capa límite se incrementa con la distancia en la dirección del flujo. El fluido en la corriente principal que pasa sobre el cilindro es acelerado porque va alrededor del cilindro y la aceleración (incremento de energía cinética) se acompaña de disminución en la presión ($\Delta P / \Delta x$) es negativa). Por lo tanto, a medida que el fluido en la corriente principal pasa sobre el cilindro, la expansión del flujo determina en el lado derecho de la fig. 24, una desaceleración y un correspondiente incremento en la presión, con lo que la relación $\Delta P / \Delta x$ se vuelve positiva.

La capa límite fluye luego contra un gradiente de presión adverso a medida que se mueve alrededor del cilindro, lo cual determina marcados cambios en el perfil de velocidad en la capa límite. Para poder mantener el flujo en dirección contraria al gradiente de presión, la capa límite se separa de la superficie sólida y continúa en el espacio. El gradiente de velocidad, $\partial u / \partial y$ en la superficie es cero. En cada punto de la superficie antes de la separación $u = 0$ y $v = 0$, de modo tal que, a partir de la ecuación de momento para la ca-

pa límite,

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -g_c \frac{\partial P}{\rho \partial x} + \frac{\mu \partial^2 u}{\rho \partial y^2} ,$$

tenemos

$$\left(\frac{\partial P}{\partial x} = \mu \frac{\partial^2 u}{g_c \partial y^2} \right)_{y=0} \quad \text{ec. (47)}$$

La ecuación 47 indica que un cambio de signo de $\partial P / \partial x$ significa que el término $\partial^2 u / \partial y^2$ también cambia de signo, de modo tal que la curva del perfil de velocidad muestra un punto de inflexión.

Estos resultados están representados en la fig. (24); la línea de puntos representa los límites de la capa límite sobre un cilindro sumergido en un fluido en movimiento. Se han dibujado varios perfiles de velocidad en esta capa. Se ve que la separación tiene lugar en el punto donde $(\partial u / \partial y)_{y=0} = 0$.

El punto actual de separación de la capa límite no puede ser predicho a partir de las condiciones del flujo en la corriente principal; este punto está determinado por numerosos factores que no sólo radican en las condiciones del fluido. El flujo sobre un cilindro bi-dimensional puede ser dividido en tres regiones : 1º) a bajos números de Reynolds es laminar sobre todo el cilindro; 2º) a medida que el número de Reynolds aumenta el coeficiente de arrastre es relativamente constante y permanece así en un gran rango de Reynolds. Este régimen se caracteriza por un flujo laminar sobre la porción delantera del cilindro y otro turbulento detrás de él. La capa límite es laminar hasta el punto de separación; 3º) este régimen comienza en el punto donde el coeficiente de arrastre decrece rápidamente; en este punto el flujo en la capa límite cambia de laminar a turbulento. Si la capa límite cambia a flujo turbulento antes de separarse de la superficie, también cambia la distribución de coeficientes de transferencia de masa y de calor a lo largo de la superficie .

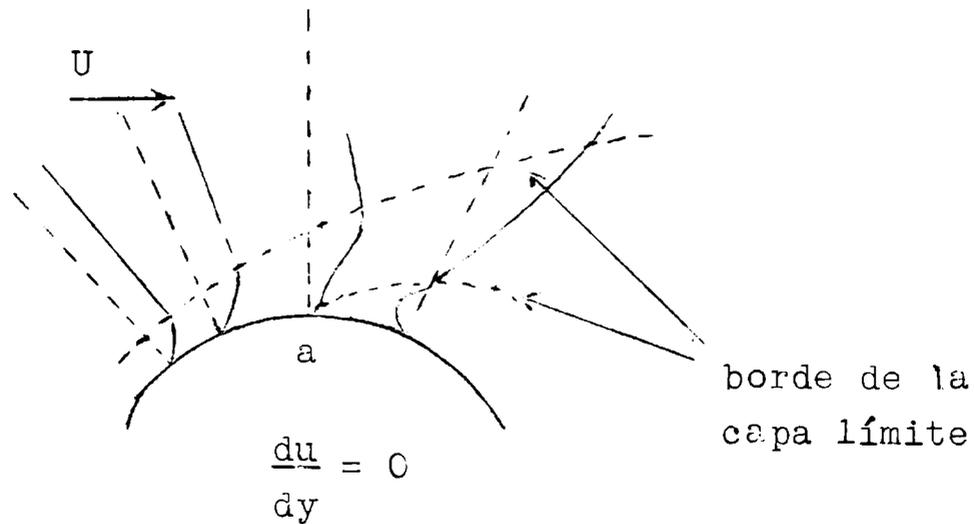


fig. 24

Los lechos rellenos son muy usados en numerosas operaciones de la industria química ; su mecánica de fluidos tiene por eso importancia práctica. Si suponemos que, a partir de nuestro conocimiento para partículas simples (como el caso de cilindros o esferas), estamos en condiciones de derivar conclusiones aplicables a lechos rellenos , se daría un gran paso en el estudio de éstos.

Pero debemos reconocer que las relaciones entre partículas simples y lechos rellenos son muy complejas, ya que, además de otros factores, influyen importantes fenómenos de interferencia entre partículas adyacentes.

En relación con lechos de esferas, Ranz (32) tuvo singular éxito utilizando datos relativos a la transferencia desde una simple esfera para predecir fricción y transferencia de masa y de calor en lechos rellenos. Para esto tomó en consideración la muy variable velocidad de transferencia sobre la esfera . Su correlación está basada en la estimación de la velocidad en el frente de la esfera y en su empleo como la velocidad apropiada para describir la transferencia estudiada. La estimación de la velocidad del fluido sobre la partícula integrante del lecho presenta gran dificultad, ya que solamente la velocidad superficial puede ser fácilmente **estimada.**

De acuerdo con Ranz (32), la relación entre la velocidad intersticial (v_p) y la velocidad superficial (v_o), es del orden de 10. Esta relación es una constante característica para cada lecho relleno.

La velocidad intersticial debe ser considerada como una velocidad promedio, ya que, como fue investigado por Morales, Spinn y Smith (33) existe un perfil de velocidades en el sentido radial del lecho. Cuando un fluido pasa a través de un lecho, el perfil de velocidades, muestra un máximo a corta distancia de la pared del recipiente; esto se debe a la interacción de dos causas: 1º) cerca de la pared la fricción produce disminución de la velocidad del gas, tal como ocurre en un flujo a través de una cañería; 2º) la disminución de la porosidad desde la pared hacia el centro determina aumento de la velocidad. La combinación de estos dos factores causa un máximo en el perfil radial de velocidades.

8.2. LOS APORTES DE CALOR POR RADIACION Y CONDUCCION

En el caso de un lecho profundo, como el aquí tratado, estos aportes no tienen significación tal como ocurría en el caso de una sencilla capa de cilindros, por las siguientes razones :

- 1º) Sólo los cilindros superficiales del lecho están expuestos a la radiación proveniente desde el interior del equipo , y actúan como "barrera protectora" del grueso del empaquetamiento.
- 2º) La primera capa de cilindros actúa como un aislante eficaz para prevenir del calor que sería transmitido por conducción desde la base metálica del lecho.
- 3º) La velocidad intersticial del fluido es mucho mayor que en el caso de una capa simple, y, en consecuencia, el calor transferido por convección aumenta tanto que los aportes por radiación y conducción se vuelven despreciables. Aquí debemos aclarar que, si bien la velocidad superficial del aire (es decir la velocidad calculada en base a la sección transversal del lecho) es del mismo orden que para el caso de la capa simple, la sección abierta que presenta el lecho profundo al frente de la corriente fluída es mucho menor que para el caso de la capa, y esto determina velocidades intersticiales mayores.

Se comprueba experimentalmente lo enunciado por la determinación de las temperaturas superficiales de los cilindros en el lecho; las mediciones indican una buena correspondencia entre temperatura superficial y temperatura de bulbo húmedo del aire.

8.3. DETERMINACIONES EXPERIMENTALES DE LOS COEFICIENTES PELICULARES Y FACTORES J_d y J_h .

Por la correlación analítica de los resultados experimentales de velocidad de transferencia de masa y de calor en el lecho relleno (figs. 20 y 21) se obtienen las siguientes ecuaciones :

$$k_g = 0,182 \cdot G^{0,50} \quad \text{ec. (47)}$$

$$h = 1,206 \cdot G^{0,50} \quad \text{ec. (48)}$$

Para los factores J tenemos

$$j_d = 2,03 \cdot Re_o^{-0,50} \quad \text{ec. (49)}$$

$$j_h = 2,08 \cdot Re_o^{-0,50} \quad \text{ec. (50)}$$

La analogía $j_d = j_h$ toma la forma

$$\frac{j_h}{j_d} = 1,02$$

El rango de números de Reynolds para el cual valen las ecuaciones propuestas es

$$300 < Re_o < 1.400$$

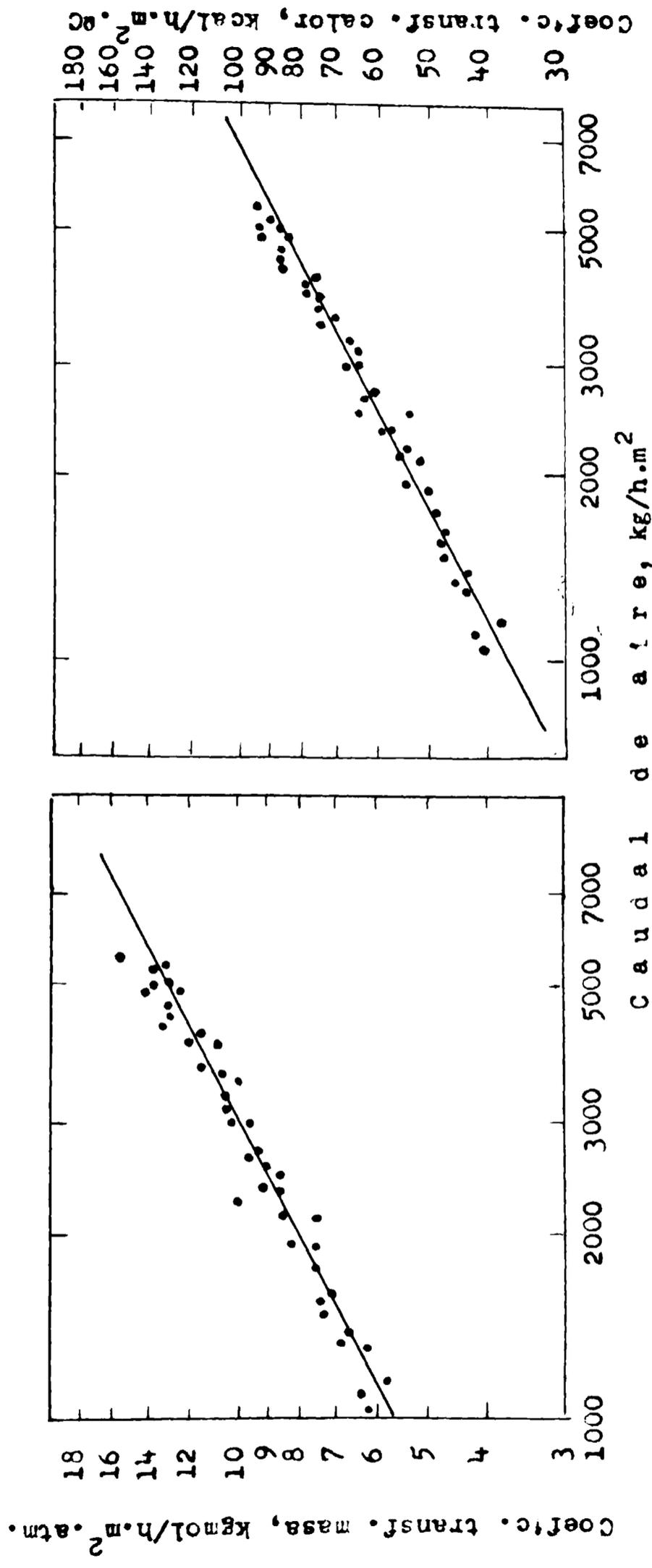


Fig. 20. TRANSFERENCIA DE MASA Y CALOR EN LECHO RELLENO.

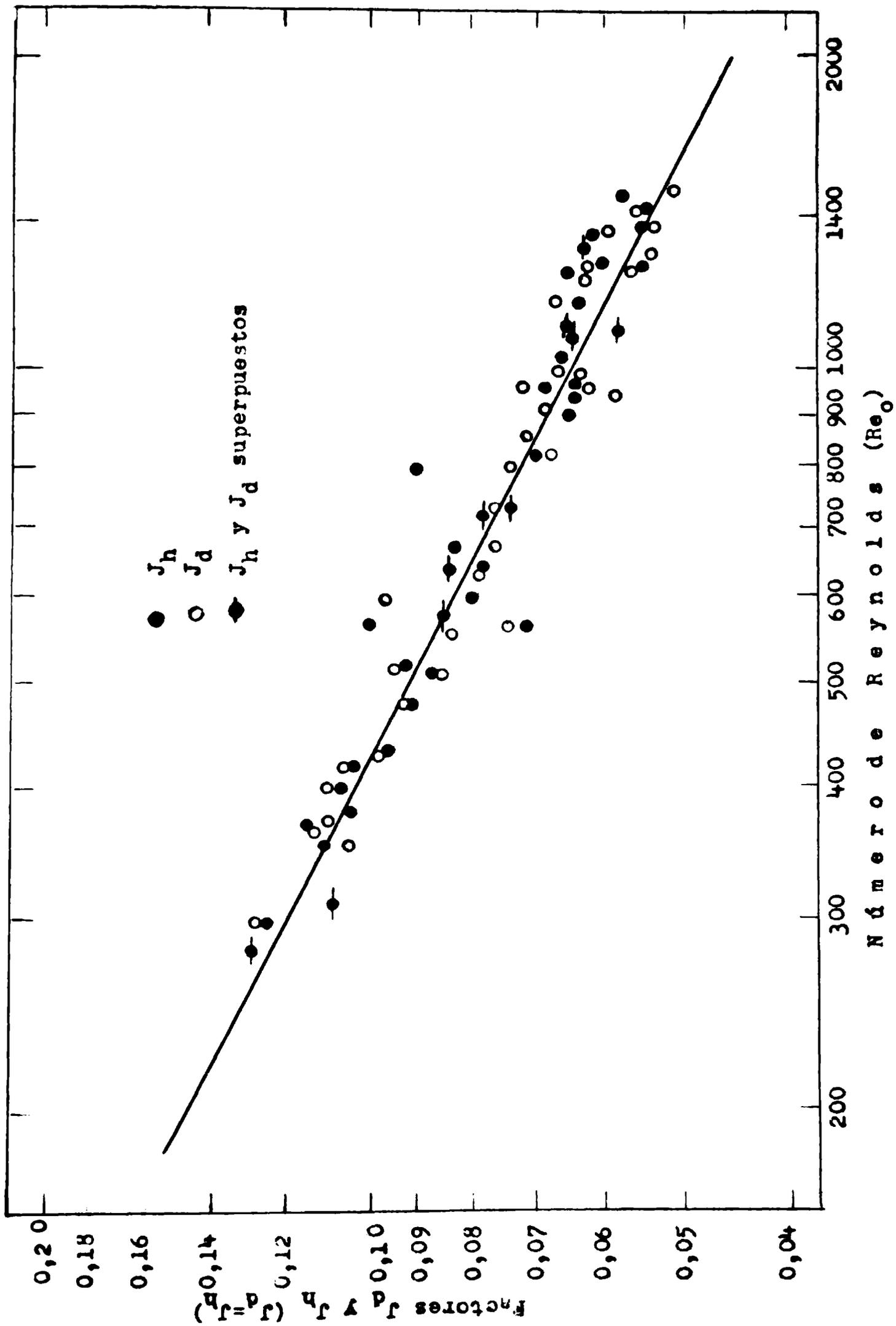


Fig. 21. TRANSFERENCIA DE MASA Y CALOR EN LECHO RELLENO. FACTORES J_d y J_h .

8.4. INTERPRETACION DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES SOBRE LA BASE DE UN MODELO TEORICO DE CAPA LIMITE.

El proceso de transferencia de masa (o, por analogía, de calor) en sistemas fluido-sólido en lechos rellenos puede ser considerado como una difusión molecular dentro de una capa límite la cual alternativamente se forma y se destruye a medida que el fluido viaja a través del lecho.

La caracterización precisa del comportamiento del flujo es extremadamente difícil, si no imposible. Sin embargo, si se considera al lecho fijo como una serie de superficies discretas separadas en determinados puntos por celdas vacías, puede suponerse que, para un dado régimen de flujo (por debajo de aquél en el cual la turbulencia se desarrolla por completo), se produce una serie de sucesivos desarrollos y destrucciones de la capa límite.

J.J. Carberry (34) desarrolló el factor j para transferencia de masa, sobre la premisa de un modelo como el enunciado, suponiendo una difusión dentro de la capa límite

$$\frac{dc}{dt} = v \frac{dc}{dx} = D \frac{d^2c}{dy^2} ,$$

donde la velocidad del fluido es invariante en x e y . Expresando v como función de x e y

$$\frac{v}{v_p} = (K y)^a / \left(\frac{V_x}{v_p} \right)^b \quad \text{ec. (51)}$$

Luego la ec.(51) puede escribirse

$$v_p \frac{dc}{dx} = \left(\frac{V_x}{v_p} \right)^b \frac{D}{(K y)^a} \frac{d^2c}{dy^2} \quad \text{ec. (52)}$$

Mixon y Carberry obtuvieron una solución de la ecuación 52, expresando el coeficiente promedio de transferencia de masa \bar{k} , en términos de los exponentes a y b :

$$\bar{k} = \left[\frac{(a+2)}{(a+2)-(b+1)} \right] \frac{[(b+1) K^{1/(a+2)} \frac{a/(a+2)}{(b+1)/(a+2)} \frac{(a+1)/(a+2)}{D}]}{\Gamma \left[\frac{1}{(a+2)} \right] \left(\frac{x}{v_p} \right)^{b/(a+2)} \sqrt{v}}$$

ec. (53)

Debe recordarse que la componente de la velocidad del fluido en la dirección y fue despreciada al formular la ecuación diferencial básica; se supone que el término $u \partial c / \partial y$ es despreciable respecto del término $v \partial c / \partial y$

Para el caso de difusión dentro de una capa límite desarrollada $a = 1$ y $b = 1/2$, por tanto

$$v/v_p = K y / \sqrt{\frac{x}{v_p}} \quad \text{ec. (54)}$$

De acuerdo con la teoría de la capa límite

$$v/v_\infty = y / \sqrt{12 x / v_\infty}$$

Si la velocidad en el borde de la capa límite (v_∞) se expresa en términos de un promedio como $v_\infty = 2 v_p$, la ec. 54 se reduce a

$$v/v_p = 0,815 \cdot y / \sqrt{\frac{x}{v_p}} \quad \therefore K = 0,815$$

Para $a = 1$ y $b = 1/2$, la ec. (53) viene a ser

$$\bar{k} = \frac{1,15 \frac{D}{(x/v_p)^{1/2}} \frac{2/3}{\sqrt{v}}}{1/6} \quad \text{ec. (55)}$$

De acuerdo con este desarrollo, la determinación de \bar{k} sólo es posible si puede especificarse el valor de x para

un lecho fijo, lo que es posible a la luz de conocimientos sobre dispersión axial en lechos; la capa límite se desarrolla y se destruye en una distancia de aproximadamente igual a un diámetro de partícula. Luego

$$x = D_p = \sqrt{Re_p} / v_p$$

y, recordando la definición del número de Schmidt

$Sc = \sqrt{D}$, la ecuación (55) se reduce a

$$\bar{k} = 1,15 v_p Re_p^{-0,5} Sc^{2/3} \quad \text{ec. (56)}$$

En términos del factor j , de la porosidad del lecho y de la velocidad superficial (\bar{v}_0) la ecuación (56) viene a ser

$$j_{c1} = \frac{k}{v_0} \xi Sc^{2/3} = 1,15 Re_p^{-0,5} \quad \text{ec. (57)}$$

Carberry comparó la relación teórica expresada por la ecuación (57) con datos experimentales de la literatura sobre transferencia de materia en lechos rellenos, para un rango de números de Reynolds (Re_p) entre 1 y 1.000. Como la mayoría de estos lechos de la literatura tenían una porosidad de alrededor de 0,4, el límite superior de Reynolds examinado (expresado en base a la velocidad superficial) viene a ser, $Re_0 = Re_p \cdot \xi = 1.000 \cdot 0,4 = 400$.

La coincidencia del modelo teórico con algunos resultados empíricos era muy buena, pero una apreciable cantidad de otros resultados no mostraban la misma coincidencia.

En vista del modelo invocado, la ecuación (57) será aplicable hasta una velocidad de flujo inferior al valor necesario para el desarrollo de la capa límite turbulenta; el valor preciso de este Reynolds de transición en un lecho relleno es de muy difícil especificación.

De acuerdo con resultados experimentales de otros investigadores seleccionados por Carberry (34), este autor sugiere que el modelo de capa límite laminar es válido hasta

un valor del $Re_p = Re_o / \xi$ de aproximadamente 1.000 ; por encima de este valor comenzaría el desarrollo de la capa límite turbulenta.

Con el fin de verificar esta afirmación, se elaboraron los resultados experimentales de la presente investigación, en la siguiente forma : los factores j_d fueron corregidos por la porosidad del lecho experimental, $\xi = 0,370$ y representados en función del número de Reynolds basado en la velocidad promedio del fluido a través del lecho (Re_p)

$$\xi j_d = \frac{\bar{k}}{v_o} \cdot \xi \cdot Sc^{2/3} = j_{cl} \quad \text{ec. (58)}$$

$$\frac{Re_o}{\xi} = Re_p \quad \text{ec. (59)}$$

Expresando los resultados experimentales de acuerdo con las ecs. (58) y (59), tenemos la siguiente relación (obtenida con el método de los cuadrados mínimos)

$$j_{clE} = 1,25 \cdot Re_p^{-0,50} \quad \text{ec. (60)}$$

Recordando que la expresión teórica está dada por

$$j_{clT} = 1,15 \cdot Re_p^{-0,50} \quad \text{ec. (57)}$$

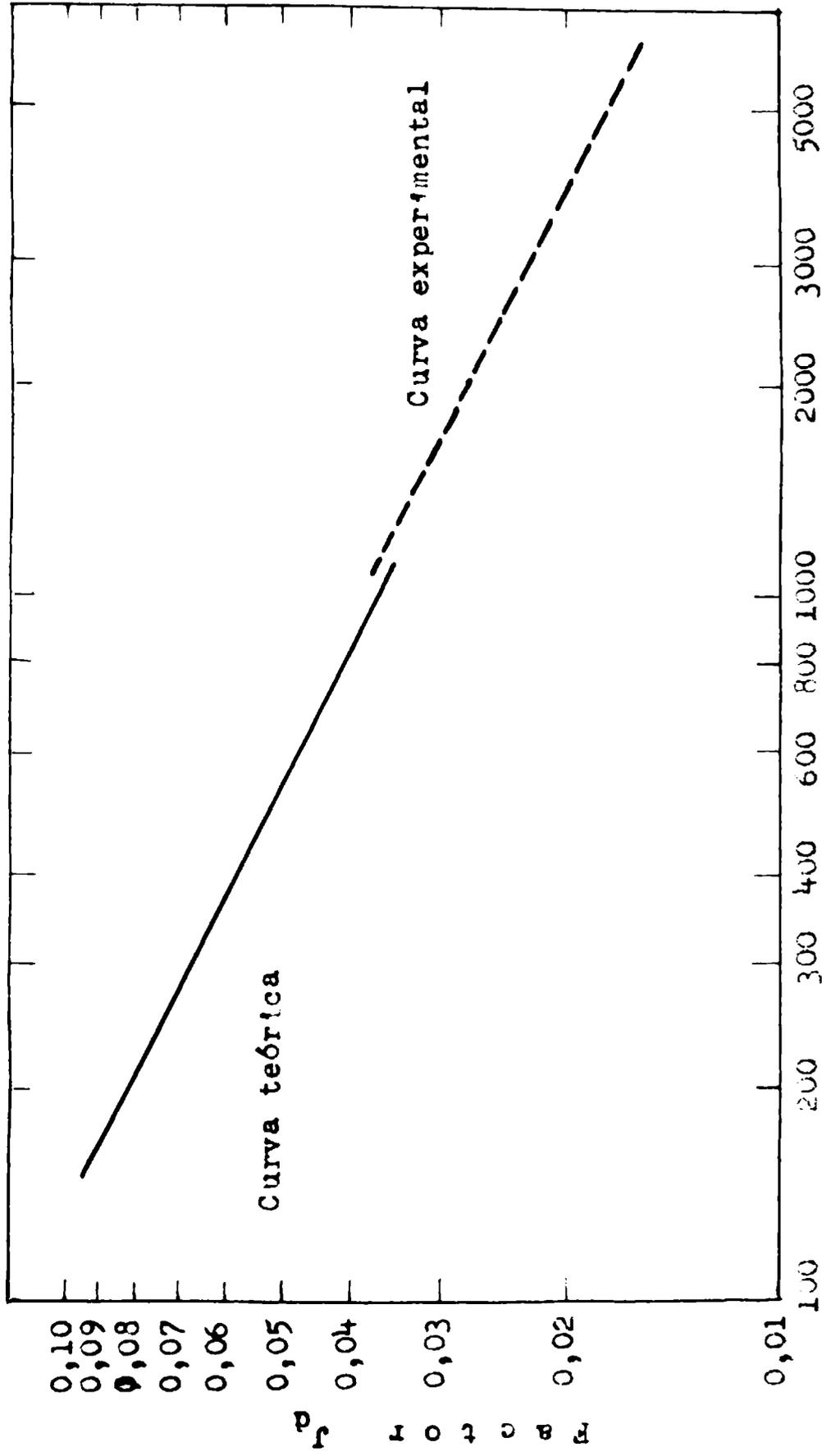
podemos ver que la expresión teórica (ec.57) es muy similar a la relación experimental (ec. 60).

La correlación experimental tiene validez para un rango de números de Reynolds,

$1.000 < Re_p < 4.000$, o , expresando en términos de Re_o ,

$$370 < Re_o < 1.450$$

Ambas expresiones, la teórica y la experimental pueden verse representadas en la fig. 22.



Número de Reynolds ($Re_p = Re_0/\epsilon$)

Fig. 22. INFLUENCIA DE LA MESA EN EL COEFICIENTE DE PÉRDIDA DE CARGA. COMPARACION DE VALORES TEÓRICOS Y EXPERIMENTALES.

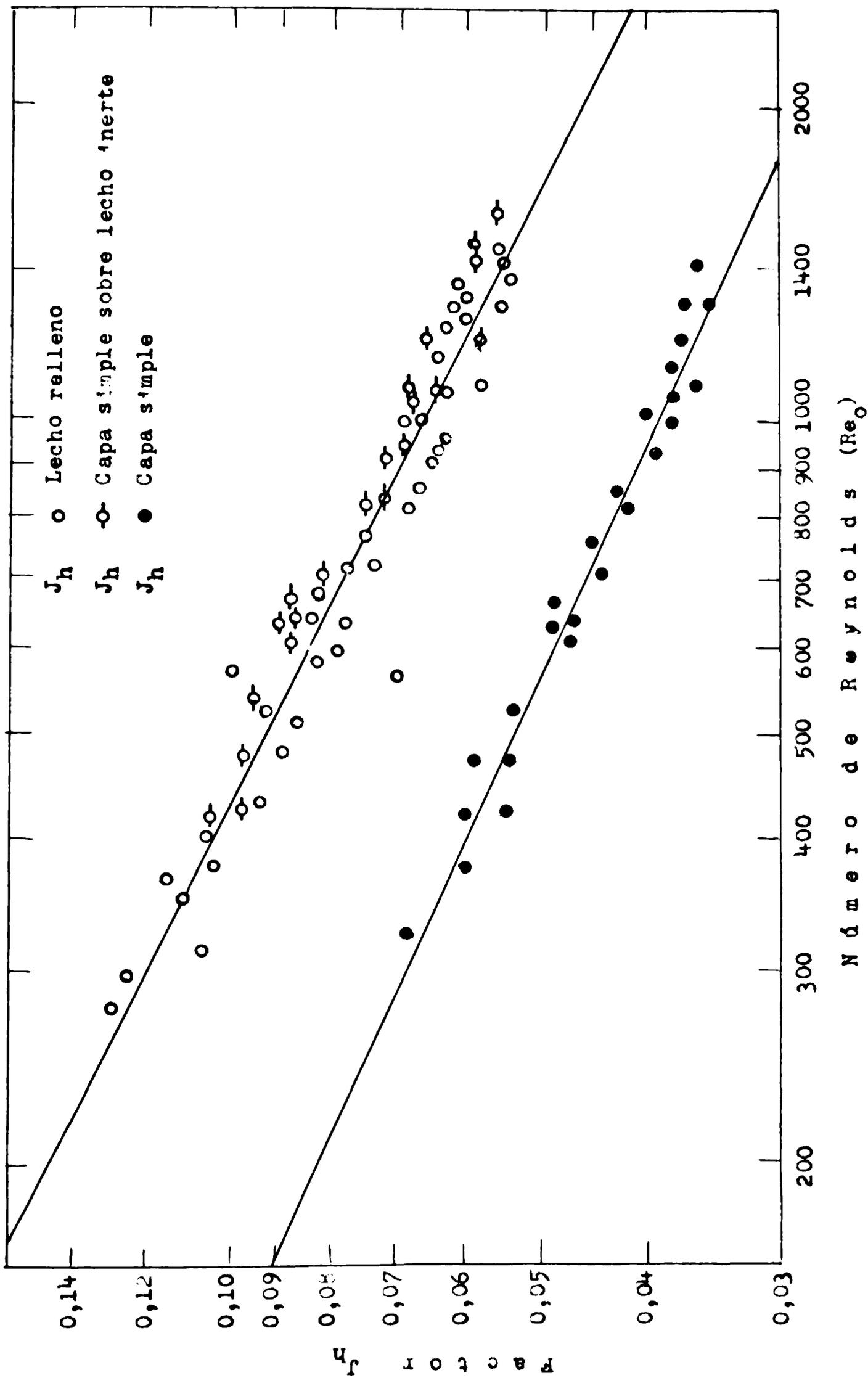


FIG. 23. TRANSFERENCIA DE CALOR: COMPARACION DE LECHO RELLENO, CAPA SIMPLE SOLA Y CAPA SIMPLE SOBRE LECHO INERTE .

8.5. CONCLUSIONES

Habíamos visto que el factor j derivado a partir de un modelo teórico de capa límite está dado por

$$j_{cl} = 1,15 \cdot Re_p^{-0,50}$$

En vista del modelo invocado, esta expresión sólo será válida dentro de un determinado rango de números de Reynolds; el límite inferior de este rango es difícil de definir por dos motivos : los efectos de la convección natural, y la especificación de x . Es probable que, a muy bajas velocidades de flujo, el desarrollo de la capa límite pueda ocurrir en una distancia mayor que un diámetro de partícula ; x viene a ser entonces una función de la velocidad de flujo, esto es $x \propto 1 / Re_p$.

A su vez, el límite superior de aplicabilidad de la expresión teórica, estará dado por el régimen de flujo para el cual se produce la transición de la capa límite laminar a turbulenta. Carberry (34) sugiere que este Reynolds de transición es del orden de 1.000 , pero en la presente investigación se demuestra que ese valor puede extenderse hasta aproximadamente 4.000.

9. CONCLUSIONES GENERALES

El propósito de esta investigación fue estudiar, desde un punto de vista básico, diversos aspectos concernientes al período de velocidad constante durante el secado por circulación transversal de aire, con el objeto de poder predecir la velocidad de secado, lo que es primordial para el diseño de equipos industriales. Las conclusiones generales son las siguientes :

- 1º) Se comprueba que la temperatura superficial de los cilindros no es igual a la temperatura de bulbo húmedo del aire, a menos que se utilicen elevadas velocidades de pasaje del aire. A medida que dicha velocidad se incrementa la temperatura superficial tiende a la de bulbo húmedo.
- 2º) Se presenta un método para calcular los aportes de calor por radiación y por conducción, y se demuestra cuantitativamente la incidencia de dichos aportes en la determinación experimental de los coeficientes de transferencia de calor y de materia para condiciones de convección forzada.
- 3º) En el período de velocidad de secado constante, no siempre puede utilizarse la presión de vapor del agua para establecer la fuerza impulsora del componente que se está transfiriendo, porque dicha presión puede disminuir a causa de efectos capilares asociados a la estructura porosa de las partículas que se secan.
- 4º) Se analizan los efectos de la turbulencia de la corriente de aire sobre la velocidad de las transferencias, en una capa simple de cilindros. La importancia práctica de este estudio reside en que, en la mayoría de las operaciones industriales de secado, la corriente de aire está dotada de un cierto nivel de turbulencia como consecuencia de su historia previa. Los resultados obtenidos se interpretan por comparación con estudios realizados sobre un elemento aislado sometido a la acción de una corriente fluida con igual nivel de turbulencia. Esto nos permite considerar a cada cilindro integrante de la capa como provisto de su propia capa límite difusional y térmica, la cual es pene-

trada por los remolinos provenientes de la corriente de fluido; este fenómeno explica los resultados experimentales obtenidos.

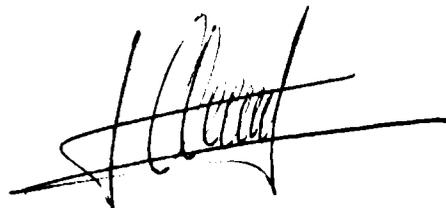
- 5º) Se demuestra estadísticamente que el ordenamiento de las partículas integrantes de una capa simple, no influye en la velocidad de los procesos de transferencia (calor y materia).

Este comportamiento encuentra explicación en el hecho de que la corriente gaseosa posee un alto nivel de turbulencia como consecuencia de su historia previa; la generación de nuevas turbulencias al atravesar los intersticios de la capa, ya no influye sobre los procesos de transferencia, hecho éste comprobado por otros autores mediante experiencias sobre elementos aislados.

- 6º) Se presenta un método para calcular la disminución del área total de transferencia en una capa simple de cilindros, debida a los puntos de contacto entre partículas adyacentes. Se calcula la disminución del área para diversos tipos de ordenamiento de las partículas ubicadas en la capa.

- 7º) La analogía de Chilton-Colburn ($j_d = j_h$) tiene amplia validez para todas las situaciones investigadas, tanto para una capa simple de partículas, como para un lecho relleno.

- 8º) Los resultados experimentales de velocidad de transferencia en un lecho relleno se analizan en base a un modelo teórico de capa límite, para buscar, de este modo, la generalización de los resultados obtenidos. La concordancia entre las expresiones teórica y experimental es satisfactoria. La correlación encontrada tiene gran utilidad por dos motivos : a) el rango de números de Reynolds, en el cual aparentemente se cumple la teoría de la película límite laminar, es el que corresponde a las velocidades de flujo usuales en los secadores industriales por circulación transversal de aire , b) la correlación empírica, teóricamente justificada, fue obtenida en un equipo piloto, lo cual contribuye a extender aún más sus posibilidades de aplicación.



10. NOMENCLATURA

- a = área de transferencia por unidad de volumen, m^2/m^3
- A = área de transferencia, m^2
- Cp = capacidad calorífica, kcal/kg
- D = coeficiente de difusión del componente que se transfiere, cm^2/seg
- Dp = diámetro de partícula, cm
- $\frac{dW}{d\theta}$ = velocidad de secado constante, $kgmol/h = dN/d\theta$
- ΔP = pérdida de carga, mm. de columna de agua
- G = velocidad másica del aire, $kg/h.m^2$
- h = coeficiente de transferencia de calor, $kcal/h.m^2.^\circ C$
- j_d = factor de transferencia de masa, adimensional
- j_h = factor de transferencia de calor, adimensional
- j_{cl} = factor j definido por la ec. (57)
- k = conductividad térmica, $kcal/h.m^2.^\circ C$
- K = $v_p / v_o = Re_p / Re_o$
- \bar{k} = coeficiente promedio de transferencia de materia, definido por la ecuación (53)
- kg = coeficiente de transferencia de masa, $kgmol/h.m^2.atm.$
- Lv = calor de vaporización, kcal/kg
- Lx = escala de turbulencia, mm
- Mm = peso molecular medio de la corriente fluida
- Nu = número de Nusselt, $h \cdot D_p / k$
- Nu_T = número de Nusselt turbulento
- P = presión total, atmósferas
- Pr = número de Prandtl, $C_p \mu / k$
- ps = presión de vapor del agua a la temperatura superficial.
- pa = presión parcial del vapor de agua en la corriente

Q = calor transferido, kcal/h

$Q_{\text{cond.}}$ = calor transferido por mecanismos de conducción, kcal/h

$Q_{\text{conv.}}$ = calor transferido por mecanismos de convección, kcal/h

$Q_{\text{rad.}}$ = calor transferido por mecanismos de radiación, kcal/h

Re' = número de Reynolds, $D_p \cdot v_o \rho / \mu$

Re_o = número de Reynolds, $D_p \cdot v_o \rho / \mu$

Re_p = número de Reynolds basado en la velocidad intersticial,
 $D_p \cdot v_p \rho / \mu$

Sc = número de Schmidt, $\mu / \rho D$

S_t = sección transversal del lecho, m^2

S_a = sección del lecho abierta a la corriente de fluido, m^2

t_a = temperatura del aire, $^{\circ}C$

t_s = temperatura de la superficie de evaporación, $^{\circ}C$

t.b.h. = temperatura de bulbo húmedo del aire, $^{\circ}C$

T = nivel de la turbulencia, %

v_{∞} = velocidad en el borde de la capa límite

v = velocidad del fluido

v_o = velocidad superficial

v_p = velocidad en el lecho relleno = v_o / ϵ

x = distancia en la dirección del flujo

y = distancia en la dirección perpendicular al flujo

u = componente de la velocidad del fluido

Símbolos griegos

μ = viscosidad, g/seg.cm

ρ = densidad, g/cm³

ϵ = porosidad del lecho, adimensional

δ = espesor de la película

ν = viscosidad cinemática = /

11. BIBLIOGRAFIA CITADA

- 1) Chilton , T.H. and Colburn, A.P., Ind. Eng. Chem. 1934, 26 , 1183.
- 2) Wilke, C.R. and Hougen, O.A., Trans. of A.I.Ch.E., 41 , N^o 4, pp. 445-451.
- 3) Gamson, B., Thodos G. and Hougen, O.A. Idem 39 , N^o 1 (1943)
- 4) De acetis, J. and Thodos G., Ind. Eng. Chem., 52 N^o12 , (1960).
- 5) Masakatsu Hiraoka and Ryoza Toei, M. Fac. Eng. Kyoto University, Vol. XXIV, Part. I, January 1962.
- 6) Hobson, M. and Thodos G., Chem. Eng. Progress, 47, N^o 7, p. 370.
- 7) Ju Chin Chu, J. Kalil and J. Wettroth, Chem. Eng. Progress, 49, N^o3, p. 142.
- 8) Idem (11)
- 9) Idem (1)
- 10) Lewis, W.K., Ind. Eng. Chem., 1921, 13, 427.
- 11) Sherwood, T.K., Id. Eng. Chem., 1929, 21, 12.
- 12) Newman, A.B., Trans. A.I.Chem.Engrs., 1931, 27, 310.
- 13) Newman, A.B., Trans. A.I.Chem. Engrs., 1931, 27, 310.
- 14) Newman, A.B., Idem, 217.
- 15) Sherwood, T.K., Trans. A.I.Chem.Engrs., 1931, 27, 190.
- 16) Troop, R.S., Wheeler, F., Trans. Cer. Soc., 1926-7, 26 , pp. 231-239.
- 17) Carslaw, H.S., "Introduction to Mathematical Theory of Conduction oh Heat in Solids, Mc. Millan, 1921.
- 18) Sherwood, T.K., and Comings, E.W., Ind. Eng. Chem., 1933, 25, 311.
- 19) Sherwood, T.K., Trans. A.I.Chem.Engrs., 1931, 27, 190.
- 20) Gilliland, E.R., and Sherwood, T.K., Ind. Eng. Chem., 1933, 25, 1134.
- 21) Hougen, O.A., Mc. Cauley, H.J. and Marshall, W.R., Trans. A. I. Chem. Engrs., 1940, 36, 183.
- 22) Coulson, J.M., Richardson, J.F., "Chemical Engeng". Vol I, p. 60 (1960).
- 23) Perry, J. "Chemical Eng. Handbook", fourth edition, 15-13.
- 24) Bradshaw, R.D. and Myers, J.E., A.I.Ch. E. Journal, Vol. 9 N^o5, 595.

- 24-b) Petrovic L.J. y Thodos G., British Chem. Eng., Vol.11, No 9, p. 1039.
- 25) Bickerman, J.J. "Surface Chemistry", Academic Press Inc. (1958)
- 26) Knudsen, J.G. and D.L. Katz, "Fluid Dynamics and Heat Transfer", Mc. Graw Hill (1958)
- 27) Taylor, G.I., Proc. Roy. Soc. (London) 151 A : 421 (I-IV) (1935)
- 28) Dreyden, H.L. et al. NACA Rept. 581, 1937.
- 29) Trobin, L.B. and Gauvin, W.H., Can. J. Chem. Engng. 37 , 134 (1959) y Can. J. Chem. Engng. 38 , 189, (1960)
- 30) Lavender, W and Pei, D.C. , Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 10, pp. 529-539.
- 31) Comings, E.W., Clapp, T.J. and Taylor J.F., Ind. Eng. Chem. vol. 40, No 6 , pp. 1076-1081.
- 32) Ranz, W.E., Chem. Eng. Progress, vol. 48, No 5, pp. 247-253.
- 33) Morales, M. Spinn, C.W. and Smith, J.M., Ind. Eng. Chem. 43, p. 225, 1951.
- 34) Carberry, J.J.. A.I.Ch.E. Journal, vol. 6, No- 3, p. 460.

TABLA 4
Convección natural

N_A kgmol/h	Q kcal/h	Fuerza impulsora $t_a - t.b.h. , ^\circ C$
0,0001332	1,41	3,2
0,0002063	2,18	4,5
0,0003553	3,77	7,1
0,0005420	5,70	10,0
0,0008268	8,68	14,0

TABLA 5
Calor transferido por radiación + conducción expresado en % del calor total

<u>% calor</u>	<u>Caudal aire</u> kg/h.m ²
9,4	2.820
9,8	1.940
5,5	4.430
5,7	3.400
5,3	4.950
8,3	2.235
10,2	1.575
5,2	5.430
6,1	4.770
5,4	5.220
9,2	3.140
9,8	2.620
4,9	4.430
5,5	3.930
9,7	2.500
11,0	2.370
12,1	1.575
11,1	1.765
9,0	2.370
8,3	4.000
7,7	3.030
7,5	3.680

TABLA 8

Influencia del ordenamiento de los cilindros sobre el coeficiente de transferencia de calor, cuando no hay contacto entre ellos

Corrida Nº	Area transf. m ²	t _s °C	(ta) _e °C	(ta) _s °C
13	0,05630	26,7	41,8	41,3
14	0,05630	26,7	41,8	41,7
15	0,05630	26,7	41,8	41,3
16	0,05630	23,2	42,0	41,4
17	0,05630	23,3	41,8	41,6
18	0,05630	27,0	42,0	41,5
19	0,05630	27,2	42,3	41,8
20	0,05630	27,2	42,4	42,0
21	0,05630	27,1	42,3	41,9
22	0,05630	27,2	42,5	42,0
23	0,05630	27,0	42,4	42,0
24	0,05630	27,0	42,4	42,0

(continuación)

Q Kcal/h	(ta-ts) _{ma} °C	h kcal/h.m ² °C	Código Ordenamiento (ver apéndice)
42,68	14,9	50,86	a-1
42,04	15,0	49,79	a-2
41,09	14,9	48,98	a-3
49,33	18,5	47,49	a-4
50,92	18,4	49,15	a-5
43,34	14,8	52,02	a-6
41,26	14,8	49,53	a-7
41,62	15,0	49,28	a-8
41,26	15,0	48,86	a-9
41,61	15,1	48,90	a-10
44,38	15,2	51,85	a-11
40,91	15,2	47,80	a-12

TABLA 10

Influencia del ordenamiento de los cilindros en el coeficiente de transferencia de calor, cuando hay contacto entre ellos

Caudal de aire, G= constante 5.500 kg/h.m²
(basado en la sección libre del lecho)

Corrida Nº	Area transf. m ²	ts °C	(ta) _e °C	(ta) _s °C
37	0,05630	26,7	41,8	41,4
38	"	26,7	41,8	41,3
39	"	26,7	41,4	40,8
40	"	26,7	41,4	40,5
41	"	26,9	41,1	40,6
42	"	26,9	41,1	40,8

(Continuación)

(ta-ts) _{ma} °C	Q Kcal/h	h kcal/h.m ² °C	Código Orden (ver apéndice)
14,9	31,29	37,30	b-1
14,9	34,77	41,45	b-2
14,4	39,51	48,73	b-3
14,3	38,86	48,30	b-4
14,0	36,03	45,72	b-5
14,0	35,41	44,90	b-6

TABLA 11

Transferencia de masa en capa simple de cilindros

Corrida	N_A	$(p_a)_e$	$(p_a)_s$	ps
Nº	Kgmol/h	atm.	atm.	atm.
43	0,01314	0,0206	0,0242	0,0312
44	0,01170	0,0181	0,0212	0,0291
45	0,01970	0,0156	0,0176	0,0275
46	0,01695	0,0126	0,0154	0,0253
47	0,02440	0,0169	0,0187	0,0296
48	0,01460	0,0145	0,0173	0,0281
49	0,01200	0,0134	0,0178	0,0277
50	0,02195	0,0184	0,0211	0,0291
51	0,01737	0,0176	0,0202	0,0279
52	0,02110	0,0177	0,0189	0,0286
53	0,01350	0,0211	0,0236	0,0310
54	0,01233	0,0214	0,0230	0,0303
55	0,01970	0,0134	0,0156	0,0253
56	0,01771	0,0130	0,0168	0,0253
57	0,01218	0,0203	0,0229	0,0303
58	0,01083	0,0214	0,0236	0,0307
59	0,00970	0,0191	0,0228	0,0296
60	0,01070	0,0200	0,0230	0,0300
61	0,01220	0,0167	0,0211	0,0279
62	0,01455	0,0202	0,0220	0,0302
63	0,01472	0,0173	0,0192	0,0284
64	0,01460	0,0178	0,0202	0,0280
65	0,02071	0,0184	0,0211	0,0291
66	0,01850	0,0130	0,0168	0,0253
67	0,01991	0,0156	0,0176	0,0275
68	0,00856	0,0200	0,0230	0,0300
69	0,00759	0,0191	0,0228	0,0296
70	0,00774	0,0191	0,0228	0,0296

TABLA 11 (cont.)

Corrida	(ps-pa) _{ma}	kg	G
Nº	atm.	Kgmol/h.m ² .atm.	Kg/h.m ²
43	0,00880	6,59	2.820
44	0,00935	5,46	1.940
45	0,01090	7,96	4.430
46	0,01130	6,60	3.400
47	0,01180	9,12	4.950
48	0,01220	5,27	2.235
49	0,01210	4,37	1.575
50	0,00935	10,33	5.430
51	0,00900	8,50	4.770
52	0,01030	9,04	5.220
53	0,00865	6,88	3.140
54	0,00810	6,72	2.620
55	0,01080	8,04	4.430
56	0,01040	7,51	3.930
57	0,00870	6,18	2.500
58	0,00815	5,86	2.370
59	0,00865	4,94	1.575
60	0,00850	5,55	1.765
61	0,00900	5,97	2.370
62	0,00910	7,05	4.000
63	0,01010	6,44	3.030
64	0,00900	7,16	3.680
65	0,00935	9,78	5.920
66	0,01040	7,83	3.780
67	0,01090	8,08	4.270
68	0,00850	4,43	1.775
69	0,00865	3,87	1.370
70	0,00865	3,96	1.260

TABLA 12

Transferencia de calor en capa simple de cilindros

Corrida Nº	Q kcal/h	(ta) _e °C	(ta) _s °C	ts °C
43	137,72	41,6	36,3	25,0
44	122,80	41,2	36,8	23,8
45	207,01	41,3	38,3	22,9
46	178,33	41,4	37,7	21,5
47	256,05	44,5	41,7	24,1
48	153,40	44,8	40,3	23,2
49	126,10	44,7	38,5	23,0
50	230,38	40,2	36,3	23,8
51	182,50	39,3	36,3	23,1
52	221,16	40,5	38,5	23,5
53	141,50	40,2	36,7	24,9
54	129,35	40,4	36,2	24,5
55	207,26	40,3	36,8	21,5
56	186,32	40,8	35,5	21,5
57	127,75	39,8	36,2	24,5
58	113,55	39,7	35,5	24,7
59	101,79	40,6	34,7	24,1
60	112,25	40,3	35,7	24,3
61	128,50	40,8	34,1	23,1
62	152,63	40,2	36,7	24,4
63	154,55	40,8	37,8	23,4
64	153,37	39,6	36,0	23,2
65	207,82	40,2	36,3	23,8
66	186,71	40,8	35,5	21,5
67	206,01	41,3	38,3	22,9
68	100,40	40,3	35,7	24,3
69	89,83	40,6	34,7	24,1
70	91,80	40,6	34,7	24,1

TABLA 12 (cont.)

Corrida Nº	$(t_a - t_s)_{ma}$ °C	h kcal/h.m ² °C	G kg/h.m ²
43	14,0	43,33	2.820
44	15,2	35,59	1.940
45	16,9	53,96	4.430
46	18,0	43,64	3.400
47	19,0	59,37	4.950
48	19,3	35,01	2.235
49	18,6	29,86	1.575
50	14,4	70,47	5.430
51	14,7	54,69	4.770
52	16,0	60,89	5.220
53	13,5	46,16	3.140
54	14,3	39,85	2.620
55	17,0	53,71	4.430
56	16,6	49,45	3.930
57	13,5	41,68	2.500
58	12,9	38,78	2.370
59	13,5	33,21	1.575
60	13,7	36,09	1.765
61	14,3	39,49	2.370
62	14,0	48,03	4.000
63	15,9	41,88	3.030
64	14,6	46,28	3.680
65	14,3	63,11	5.920
66	16,6	49,52	3.780
67	16,9	53,73	4.270
68	13,7	32,22	1.775
69	13,5	29,30	1.370
70	13,5	29,98	1.260

TABLA 13

Transferencia de masa en capa simple de cilindros
(en condiciones de convección solamente)

Corrida	$N_t - (N_R + N_C)$	kg
Nº	kgmol/h	kgmol/h.m ² .atm.
43	0,01167	5,84
44	0,01033	4,87
45	0,01838	7,43
46	0,01575	6,14
47	0,02286	8,53
48	0,01309	4,73
49	0,01052	3,83
50	0,02059	9,70
51	0,01610	7,88
52	0,01975	8,45
53	0,01205	6,14
54	0,01090	5,93
55	0,01851	7,55
56	0,01651	6,99
57	0,01078	5,46
58	0,00943	5,10
59	0,00831	4,23
60	0,00929	4,81
61	0,01088	5,33
62	0,01313	6,36
63	0,01337	5,83
64	0,01329	6,51
65	0,01871	8,82
66	0,01695	7,19
67	0,01860	7,54
68	0,00842	4,37
69	0,00745	3,80
70	0,00760	3,88

TABLA 14

Transferencia de calor en capa simple de cilindros
(condiciones de convección solamente)

Corrida	$Q_t - (Q_R + Q_C)$	h
Nº	kcal/h	kcal/h.m ² .°C
43	124,7	39,24
44	110,7	32,09
45	195,5	50,97
46	168,1	41,15
47	242,5	56,24
48	140,4	32,05
49	113,2	26,81
50	218,4	66,80
51	171,3	51,33
52	209,3	57,62
53	128,5	41,92
54	116,6	35,94
55	197,1	51,06
56	176,0	46,72
57	115,4	37,63
58	101,0	34,51
59	89,5	29,20
60	99,8	32,07
61	116,6	35,92
62	139,9	44,03
63	142,7	39,53
64	141,9	42,81
65	195,8	60,31
66	176,4	46,85
67	194,5	50,71
68	87,9	28,30
69	77,5	25,28
70	79,6	25,93

TABLA 15

Transferencia de calor en capa simple de cilindros

Cálculo del Nusselt

Corrida	Nu	Re ₀
Nº	(Nº Nusselt)	(Nº Reynolds)
43	31,8	765
44	26,5	527
45	41,3	1.203
46	33,7	922
47	45,7	1.340
48	26,0	606
49	21,8	428
50	54,2	1.475
51	41,7	1.320
52	46,8	1.415
53	34,0	853
54	29,2	709
55	41,4	1.200
56	37,8	1.065
57	30,5	678
58	28,0	645
59	23,7	427
60	26,0	478
61	29,2	645
62	35,9	1.085
63	32,1	823
64	34,7	1.000
65	49,0	1.600
66	38,1	1.020
67	41,2	1.150
68	23,0	480
69	20,5	370
70	21,1	340

TABLA 16

Transferencia de masa y calor en capa simple de cilindros

Factor j_h de Chilton y Colburn

Corrida Nº	j_h (1)	j_h (2)	Re_0
43	0,04974	0,04505	765
44	0,05943	0,05359	527
45	0,03971	0,03751	1.203
46	0,04167	0,03930	922
47	0,03895	0,03689	1.340
48	0,05087	0,04657	606
49	0,06153	0,05523	428
50	0,04221	0,04001	1.475
51	0,03730	0,03500	1.320
52	0,03793	0,03589	1.415
53	0,04773	0,04334	853
54	0,04941	0,04457	709
55	0,03937	0,03743	1.200
56	0,04080	0,03853	1.065
57	0,05431	0,04903	678
58	0,05301	0,04717	645
59	0,06841	0,06015	427
60	0,06633	0,05894	478
61	0,05410	0,04921	645
62	0,03919	0,03593	1.082
63	0,04489	0,04238	823
64	0,04096	0,03789	1.000
65	0,03451	0,03300	1.600
66	0,04252	0,04021	1.020
67	0,04070	0,03841	1.150
68	0,06141	0,05392	480
69	0,06922	0,05981	370
70	0,07731	0,06682	340

(1) : sin descuentos de aportes por radiación y conducción

(2) : con " " " "

TABLA 17

Transferencia de masa y calor en capa simple de cilindros

Factor j_d de Chilton y Colburn*

Corrida	j_d	j_d	j_d	Re_o
Nº	(1)	(2)	(3)	
43	0,04877	0,04322	0,04529	765
44	0,05853	0,05221	0,05403	527
45	0,03749	0,03499	0,03669	1.203
46	0,04052	0,03770	0,03911	922
47	0,03849	0,03600	0,03730	1.340
48	0,04917	0,04413	0,04562	606
49	0,05777	0,05063	0,05433	428
50	0,03966	0,03725	0,03882	1.475
51	0,03723	0,03451	0,03613	1.320
52	0,03616	0,03380	0,03516	1.415
53	0,04568	0,04077	0,04269	853
54	0,05342	0,04714	0,04961	709
55	0,03787	0,03556	0,03697	1.200
56	0,03995	0,03719	0,03873	1.065
57	0,05142	0,04543	0,04767	678
58	0,05157	0,04411	0,04717	645
59	0,06526	0,05600	0,05865	427
60	0,06549	0,05675	0,05959	478
61	0,05253	0,04690	0,04902	645
62	0,03680	0,03319	0,03471	1.082
63	0,04437	0,04017	0,04168	823
64	0,04067	0,03698	0,03868	1.000
65	0,03571	0,03222	0,03369	1.600
66	0,04470	0,04112	0,04302	1.020
67	0,04080	0,03810	0,03990	1.150
68	0,05392	0,05321	0,05556	480
69	0,06111	0,06000	0,06275	370
70	0,06780	0,06662	0,06873	340

(1) : sin descuentos de aportes por radiación y conducción

(2) : con " " " "

(3) : igual que (2) pero además con la reducción de la presión de vapor del agua por efectos capilares.

TABLA 18

Transferencia de masa en capa simple de cilindros
sobre lecho inerte

Corrida	N_A	$(p_a)_e$	ps
N°	kgmol/h	atm.	atm.
113	0,02231	0,0191	0,0291
114	0,02022	0,0191	0,0253
115	0,03411	0,0200	0,0275
116	0,02937	0,0156	0,0300
117	0,04231	0,0130	0,0296
118	0,02533	0,0184	0,0296
119	0,02072	0,0203	0,0303
120	0,03801	0,0214	0,0307
121	0,03011	0,0191	0,0296
122	0,03668	0,0200	0,0300
123	0,02301	0,0145	0,0281
124	0,02135	0,0169	0,0296
125	0,03419	0,0126	0,0253
126	0,03066	0,0156	0,0275
127	0,02111	0,0181	0,0291
128	0,01873	0,0206	0,0312
129	0,01677	0,0134	0,0277
130	0,01856	0,0184	0,0291
131	0,02111	0,0176	0,0279
132	0,02524	0,0177	0,0286
133	0,02544	0,0211	0,0310
134	0,02537	0,0214	0,0303
135	0,04013	0,0134	0,0253
136	0,02547	0,0130	0,0253

TABLA 18 (cont.)

Corrida	$(p_s - p_a)_{ma}$	kg	G	Re_n
Nº	atm.	kgmol/h.m ² .atm	kg/h.m ²	
113	0,01051	9,8	2.820	755
114	0,01039	8,6	1.940	527
115	0,01253	12,0	4.430	1.203
116	0,01136	11,3	3.400	922
117	0,01413	13,2	4.950	1.340
118	0,01296	8,6	2.235	606
119	0,01274	7,2	1.575	428
120	0,01150	14,7	5.430	1.475
121	0,01020	13,0	4.770	1.320
122	0,01141	14,2	5.220	1.415
123	0,00967	10,5	3.140	853
124	0,00952	9,9	2.620	709
125	0,01093	13,8	4.430	1.200
126	0,01065	12,7	3.930	1.065
127	0,09510	9,8	2.500	678
128	0,09415	8,8	2.370	645
129	0,09875	7,7	1.575	427
130	0,01095	7,5	1.765	478
131	0,01010	9,2	2.370	645
132	0,09786	11,5	4.000	1.085
133	0,01075	10,4	3.030	823
134	0,00993	11,3	3.680	1.000
135	0,01214	14,7	5.920	1.600
136	0,01020	11,0	3.780	1.020

TABLA 19

Transferencia de calor en capa simple de cilindros
sobre lecho inerte

Corrida	Q	(ta) _e	ts
Nº	kcal/h	°C	°C
113	232,3	40,2	23,8
114	211,0	40,8	21,5
115	356,0	41,3	22,9
116	306,6	40,3	24,3
117	441,7	40,6	24,1
118	264,4	40,6	24,1
119	216,3	39,8	24,5
120	396,8	39,7	24,7
121	314,3	40,6	24,1
122	382,9	40,3	24,3
123	240,2	44,8	23,3
124	222,9	44,5	24,1
125	356,9	41,4	21,5
126	320,1	41,3	22,9
127	220,3	41,2	23,8
128	195,5	41,6	25,0
129	175,1	44,7	23,0
130	193,8	40,2	23,8
131	220,4	39,3	23,1
132	263,5	40,5	23,5
133	265,6	40,2	24,9
134	265,0	40,4	24,5
135	418,8	40,3	21,5
136	265,9	40,8	24,5

TABLA 19 (cont.)

Corrida Nº	$(t_a - t_s)_{ml}$ C	h kcal/h.m ² °C	G kg/h.m ²	Re_n
113	15,7	65,2	2.820	765
114	16,2	57,1	1.940	527
115	19,7	79,3	4.430	1.203
116	18,0	75,2	3.400	922
117	21,9	89,2	4.950	1.340
118	19,1	60,8	2.235	606
119	19,6	48,1	1.575	428
120	17,5	100,1	5.430	1.475
121	15,8	87,3	4.770	1.320
122	17,5	96,0	5.220	1.415
123	15,1	70,0	3.140	853
124	14,8	66,3	2.620	709
125	17,4	90,3	4.430	1.200
126	16,8	83,1	3.930	1.065
127	14,2	68,3	2.500	678
128	13,5	63,8	2.370	645
129	15,2	50,8	1.575	427
130	16,4	52,0	1.765	478
131	16,6	58,4	2.370	645
132	14,6	79,5	4.000	1.085
133	16,5	71,1	3.030	823
134	15,1	77,2	3.680	1.000
135	17,6	104,3	5.920	1.600
136	15,1	77,6	3.780	1.020

TABLA 20

Transferencia de masa y calor en capa simple de cilindros

Sobre lecho inerte

Factores j de Chilton y Colburn

Corrida Nº	j_h	j_d
113	0,0751	0,0725
114	0,0952	0,0925
115	0,0585	0,0565
116	0,0718	0,0693
117	0,0585	0,0557
118	0,0885	0,0803
119	0,0990	0,0953
120	0,0599	0,0565
121	0,0595	0,0570
122	0,0598	0,0568
123	0,0725	0,0697
124	0,0822	0,0787
125	0,0662	0,0650
126	0,0685	0,0675
127	0,0890	0,0815
128	0,0872	0,0775
129	0,1045	0,1017
130	0,0957	0,0886
131	0,0800	0,0810
132	0,0650	0,0600
133	0,0764	0,0718
134	0,0683	0,0644
135	0,0573	0,0536
136	0,0667	0,0630

TABLA 21

Transferencia de masa en lecho relleno

Corrida	N_A	$(pa)_e$	$(pa)_s$	ps
Nº	kgmol/h	atm.	atm.	atm.
71	0,04972	0,008295	0,02051	0,02224
72	0,09240	0,008303	0,01804	0,02251
73	0,09022	0,008776	0,01861	0,02265
74	0,05575	0,007987	0,01836	0,02175
75	0,07060	0,008605	0,01851	0,02175
76	0,09600	0,009734	0,01821	0,02366
77	0,09718	0,009579	0,01894	0,02380
78	0,10180	0,009422	0,01894	0,02366
79	0,09885	0,009736	0,01821	0,02366
80	0,06676	0,009579	0,02274	0,02322
81	0,05130	0,01006	0,02054	0,02395
82	0,07750	0,01006	0,01989	0,02410
83	0,04050	0,01083	0,02191	0,02424
84	0,03312	0,01377	0,02377	0,02587
85	0,04219	0,01377	0,02315	0,02608
86	0,09380	0,01291	0,02174	0,02563
87	0,06680	0,01375	0,02313	0,02641
88	0,07563	0,01359	0,02265	0,02641
89	0,05660	0,01193	0,02191	0,02521
90	0,09730	0,01375	0,02219	0,06610
91	0,07475	0,01360	0,02219	0,06480
92	0,09440	0,01252	0,02083	0,02510
93	0,03110	0,008295	0,02370	0,02223
94	0,04935	0,008295	0,02368	0,02223
95	0,05026	0,008295	0,02191	0,02223
96	0,05100	0,008295	0,02214	0,02223
97	0,05560	0,008295	0,02002	0,02223
98	0,04350	0,009734	0,02463	0,02337
99	0,06000	0,009734	0,02191	0,02337
100	0,06515	0,009734	0,01965	0,02337
101	0,05582	0,009734	0,01955	0,02337
102	0,05960	0,009734	0,02038	0,02337
103	0,07157	0,009422	0,02274	0,02337
104	0,06315	0,009422	0,02114	0,02337
105	0,07055	0,009422	0,01904	0,02337
106	0,07931	0,009422	0,02060	0,02337
107	0,06651	0,009579	0,02002	0,02292
108	0,04755	0,009579	0,02540	0,02292
109	0,04540	0,009579	0,02568	0,02292
110	0,06700	0,009579	0,02274	0,02292
111	0,04950	0,01083	0,02021	0,02393
112	0,08250	0,01083	0,01902	0,02393

TABLA 21 (cont.)

Corrida Nº	(ps-pa) _{m1} atm.	kg kgmol/h.m ² .atm.	G kg/h.m ²	Re _o
71	0,005847	9,93	2.210	600
72	0,008440	12,80	4.480	1.215
73	0,007979	13,21	4.288	1.162
74	0,008127	8,61	2.463	567
75	0,007803	10,56	3.320	903
76	0,009039	12,40	4.880	1.257
77	0,008715	13,02	4.595	1.248
78	0,008614	13,80	5.000	1.358
79	0,009032	12,78	5.122	1.390
80	0,01214	10,42	3.175	662
81	0,006583	9,09	2.361	640
82	0,007950	11,55	3.735	1.012
83	0,006324	7,48	1.760	478
84	0,005794	6,67	1.377	373
85	0,006546	8,00	2.088	566
86	0,007781	14,07	4.877	1.323
87	0,007778	10,03	3.488	950
88	0,008199	10,77	3.970	935
89	0,007103	9,30	2.695	732
90	0,008656	13,12	5.435	1.462
91	0,008539	11,61	3.897	1.080
92	0,008091	13,62	5.243	1.415
93	0,005847	6,21	1.300	352
94	0,008332	6,90	1.320	358
95	0,007876	7,42	1.550	420
96	0,008100	7,31	1.470	398
97	0,009017	7,18	1.600	434
98	0,008715	5,82	1.150	312
99	0,008414	8,30	1.920	520
100	0,009032	8,40	2.160	585
101	0,007651	8,50	2.320	629
102	0,007702	9,00	2.520	683
103	0,008098	10,31	3.000	813
104	0,007003	10,52	3.600	975
105	0,007116	11,53	4.200	1.103
106	0,007777	12,01	4.050	1.095
107	0,008091	9,60	2.650	718
108	0,008656	6.43	1.100	298
109	0,008538	6,21	1.040	282
110	0,008112	9,60	3.000	812
111	0,007666	7,51	1.900	515
112	0,008001	12,00	4.550	1.230

TABLA 22

Transferencia de calor en lecho relleno

Corrida	Q	(ta) _e	(ta) _s	ts
Nº	kcal/h	°C	°C	°C
71	524,0	41,0	24,3	19,4
72	973,1	41,5	26,6	19,6
73	952,5	41,5	26,7	19,7
74	587,5	42,2	26,2	19,5
75	745,0	41,4	26,4	19,5
76	1.012,0	42,2	29,1	20,4
77	1.021,0	42,3	28,6	20,5
78	1.073,0	41,8	28,0	20,4
79	1.042,1	41,7	29,0	20,4
80	703,0	41,5	26,9	20,1
81	540,0	41,7	25,5	20,6
82	815,0	41,8	27,6	20,7
83	425,8	41,3	24,9	20,8
84	348,1	40,9	25,7	21,9
85	444,2	41,1	26,4	22,0
86	985,8	41,6	28,9	21,8
87	702,0	41,9	27,5	22,2
88	794,5	41,8	28,6	22,2
89	595,3	41,8	26,8	21,4
90	1.022,0	42,1	29,5	22,3
91	785,1	42,1	29,0	22,2
92	992,5	41,5	29,4	21,6
93	327,8	41,0	23,0	19,4
94	520,0	41,0	26,6	19,4
95	530,0	41,0	26,0	19,4
96	537,5	41,0	26,6	19,4
97	585,5	41,0	28,0	19,4
98	458,1	42,2	27,9	20,4
99	632,1	42,2	27,6	20,4
100	685,0	42,2	28,4	20,4
101	589,2	42,2	25,3	20,4
102	617,0	42,2	25,1	20,4
103	753,1	41,8	27,6	20,4
104	664,5	41,8	24,8	20,4
105	743,2	41,8	25,3	20,4
106	835,5	41,8	25,6	20,4
107	702,1	41,5	26,9	20,1
108	501,2	41,5	28,6	20,1
109	478,8	41,5	28,3	20,1
110	706,1	41,5	28,8	20,1
111	521,1	41,3	28,9	20,8
112	869,1	41,3	26,9	20,8

TABLA 22 (cont.)

Corrida Nº	$(t_a - t_s)_{ml}$ °C	h kcal/h.m ² °C	G kg/h.m ²	Re _o
71	11,3	54,13	2.210	600
72	13,1	86,73	4.480	1.215
73	13,1	84,89	4.288	1.162
74	12,8	53,60	2.463	567
75	13,0	66,88	3.320	903
76	14,2	83,22	4.880	1.257
77	13,9	85,80	4.595	1.248
78	13,3	94,20	5.000	1.358
79	14,1	86,27	5.122	1.390
80	12,7	64,61	3.175	862
81	11,1	56,80	2.361	640
82	12,7	74,90	3.735	1.012
83	10,2	48,74	1.760	478
84	9,4	43,23	1.377	373
85	10,0	51,86	2.088	566
86	12,4	92,84	4.877	1.323
87	11,0	74,50	3.488	950
88	11,9	77,97	3.970	935
89	11,3	61,50	2.695	732
90	12,5	95,42	5.435	1.462
91	12,2	75,13	3.897	1.080
92	13,0	89,09	5.243	1.415
93	8,8	43,50	1.300	352
94	13,3	45,51	1.320	358
95	12,8	48,10	1.550	420
96	13,3	47,00	1.470	398
97	14,5	47,11	1.600	434
98	13,9	38,25	1.150	312
99	13,6	54,15	1.920	520
100	14,5	55,11	2.160	585
101	11,5	59,55	2.320	629
102	11,2	64,05	2.520	683
103	13,7	64,15	3.000	813
104	11,0	70,12	3.600	975
105	11,4	75,56	4.200	1.103
106	12,1	80,10	4.050	1.095
107	12,8	63,51	2.650	718
108	13,9	42,10	1.100	298
109	13,6	41,05	1.040	282
110	12,0	63,24	3.000	812
111	12,1	50,10	1.900	515
112	12,9	78,84	4.550	1.230

TABLA 23

Transferencia de masa y calor en lecho relleno

Factores j de Chilton y Colburn

Corrida N°	j_h	j_d	Re_c
71	0,07957	0,09711	600
72	0,06291	0,06169	1.215
73	0,06409	0,06658	1.162
74	0,07022	0,07551	567
75	0,06527	0,06875	903
76	0,05525	0,05481	1.257
77	0,06049	0,06132	1.248
78	0,06104	0,05962	1.358
79	0,05487	0,05393	1.390
80	0,06658	0,07086	862
81	0,07845	0,08317	640
82	0,06629	0,06687	1.012
83	0,08988	0,09185	478
84	0,10267	0,10959	373
85	0,10010	0,08264	566
86	0,06219	0,06219	1.323
87	0,06956	0,06219	950
88	0,06397	0,05859	935
89	0,07424	0,07459	732
90	0,05734	0,05222	1.462
91	0,06271	0,06432	1.080
92	0,05545	0,05611	1.415
93	0,10967	0,10315	352
94	0,11276	0,11275	358
95	0,10115	0,10336	420
96	0,10456	0,10754	398
97	0,09556	0,09693	434
98	0,10756	0,10924	312
99	0,09271	0,09279	520
100	0,08287	0,08400	585
101	0,08365	0,07915	629
102	0,08253	0,07704	683
103	0,06945	0,07434	813
104	0,06305	0,06312	975
105	0,05836	0,05926	1.103
106	0,06423	0,06413	1.095
107	0,07786	0,07824	718
108	0,12346	0,12622	298
109	0,12876	0,12911	282
110	0,09216	0,06922	812
111	0,08556	0,08539	515
112	0,05765	0,05688	1.230

A p é n d i c e

Código de ordenamiento de los cilindros

(En cada tipo de ordenamiento hay 81 cilindros)

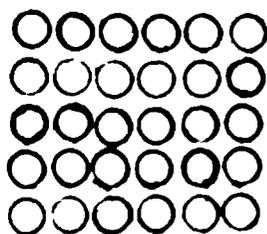
- a - 1 Distancia entre los cilindros : 1 mm
- a - 2 Distancia entre los cilindros : 10 mm
- a - 3 Distancia entre los cilindros de cada grupo triangu-
lar : 1 mm
Distancia entre grupos de cilindros : 15 mm
- a - 4 Distancia entre los cilindros periféricos y el cen-
tral de cada grupo : 1 mm
Distancia entre los cilindros periféricos de cada
grupo : 10 mm
- a - 5 Distancia entre los cilindros periféricos de cada
grupo : 1 mm
Distancia entre los cilindros periféricos y el cen-
tral en cada grupo : 1 mm
- a - 6 Distancia entre los dos cilindros de cada par hori-
zontal : 1 mm
Distancia entre pares : 10 mm
- a - 7 Distancia entre los cilindros de cada grupo cuadran-
gular : 1 mm
Distancia entre los grupos cuadrangulares : 10 mm
- a - 8 Distancia entre los cilindros de la misma fila ho-
rizontal : 1 mm
Distancia entre las filas horizontales : 10 mm
- a - 9 Distancia entre cilindros de la misma fila horizon-
tal : 1 mm
Distancia entre los dos cilindros de cada par ver-
tical : 1 mm
Distancia entre pares verticales : 10 mm
- a - 10 Distancia entre cilindros entre sí en cada cruz : 1
: 1 mm
- a - 11 Distancia entre cilindros de la misma fila horizon-
tal : 1 mm; entre filas horizontales altern. 1 y 10 mm
- a - 12 Distancia entre cilindros de cada orden. horiz. : 1 mm

- b - 1 Los cilindros se tocan entre si, tanto horizontal - como verticalmente.
- b - 2 Los cilindros de la misma fila horizontal se tocan entre sí.
Distancia entre filas horizontales: 10 mm
- B - 3 Los cilindros periféricos de cada grupo exagonal contactan con el cilindro central, pero no entre sí.
Los grupos hexagonales están distriuidos como para ocupar toda la base la canasta.
- b - 4 Los cilindros de cada par se tocan entre sí.
Distancia entre pares de cilindros, tanto horizontal - como verticalmente: 10 mm
- b - 5 Los cilindros integrantes de cada grupo triangular se tocan entre sí.
Los grupos triangulares equidistan entre sí ocupando toda la base de la canasta.
- b - 6 Los cilindros periféricos de cada grupo contactan con el central.
Distancia entre los cilindros periféricos: 15 mm

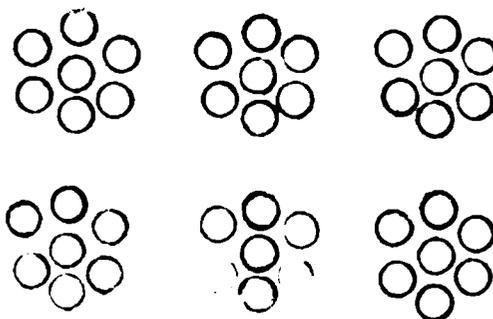
A p é n d i c e

CODIGO DE ORDENAMIENTO DE LOS CILINDROS.

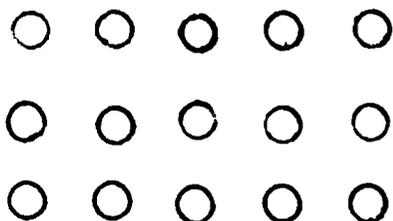
a - 1



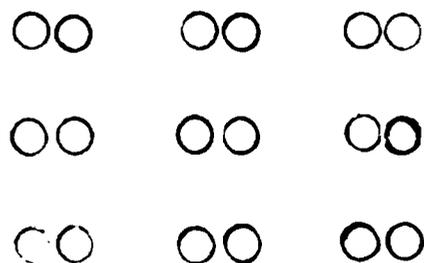
a - 5



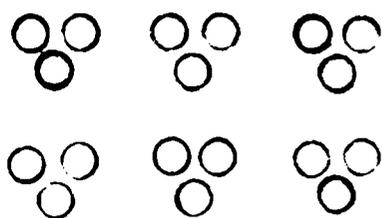
a - 2



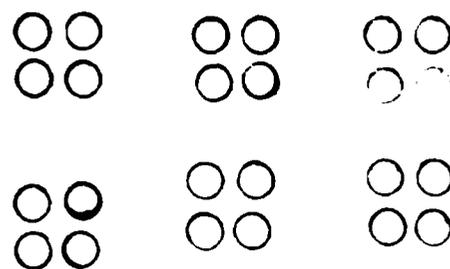
a - 6



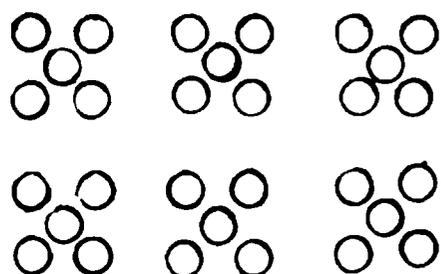
a - 3



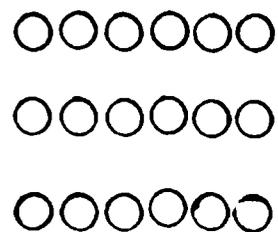
a - 7



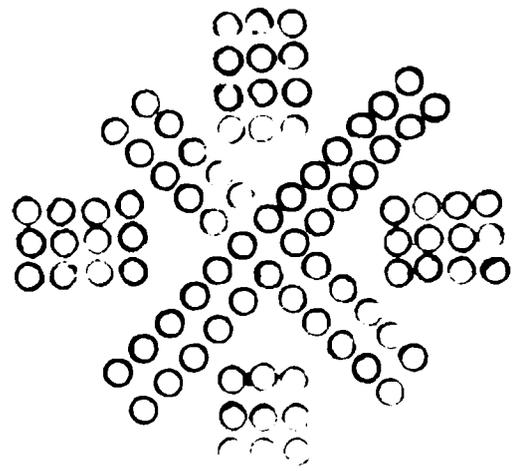
a - 4



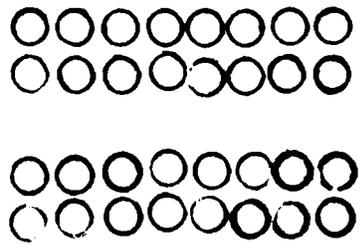
a - 8



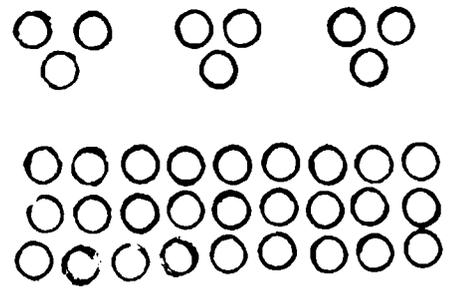
a - 10



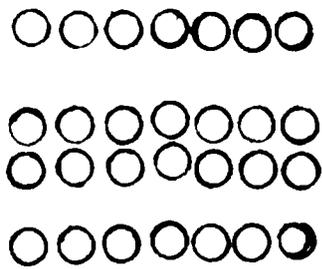
a - 9



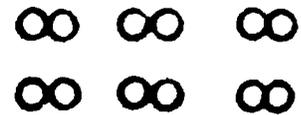
a - 12



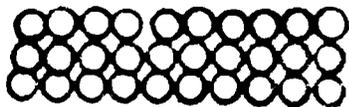
a - 11



b - 4



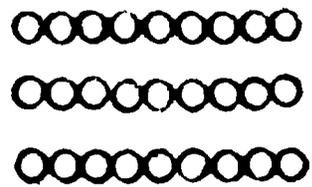
b - 1



b - 5



b - 2



b - 6



b - 3

