

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

MODELO DE TRABAJO PROFESIONAL

El autor del presente trabajo profesional, no autoriza la reproducción total o parcial de dicho trabajo.



**MEJORAMIENTO DE LA EFICIENCIA TÉRMICA DE UN SISTEMA  
RECUPERADOR DE CALOR EN UNA FÁBRICA DE DETERGENTES EN POLVO**

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA  
FACULTAD DE CIENCIAS Y HUMANIDADES  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA

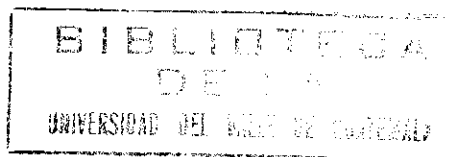
---

***MEJORAMIENTO DE LA EFICIENCIA TÉRMICA DE UN  
SISTEMA RECUPERADOR DE CALOR EN UNA FÁBRICA DE  
DETERGENTES EN POLVO***

---

JORGE FERNANDO SOLARES FAGGIOLY

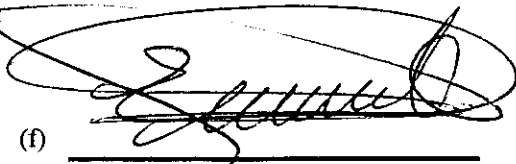
Trabajo de Graduación presentado para optar al grado académico de Ingeniero Químico en  
el grado de Licenciatura.



Guatemala

1999

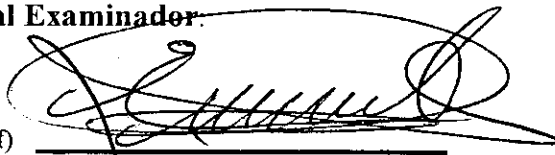
VoBo:



(f)

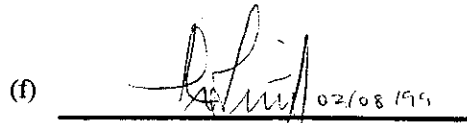
Ing. Eduardo Calderón.  
Asesor

Tribunal Examinador:



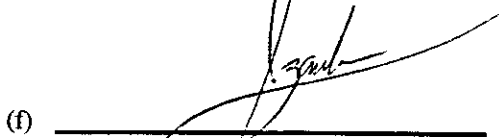
(f)

Ing. Eduardo Calderón



(f)

Ing. Annabella Cofino



(f)

Ing. Gamaliel Zambrano

Fecha de Aprobación: Guatemala 21 de Julio de 1999.

## **Dedicatoria**

El presente trabajo de graduación quiero dedicarlo a Dios, por haberme dado la inteligencia y la salud para culminar mis estudios superiores, y por haber dado a mis padres, la posibilidad de inscribirme en tan honorable Universidad. También deseo dedicarlo a mi hija y a mi esposa, puesto que ellas eran mi inspiración y mi fortaleza para poder alcanzar tan esperada meta. Y por último, pero no menos importante, a mis padres, quienes hicieron el gran esfuerzo para brindarme la mejor educación posible, y al mismo tiempo, a todas las personas que me ayudaron de alguna manera, a realizar este trabajo profesional.

# ÍNDICE

<u>Contenido</u>	Pag.
I. INTRODUCCIÓN .....	1
II. ANTECEDENTES .....	2
A. Manufactura de NSD en Polvo.....	2
B. Proceso de secado por spray .....	4
C. Procesos de Transferencia de Calor .....	7
D. Mecanismos de Transferencia de Calor .....	8
E. Conducción .....	8
F. Convección .....	15
G. Radiación .....	21
H. Precalentadores de Gases Exhaustos.....	25
I. Materiales de La Matriz .....	27
III. JUSTIFICACIÓN.....	28
IV. OBJETIVOS.....	29
A. Generales	
B. Específicos	
VI. PROBLEMA A RESOLVER.....	30
VII. METODOLOGÍA .....	31
VIII. RESULTADOS .....	32
A. Balance de Masa .....	32
B. Balance de Energía.....	37
C. Evaluación del Proyecto.....	63
IX. DISCUSION .....	66
X. CONCLUSION .....	69
XI. RECOMENDACIONES .....	69
XII. BIBLIOGRAFÍA.....	70
XIII. ANEXOS.....	71
A. Diagrama de Flujo del Proceso Actual de Fabricación de Detergentes .....	71
B. Proceso Propuesto de Calentamiento de Aire.....	72
C. Tablas de Flujos de los gases de escape.....	73
D. Gráficas de Control de Temperaturas .....	76

## I. INTRODUCCIÓN

El motivo por el cual se decidió llevar a cabo este proyecto, se debe a la necesidad de recuperar el calor que se pierde en el proceso de secado de manera más eficiente, determinando si el sistema de recuperación de calor no se encuentra bien dimensionado y/o bien diseñado, y si las pérdidas de calor son lo suficientemente altas que influyen directamente en la eficiencia térmica del sistema.

Actualmente en una fábrica de detergentes de Guatemala, se está produciendo alrededor de 1,301 toneladas métricas mensuales de detergente empacado, siendo una cantidad relativamente moderada que se puede incrementar si se mejora el intercambio de calor dentro de la torre de secado.

Dicha mejoramiento consiste en la recuperación del calor de los gases exhaustos de escape, para no desperdiciar su energía calorífica, y así poder utilizarla directamente en el proceso de secado del detergente.

Este calor se desea recuperar con el propósito de evitar la contaminación del medio ambiente y de precalentar el aire que entra a la cámara de combustión del horno de secado para reducir el consumo de combustible.

El creciente aumento en el precio del combustible en nuestro país, exige diseñar sistemas donde el intercambio de calor sea altamente eficiente. Por esta razón, es necesario mejorar la eficiencia térmica del sistema recuperador de calor para aumentar su eficiencia, y reducir los costos de producción.

Partiendo de observaciones y experimentos realizados en planta, se propone un diseño experimental que se basa en la teoría de intercambio de calor, que ha sido respaldada por científicos estadounidenses de la Universidad de Stanford, y por publicaciones de la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos.

Debido a que todas las operaciones que se llevan a cabo, tienen como objetivo primordial la absorción de energía en forma de calor, las leyes que rigen su transmisión y el tipo de equipo a utilizar, se basan en el control del flujo de calor y en las condiciones de operación, por lo que es de gran importancia obtener datos con alta precisión, para aumentar su transferencia.

## II. ANTECEDENTES

### A. MANUFACTURA DE NSD (DETERGENTES NO JABONOSOS) EN POLVO

#### Características Generales

Aunque la acción de un detergente en polvo depende de su composición, de la concentración y de las condiciones a la cual se usa, algunas propiedades del detergente también son importantes.

En particular se pueden mencionar las siguientes:

- densidad de bulto
- distribución del tamaño de partícula, tasa de solución y propiedades de flujo
- propiedades de almacenamiento, incluyendo la libertad de una tendencia excesiva a endurecer
- color
- olor

en las que algunas de éstas propiedades están interrelacionadas. (1985 1:389-421)

La densidad de bulto, es la masa de un volumen específico de detergente. Es comúnmente expresado en términos de g/ml (o Kg./l), o lb/ft<sup>3</sup>. Debido a la manera en la cual los polvos se pueden compactar por agitación o algo parecido, la densidad de bulto de un polvo depende muy considerablemente de la forma en la cual se está midiendo. (1985 1:389-421)

Es importante producir un detergente con una consistente densidad de bulto a manera de asegurar que los paquetes (producto empacado) sean adecuadamente llenados con la cantidad correcta de masa, o peso del producto.

La selección de una densidad de bulto para un producto, depende de varios factores:

- posibilidad técnica
  - un balance entre la ventaja que proporciona al cliente en términos de un buen valor monetario, y la desventaja que pueda inducir a utilizar muy poco producto en cada lavado, como la mayoría de amas de casa tienden a hacer por volumen
- el costo del empaque, transporte y almacenamiento es más alto por tonelada cuando la densidad de bulto es baja. (1985 1:389-421)

En una época se produjeron detergentes en polvo livianos (0.13 g/ml), pero más recientemente, detergentes más pesados son comúnmente vendidos con una densidad mediana de 0.3-0.4 g/ml.

Para propósitos industriales, y para transporte de materiales intermediarios para ser reprocesados, reducción de empaque, almacenamiento y costos de transporte, son otros factores, favorecen la producción de detergentes de alta densidad. (1985 1:389-421)

El tamaño de partícula es importante si se desea tener un producto que sea granular y libre de finos (partículas finas), que pueden segregarlo fácilmente y cause estornudos.

Taza de solución, que es afectada por el tamaño de partícula, es importante particularmente con algunas lavadoras que tienen un corto ciclo de operación. Los ingredientes que se agregan al detergente como perborato de sodio, pueden ser más solubles que la base del polvo.

Detergentes jabonosos algunas veces, tienen la tendencia a coagularse en la superficie del agua, pero esto no es un problema para NSD en polvo. (1985 1:389-421)

Buenas propiedades de flujo, también facilitan las dosis apropiadas de detergente para lavar, ya sea a mano o en lavadora. Lo que les importa a las amas de casa, es la condición del detergente cuando ella lo vaya a utilizar. Esto es influenciado por cambios durante el almacenamiento, al igual que la condición del detergente empacado. (1985 1:389-421)

Lo contrario a los detergentes jabonosos que tienden a liberar agua bajo muchas condiciones de almacenamiento, los NSD en polvo, tienden a ser higroscópicos y absorben humedad del ambiente, a menos que el aire sea seco. La absorción de humedad pueda causar daños químicos por ejemplo, si el producto contiene enzimas, causando inestabilidad en las propiedades de flujo y de endurecimiento.

(1985 1:389-421)

La composición del polvo, y procedimientos de proceso, pueden ser significativos, pero también es posible utilizar empaque que pueda evitar la absorción de humedad del ambiente.

A raíz de esto existe en el mercado cera para envolturas de papel y cartón, al igual que utilizar bolsas de polietileno muy bien selladas. (1985 1:389-421)

En adición a seleccionar un plástico que cuente con una capa de baja permeabilidad, a menudo es necesario utilizar un plástico laminado. Sin embargo, cartones con recubrimientos especiales a prueba de humedad, son utilizados a gran escala, por lo que la mayoría de NSD en polvo han sido empacados exitosamente en ordinarias cajas de cartón. (1985 1:389-421)

El color afecta la reacción del consumidor más que la acción del detergente en la ropa. Un blanco es usualmente deseado cuando el producto será vendido sin color, pero el color básico también es importante cuando el producto terminado es azul, o algún otro color brillante.

El pobre coloramiento del detergente puede ser causado por:

- el uso de una pasta de surfactante oscuro producido por una pobre sulfonación
- inclusión de impurezas de ingredientes inorgánicos, tales como el sulfato de sodio contaminado con compuestos de hierro
- manchar con hollín debido al gas de secado utilizado para la torre

- contaminación con materiales decolorados por calor, que se encuentran pegados a las paredes de la torre de secado. (1985 1:389-421)

El abrillantador óptico agregado en el proceso de producción, puede mejorar la acción de lavado del detergente, y al mismo tiempo, realzar su color. En el caso de polvos segregados, el proceso de secado por spray tiende a remover olores indeseados introducidos por los ingredientes. Los detergentes son normalmente perfumados debido a los requerimientos del mercado. (1985 1:389-421)

## **B. PROCESO DE SECADO POR SPRAY**

### **Concepto General**

El secado por spray se utiliza en un amplio rango de industrias y muchas posibles variaciones. Gotas de líquido se ponen en contacto con un gas caliente en alguna cámara, donde secan rápidamente para producir un polvo. (1985 1:389-421)

El líquido puede ser una solución o un lodo. Shampoos y algunos detergentes en polvo fueron fabricados a partir de una solución, pero los lodos se utilizan mas, lo mismo que polvos similares. La atomización, o la formación de gotas, puede ser por un disco rotatorio, con dos inyectores de fluidos en donde el líquido se rompe en vapor, o aire comprimido, o por un inyector simple en donde el líquido a secar se atomiza simplemente por presión. (1985 1:389-421)

El contacto entre las gotas y el gas de secado puede ser en contracorriente, en paralelo o flujo mixto. La dimensión de la cámara de secado depende en el tipo de flujo y el método de atomización; atomizadores de disco rotativos usualmente requieren una cámara grande y a menudo con flujo en contracorriente, donde los inyectores de presión se prefieren para torres altas a contracorriente.

(1985 1:389-421)

Atomizadores rotativos de disco tienden a producir polvos finos, y unos inyectores de doble flujo se utilizan usualmente para soluciones de viscosidad relativamente baja. Polvos de detergente granular se producen normalmente en torres altas usando una presión de inyectores de simple flujo para atomización, o jets. (1985 1:389-421)

El contacto es ahora usualmente por contracorriente, pero las plantas esta construidas para que el flujo en contracorriente pueda también ser usado si se necesita un polvo de baja densidad. El flujo mixto, con la introducción de aire frío en la base de la torre, se sugiere para polvos que contienen una proporción substancial de carbonato de sodio y el que requiere un sprayado, como se utiliza para polvos jabonosos. (1985 1:389-421)

Las torres de detergente en polvo en contracorriente normal, incluyen un elemento de flujo mixto en el que una pequeña proporción de aire frío entra a la base de la torre donde sale el polvo. Esto es muy difícil de evitar porque la torre se opera bajo una pequeña presión negativa, para evitar la salida del gas caliente, spray o polvo. (1985 1:389-421)

El aire frío provee el enfriado del polvo, para que no exista necesidad de intentar ninguna forma de inyectar polvo que podría ser difícil con un polvo pegajoso caliente. Los puntos de elección entre contacto en contracorriente y en paralelo son:

- el contacto en paralelo proporciona a los polvos livianos una densidad de 0.08-0.15 g/ml y un contenido de humedad de 3-8%. El polvo contiene muchas burbujas de vacío, algunas de las cuales tienden a romper el polvo. El contacto en paralelo puede ser útil para productos térmicamente delicados tales como polvo con un alto contenido de surfactante incluyendo jabón, porque el gas caliente se pone en contacto con el lodo húmedo y las partículas secas están en contacto con el gas más frío. (1985 1:389-421)
- el contacto en contracorriente proporciona a los polvos una densidad de 0.15-0.45 g/ml y un contenido de humedad de 6-15%, comúnmente alrededor del 10%. Las burbujas son menos frágiles y se produce menos polvo. La eficiencia térmica es normalmente más alta que en comparación con las de contacto en paralelo, porque el gas sale de la torre después del contacto con el lodo húmedo y desde aquí puede tener una temperatura menor y/o un mayor contenido de vapor de agua. El gas más caliente choca con las partículas más secas con un consecuente riesgo de daños térmicos. (1985 1:389-421)

### **Principios de secado por spray y eficiencia térmica**

La velocidad del gas de subida en una torre a contracorriente no debe ser tan alta porque puede acarrear gran parte del producto, sin dejarlo caer, pero, hasta arriba en el punto que un incremento en la velocidad incrementa el tiempo durante el cual las partículas se mantienen en la zona de secado, tan bien como la capacidad de la planta. (1985 1:389-421)

La emisión desde los jets induce corrientes hacia abajo locales, y la observación muestra que las partículas se mueven erróneamente en la torre. En general, el secado de una gota/partícula de lodo(solución) en una cámara de secado sigue un patrón similar a una pieza de material húmedo en cualquier tipo de secado usando aire. (1985 1:389-421)

Eficiencias Térmicas para varias temperaturas en gases calientes

Temperatura de los gases de entrada (°C)	Temp. de gas después de la mezcla con 10% de aire frío (°C)	Eficiencia Térmica = $\frac{t_c - 110}{t_c - 20} \times 100\%$
500	452	79
450	407	77
400	362	74
350	317	70
300	272	64
250	227	57
200	182	44
150	137	23

(1)

**PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR**

**Transferencia de Calor.** La ciencia de la termodinámica trata de las transiciones cuantitativas y reacomodos de energía como calor en los cuerpos de materia. La ciencia de *la transferencia de calor* está relacionada con la razón de intercambio de calor entre cuerpos calientes y fríos llamados *fuentes y receptor*.

(2)

Cuando se vaporiza una libra de agua o se condensa una libra de vapor, el cambio de energía en los dos procesos es idéntico. La velocidad a la que cualquiera de estos procesos puede hacerse progresar con una fuente o receptor independiente es, sin embargo, inherentemente muy diferente.

Generalmente, la vaporización es un fenómeno mucho más rápido que la condensación.

**Teorías del calor.** El estudio de la transferencia de calor se facilitará grandemente mediante una cabal comprensión de la naturaleza del calor. (2)

Las leyes que pueden aplicarse a transiciones de masa pueden ser inaplicables a transiciones moleculares o atómicas, y aquellas que son aplicables a las bajas temperaturas pueden no serlo a las temperaturas altas. Las fases de una sustancia simple, sólida, líquida y gaseosa, están asociadas con su contenido de energía. En la fase sólida, las moléculas o átomos están muy cercanos, dando ésto rigidez.

(2)

En la fase líquida existe suficiente energía térmica para extender la distancia de las moléculas adyacentes, de manera que se pierde la rigidez. En la fase de gas, la presencia de energía térmica adicional, resulta en una separación relativamente completa de los átomos o moléculas, de manera que pueden permanecer en cualquier lugar de un espacio cerrado. (2)

También se ha establecido que, dondequiera que ocurra un cambio de fase fuera de la región crítica, se involucra una gran cantidad de energía en esa transición. Para una misma sustancia en sus diferentes fases, sus varias propiedades térmicas tienen diferente orden de magnitud.

### C. PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

**Transferencia de Calor.** La ciencia de la termodinámica trata de las transiciones cuantitativas y reacomodos de energía como calor en los cuerpos de materia. La ciencia de *la transferencia de calor* está relacionada con la razón de intercambio de calor entre cuerpos calientes y fríos llamados *fuelle y receptor*. (1973 2: 14-127)

Cuando se evapora una libra de agua o se condensa una libra de vapor, el cambio de energía en los dos procesos es idéntico. La velocidad a la que cualquiera de estos procesos puede hacerse progresar con una fuente o receptor independiente es, sin embargo, inherentemente muy diferente.

Generalmente, la vaporización es un fenómeno mucho más rápido que la condensación.

**Teorías del calor.** El estudio de la transferencia de calor se facilitará grandemente mediante una cabal comprensión de la naturaleza del calor. (1973 2: 14-127)

Las leyes que pueden aplicarse a transiciones de masa pueden ser inaplicables a transiciones moleculares o atómicas, y aquellas que son aplicables a las bajas temperaturas pueden no serlo a las temperaturas altas. Las fases de una sustancia simple, sólida, líquida y gaseosa, están asociadas con su contenido de energía. En la fase sólida, las moléculas o átomos están muy cercanos, dando esto rigidez. (1973 2: 14-127)

En la fase líquida existe suficiente energía térmica para extender la distancia de las moléculas adyacentes, de manera que se pierde la rigidez. En la fase de gas, la presencia de energía térmica adicional, resulta en una separación relativamente completa de los átomos o moléculas, de manera que pueden permanecer en cualquier lugar de un espacio cerrado. (1973 2: 14-127)

También se ha establecido que, dondequiera que ocurra un cambio de fase fuera de la región crítica, se involucra una gran cantidad de energía en esa transición. Para una misma sustancia en sus diferentes fases, sus varias propiedades térmicas tienen diferente orden de magnitud. Por ejemplo, el calor específico por unidad de masa es muy bajo para los sólidos, alto para los líquidos y, usualmente, de valores intermedios para los gases. (1973 2: 14-127)

Asimismo, en cualquier cuerpo que absorba o pierda calor, debe guardarse especiales consideraciones respecto a si el cambio es de calor latente, o sensible, o de ambos.

Más aún, se conoce también que una fuente caliente es capaz de grandes excitaciones subatómicas, a tal grado que emite energía sin ningún contacto directo con el receptor, y éste es el principio fundamental de la radiación. Cada tipo de intercambio exhibe sus propias peculiaridades.

(1973 2: 14-127)

### Mecanismos de la transferencia de calor.

Hay tres formas diferentes en las que el calor puede fluir de una región de alta temperatura, a otra de baja temperatura, aún cuando muchas de las aplicaciones en la ingeniería son combinaciones de dos o tres. Estas son *conducción, convección y radiación*. (1973 2: 14-127)

## CONDUCCIÓN

*Conducción*. Es la transferencia de calor a través de un material homogéneo. Si existe un gradiente de temperatura en una sustancia el calor puede fluir sin que tenga lugar un movimiento observable de la materia. El flujo de calor de este tipo recibe el nombre de *conducción*. (7)

En sólidos metálicos la conducción del calor resulta del movimiento de los electrones no ligados y existe una estrecha relación entre la conductividad térmica y la conductividad eléctrica. En sólidos que son malos conductores de la electricidad, y en la mayor parte de los líquidos, la conducción del calor se debe al transporte de la cantidad de movimiento de las moléculas individuales a lo largo del gradiente de temperatura. (1991 7: 295-444)

En gases, la conducción se produce por el movimiento al azar de las moléculas, de forma que el calor se difunde desde regiones más calientes hasta otras más frías. El ejemplo más común de conducción es el flujo de calor en sólidos opacos, tales como la pared de ladrillo de un horno o la pared metálica de un tubo. (1991 7: 295-444)

Supóngase que una fuente de calor existe a la izquierda de una pared metálica y que existe un receptor de calor en la superficie derecha. Es conocido y después se confirmará por una derivación, que el flujo de calor por hora es proporcional al cambio de temperatura a través de la pared y al área de la pared  $A$ . (1973 2: 14-127)

Si  $T$  es la temperatura en cualquier punto de la pared y  $x$  es el grueso de la pared en dirección del flujo de calor, la cantidad de flujo de calor  $dQ$  es dada por

$$dQ = kA (-dT/dx) \quad (1)$$

El término  $-dT/dx$  se llama *gradiente de temperatura* y tiene un signo negativo si se supuso una temperatura mayor en la cara de la pared en donde  $x=0$  y menor en la cara donde  $x=X$ .

(1973 2: 14-127)

En otras palabras, la cantidad instantánea de transferencia de calor es proporcional al área y a la diferencia de temperatura  $dT$  que impulsa el calor a través de la pared de espesor  $dx$ . La constante de proporcionalidad  $k$  es peculiar a la conducción de calor por conductividad y se le conoce por *conductividad térmica*. Esta conductividad se evalúa experimentalmente y está básicamente definida por la ecuación 1.

(1973 2: 14-127)

**La conductividad térmica.** Los fundamentos de la conducción de calor se establecieron hace más de un siglo y se atribuyen generalmente a Fourier. En muchos sistemas que involucran flujo, tal como flujo de calor, flujo de fluido o flujo de electricidad, se ha observado que la cantidad que fluye es directamente proporcional a la diferencia de potencial e inversamente proporcional a la resistencia que se aplica al sistema, o,

$$\text{Flujo} \propto \text{potencial/resistencia}$$

La conductividad térmica de los sólidos tiene un amplio rango de valores numéricos dependiendo de si el sólido es relativamente un buen conductor del calor, tal como un metal, o un mal conductor como el asbesto. (1973 2: 14-127)

Estos últimos sirven como *aislantes*. Aun cuando la conducción de calor se asocia usualmente con la transferencia de calor a través de los sólidos, también es aplicable a gases y líquidos, con sus limitaciones. (1973 2: 14-127)

En un circuito hidráulico simple, la presión en el sistema es la diferencia de potencial, y la rugosidad de la tubería es la resistencia al flujo. En un circuito eléctrico las aplicaciones más simples son expresadas por la ley de Ohm: el voltaje en el circuito es el potencial y la dificultad con la que los electrones emigran por el alambre, es la resistencia. (1973 2: 14-127)

En el flujo de calor a través de una pared, el flujo se lleva a efecto por la diferencia de temperatura entre las superficies calientes y frías. Recíprocamente, de la ecuación 2, cuando dos superficies de una pared están a diferente temperatura, necesariamente existe un flujo y una resistencia al flujo de calor. (1973 2: 14-127)

La *conductancia* es la recíproca de la resistencia al flujo de calor, y la ecuación (2) puede expresarse por: Flujo  $\propto$  conductancia x potencial (3).

Para hacer la ecuación (3) una igualdad, la conductancia debe evaluarse de tal manera, que ambos lados sean dimensional y numéricamente correctos. Supóngase que una cantidad medida de calor  $Q^a$  ha sido transmitida por una pared de tamaño desconocido en un intervalo de tiempo  $\theta$  con una diferencia de temperatura medida  $\Delta T$ . Reescribiendo la ecuación (3)

$$Q = Q^a/\theta = \text{conductancia} \times \Delta T \quad (4) \quad (1973 \ 2: \ 14-127)$$

La conductancia es una propiedad ponderable de toda la pared, aun cuando se ha encontrado experimentalmente que el flujo de calor está independientemente influido por el grosor y el área de la misma. Es de diseñar una pared que tenga ciertas características respecto al flujo de calor, la conductancia obtenida anteriormente es útil, y es aplicable únicamente a la pared experimental.

(1973 2: 14-127)

Para permitir un uso más amplio de la información experimental, se ha convenido reportar la conductancia únicamente cuando todas las dimensiones se refieren a valores unitarios.

(1973 2: 14-127)

Cuando la conductancia se reporta para una cantidad de material de un metro de grueso con un área de flujo de un  $m^2$ , la unidad de tiempo 1 h y la diferencia de temperatura  $1^\circ C$ , se llama *conductividad térmica k*.

(1973 2: 14-127)

Las correlaciones entre la conductividad térmica y la conductancia de una pared de grueso L y área A, están entonces dadas por

$$\text{Conductancia} = k A/L \text{ (5) y } Q = k A/L \Delta T \text{ (6)}$$

donde k tiene las dimensiones resultantes de la expresión  $QL/A \Delta T$ .

**Influencia de la temperatura y la presión en k.** La conductividad térmica de los sólidos es mayor que la de los líquidos, la que a su vez es mayor que la de los gases. Es más fácil transmitir calor a través de un sólido que a través de un líquido y más fácil por un líquido que por un gas.

(1973 2: 14-127)

Algunos sólidos, tales como los metales, tienen altas conductividades térmicas y se llaman *conductores*. Otros tienen bajas conductividades y son malos conductores del calor. Estos son *aislantes*. En las determinaciones experimentales descritas arriba, se supuso que la conductividad térmica es independiente de la temperatura en cualquier punto del material de prueba.

(1973 2: 14-127)

Consecuentemente, los valores reportados de k son los promedios del espécimen completo. Las conductividades de los sólidos puede, ya sea aumentar o disminuir con la temperatura, y en algunos casos pueden hasta invertir su velocidad de cambio de una disminución a un incremento.

Para la mayoría de los problemas prácticos no hay necesidad de introducir un factor de corrección para las variaciones de la conductividad térmica con la temperatura.

(1973 2: 14-127)

Sin embargo, la variación puede usualmente expresarse por la ecuación lineal siguiente:

$$k = k_0 + \gamma t \text{ (7)}$$

donde  $k_0$  es la conductividad a  $1^\circ C$  y  $\gamma$  es una constante que denota el cambio en la conductividad por grado de cambio en la temperatura.

(1973 2: 14-127)

La conductividad para muchos líquidos decrece con aumento en la temperatura, aunque el agua es una excepción notable. Para todos los gases y vapores comunes, hay un aumento con aumento en la temperatura. Sutherland dedujo una ecuación a partir de la teoría cinética que es aplicable a la variación de la conductividad de los gases con la temperatura

$$k = k_{32}(492 + C_k/T + C_k)(T/492)^{3/2} \quad (8)$$

donde  $C_k$  = constante de Sutherland

$T$  = temperatura absoluta del gas, °R

$k_{32}$  = conductividad del gas a 32 °F

Parece ser que la influencia de la presión en la conductividad de los sólidos y líquidos es despreciable, y los datos reportados sobre gases son muy inexactos debido a los defectos de la convección libre y radiación, que no permiten hacer generalizaciones.

(1973 2: 14-127)

A partir de la teoría cinética de los gases, se puede concluir que la influencia de la presión deberá ser pequeña, excepto a vacíos muy bajos.

**Resistencia de Contacto.** Uno de los factores que origina error en la determinación de la conductividad térmica, es la naturaleza de la unión formada entre la fuente de calor y el fluido o especimen sólido que hace contacto con él y transmite el calor.

(1973 2: 14-127)

Si un sólido recibe calor haciendo contacto con un sólido, es casi imposible excluir la presencia de aire u otro fluido en el punto de contacto. Aun cuando rugosidades pueden entrapar permanentemente burbujas infinitesimales de aire, y debe tenerse en cuenta que pueden causar errores considerables. (1973 2: 14-127)

**Flujo de calor a través de la pared de un tubo.** En el paso del calor a través de una pared plana, el área a través de la cual el calor fluye, es constante en toda la trayectoria del flujo de calor.

Refiriéndonos a un tubo de unidad de longitud, el área de la trayectoria del flujo de calor a través de la pared del tubo aumenta con la distancia de la trayectoria  $r_1$  a  $r_2$ . El área a cualquier radio  $r$  es dada por  $2\pi r l$ , y si el calor fluye hacia afuera del cilindro el gradiente de temperatura para el incremento de longitud  $dr$  es  $dT/dr$ . (1973 2: 14-127)

La ecuación  $dQ = kdA(dT/dx)$  se transforma en:  $q = 2\pi r k(-dT/dr)$  (9), e integrando  $t = (-q/2\pi k) \ln r + C_1$  (10).

Donde  $r = r_i$  y  $T = T_i$ , y cuando  $r = r_o$ , y  $T = T_o$ ; donde  ${}^a i$  y  ${}^a o$  se refieren a las superficies internas y externas respectivamente. Entonces

$$q = 2\pi k (T_i - T_o) / 2.3 \log r_o/r_i \quad (11)$$

y si  $D$  es el diámetro  $r_o/r_i = D_o/D_i$ .

Refiriéndonos a una resistencia cilíndrica en serie y compuesta,

$$T_1 = T_2 + (2.3q/2\pi k_a) \log D_2/D_1 \quad (12)$$

$$T_2 = T_3 + (2.3q/2\pi k_b) \log D_3/D_2 \quad (13) \text{ sumando,}$$

$$T_1 - T_3 = (2.3q/2\pi k_a) \log D_2/D_1 + (2.3q/2\pi k_b) \log D_3/D_2 \quad (14)$$

Si el diámetro interior del cilindro es mayor que 0.75 del diámetro externo, se puede usar el promedio de los dos. Entonces

$$q = \Delta T/R = \Delta T / (L_o/k_a A_m) = T_1 - T_2 / (((D_2 - D_1)/(2)) / (\pi k_a (D_1 + D_2)/(2))) \quad (15)$$

donde  $(D_2 - D_1) / 2$  es el grueso del tubo. Dentro de las limitaciones establecidas para la razón  $D_2/D_1$ , la ecuación 15 diferirá de la ecuación 14 por cerca de 1%. (1973 2: 14-127)

#### **Pérdida de calor de una tubería.**

Es necesario suponer que la superficie externa fría podría mantenerse a una temperatura definida para facilitar cálculos, ya que sin ésta suposición,  $Q$  y  $\Delta T$  serían desconocidas e independientes en una sola ecuación. (1973 2: 14-127)

En realidad, las temperaturas asignadas a la pared exterior dependen no solamente de las resistencias entre las superficies calientes y frías, sino también en la habilidad de la atmósfera más fría que lo rodea para remover el calor que llega a la superficie externa. (1973 2: 14-127)

Considere un tubo cubierto con un aislante de lana mineral y que lleva vapor a la temperatura  $T_s$  considerablemente arriba de la temperatura atmosférica,  $T_o$ . La diferencia total de temperatura que origina el flujo de calor hacia afuera del tubo es  $T_s - T_a$ . (1973 2: 14-127)

Las resistencias al flujo de calor tomadas en orden son: 1.- la resistencia del vapor al condensarse y dar su calor a la superficie interna del tubo, resistencia que experimentalmente se ha encontrado muy pequeña, 2.- la resistencia del tubo metálico, que es muy pequeña, excepto para tuberías gruesas, 3.- la resistencia del aislante de lana mineral, y 4.- la resistencia del aire que lo rodea para eliminar el calor de la superficie externa. (1973 2: 14-127)

Esta última es apreciable, aun cuando la remoción de calor se efectúa por convección natural del aire ambiente en adición a la radiación; y tiene como origen la diferencia de temperatura entre la superficie exterior y el aire frío. La convección natural resulta del entibiamiento del aire adyacente a la tubería, por lo tanto, reduce su densidad. El aire tibio sube y continuamente se reemplaza por aire frío.

(1973 2: 14-127)

Los efectos combinados de la convección natural y la radiación no pueden ser representados por el término convencional de resistencia  $R_a=L_a/k_aA$ , puesto que  $L_a$  es indefinida y la conductancia del aire se suplementa simultáneamente por la transferencia de calor por radiación.

(1973 2: 14-127)

Experimentalmente, se puede crear una diferencia de temperatura entre una superficie exterior conocida y el aire, y el calor que pasa de la superficie exterior al aire puede determinarse de mediciones hechas en el flujo que fluye por la tubería.

(1973 2: 14-127)

Teniendo  $Q$ ,  $A$ , y  $\Delta T$ , se obtiene la resistencia combinada de ambos efectos como el cociente  $\Delta T/Q$ . El flujo de calor de una tubería al aire ambiente usualmente es una pérdida y, por lo tanto, es deseable reportar el dato como unidad de conductancia  $k/L$ .

La conductancia unitaria es el recíproco de la resistencia unitaria  $L/k$ , en lugar del recíproco de la resistencia para la superficie total  $L/kA$ . En otras palabras, es la conductancia por  $m^2$  de superficie de flujo de calor en lugar de la conductancia de la superficie total. (1973 2: 14-127)

El recíproco de la resistencia unitaria,  $h_a$ , muchas veces se designa como *coeficiente superficial* de transferencia de calor. Las cuatro resistencias ya discutidas en forma de ecuación, son:  
Condensación del vapor:

$$q = h_s \pi D_s^a (T_s - T_s^a) \quad (16)$$

Pared del tubo:

$$q = 2\pi k_b / (2.3 \log D_s^{aa} / D_s^a) * (T_s^a - T_s^{aa}) \quad (17)$$

Aislante:

$$q = 2\pi k_c / (2.3 \log D_1 / D_1^{aa}) * (T_s^{aa} - T_1) \quad (18)$$

Radiación y convección al aire:

$$q = h_a \pi D_1 (T_1 - T_a) \quad (19)$$

Combinando

$$T_s - T_a = q \left( (1/h_s \pi D_s^a) + (2.3/2\pi k_b * \log D_s^{aa} / D_s^a) + (2.3/2\pi k_c * \log D_1 / D_1^{aa}) + (1/h_a \pi D_1) \right) \quad (20)$$

El término dentro del paréntesis son las cuatro resistencias, y de éstas, las primeras dos usualmente se desprecian. La ecuación se reduce a

$$q = \pi (T_s - T_a) / ((2.3/2k_c * \log D_1 / D_1^{aa}) + (1/h_a D_1)) \quad (21)$$

Su recíproco es también una de las resistencias necesarias para el cálculo de la diferencia total de temperatura, por lo tanto, el coeficiente de superficie  $h_a$  no puede ser computado, excepto por métodos de prueba y error.

### **Pérdida máxima a través de un tubo aislado.**

Podría aparecer a primera vista que entre más grueso sea el aislante menor será la pérdida total de calor. Esto es verdadero siempre para aislantes planos, pero no para aislamientos curvos. Considérese un tubo con capas sucesivas de aislamiento cilíndrico. (1973 2: 14-127)

A medida que el grueso del aislante se aumenta, la superficie de la que el calor debe ser removido por el aire aumenta y la pérdida total de calor puede aumentar si el área aumenta más rápidamente que la resistencia. (1973 2: 14-127)

La resistencia del aislante por metro lineal de tubería es  $R_b = 1/2\pi k_b \cdot \ln r/r_1$  (22), y la resistencia del aire por metro lineal de tubería, aún cuando es función de la superficie y de la temperatura del aire, es dada por:  $R_a = 1/h_a 2\pi r$  (23). (1973 2: 14-127)

La resistencia es un mínimo y la pérdida de calor un máximo, cuando las derivadas de la suma de la resistencia R con respecto al radio r se hace igual a cero.

$$dR/dr = 0 = 1/2\pi k_b r - 1/h_a 2\pi r^2 \quad (24)$$

A la máxima pérdida de calor  $r = r_c$ , el radio crítico, o,  $r_c = k_b/h_a$  (25). En otras palabras, la máxima pérdida de calor por una tubería tiene lugar cuando el radio crítico es igual a la razón de la conductividad térmica del aislante al coeficiente de superficie de transferencia de calor.

(1973 2: 14-127)

Esta razón tiene las dimensiones de m. Es de desear mantener el radio crítico tan pequeño como sea posible, de manera que la aplicación del aislante proporcione una reducción y no un aumento en la pérdida de calor por una tubería. Esto, obviamente, se puede lograr usando un material aislante que el radio de la tubería, o,  $r_c < r_1$ .

(1973 2: 14-127)

### **Grueso óptimo del aislante.**

El grueso óptimo de un aislante se puede determinar por consideraciones puramente económica. Si un tubo descubierto fuera a conducir un fluido caliente, habría cierta pérdida de calor por hora cuyo valor podría determinarse del costo de producir los Btu en la planta generadora.

(1973 2: 14-127)

A menor pérdida de calor, mayor grueso del aislante y mayor costo inicial, y mayores cargos fijos anuales (mantenimiento y depreciación), los que deben añadirse a la pérdida anual de calor.

(1973 2: 14-127)

Los cargos fijos en el aislante de la tubería serán de cerca de 15 a 20% del costo inicial del aislante instalado. Suponiendo cierto número de gruesos de aislante y sumando los cargos fijos al valor de la pérdida de calor, se obtendrá un costo mínimo y el grueso correspondiente a él será el grueso óptimo económico del aislante.

(1973 2: 14-127)

La parte más difícil es obtener datos confiables de costos iniciales de instalación, puesto que varían ampliamente de planta a planta y con la cantidad de aislante que se aplique en una sola vez.

## CONVECCIÓN

Cuando una corriente o una partícula macroscópica de fluido cruza una superficie específica, tal como el límite de un volumen de control, lleva consigo una determinada cantidad de entalpía. Tal flujo de entalpía recibe el nombre de *flujo convectivo de calor* o simplemente *convección*.

(1991 7: 295-444)

La convección es un fenómeno macroscópico, solamente puede ocurrir cuando actúan fuerzas sobre la partícula o la corriente de fluido y mantienen su movimiento frente a las fuerzas de fricción. La convección está estrechamente relacionada con la mecánica de fluidos. (1991 7: 295-444)

Desde el punto de vista termodinámico, la convección no es considerada como un flujo de calor sino como una densidad de flujo de entalpía. Como ejemplo de convección es la transferencia de entalpía por los remolinos del flujo turbulento y por la corriente de aire caliente que circula a través y hacia fuera de un radiador ordinario. (1991 7: 295-444)

La convección libre o natural ocurre cuando el movimiento del fluido no se complementa por agitación mecánica. Pero cuando el fluido se agita mecánicamente, el calor se transfiere por convección forzada. (1973 2: 14-127)

La agitación mecánica puede aplicarse por medio de un agitador, aún cuando en muchas aplicaciones de proceso se induce circulando los fluidos calientes y fríos a velocidades considerables en lados opuestos de tubos.

Las convecciones libre y forzada ocurren a diferentes velocidades, la última es la más rápida y por lo tanto, la más común. Los factores que promueven altas transferencias para la convección forzada, no necesariamente tienen el mismo efecto en la convección libre. (1973 2: 14-127)

### Coefficientes de película.

Se sabe que en el flujo de calor de una tubería al aire, el paso de calor hacia el aire no se efectuó solamente por convección, en lugar de esto, el flujo se efectúa parcialmente por radiación y parcialmente por convección libre. (1973 2: 14-127)

Existía una diferencia de temperatura entre la superficie de la tubería y la temperatura promedio del aire. Puesto que la distancia de la superficie del tubo hasta la región del aire a temperatura promedio es indefinida, la resistencia no se puede computar usando  $R_a = L_a/k_a A$ , usando  $k$  para el aire. (1973 2: 14-127)

La resistencia debe determinarse experimentalmente midiendo apropiadamente la temperatura de la superficie del tubo, la temperatura del aire y el calor transferido desde el tubo, según la cantidad de vapor que se condense en él. La resistencia de la superficie completa se computó entonces de  $R_a = \Delta T_a / Q$ . (1973 2: 14-127)

Si se desea,  $L_a$  puede también calcularse a partir de este valor de  $R_a$  y sería la longitud de una capa de aire ficticia de conducción, equivalente a la resistencia combinada de conducción, convección libre y radiación. (1973 2: 14-127)

La longitud de la película es de poco significado, aún cuando el concepto de película ficticia encuentra numerosas aplicaciones. En lugar de esto, es preferible trabajar directamente con el recíproco de la resistencia unitaria  $h$ , que tiene un origen experimental. (1973 2: 14-127)

Debido a que el uso de la resistencia unitaria  $L/k$  es mucho más común que el uso de la resistencia total de superficie  $L/kA$ , la letra  $R$  se usará ahora para designar  $L/k$  y se llamará simplemente resistencia.

No todos los efectos de la conducción son necesariamente combinaciones de dos de ellos. Particularmente en el caso de convección libre o forzada a líquidos, y de hecho a muchos gases a temperaturas y diferencia de temperaturas moderadas, la influencia de radiación puede despreciarse y la resistencia experimental corresponde a convección forzada o libre, según el caso. (1973 2: 14-127)

Considérese una pared de tubería de convección forzada con diferentes magnitudes en ambos lados del tubo. En el lado interior, el calor es depositado por un fluido caliente, y en el lado exterior el calor es recibido por un líquido frío. (1973 2: 14-127)

Cualquiera de las resistencias puede ser medida independientemente, obteniendo la diferencia de temperatura entre la superficie del tubo y la temperatura promedio del líquido. La transferencia de calor puede determinarse a partir del cambio de calor sensible en cualquiera de los fluidos y en la longitud del tubo en la cual ocurra transferencia de calor. (1973 2: 14-127)

Designando por  $R_i$  la resistencia interior, la resistencia exterior por  $R_o$ ; las temperaturas interiores y exteriores de la pared del tubo por  $T_p$  y  $T_w$ , y aplicando una expresión para el estado estable,

$$Q = A_i (T_i - T_p) / R = A_o (T_w - T_o) / R \quad (26)$$

donde  $T_i$  es la temperatura del fluido caliente en la parte interior y  $T_o$  la temperatura del fluido frío en el exterior.

Reemplazando las resistencias por sus recíprocos  $h_i$  y  $h_o$ , respectivamente,

$$Q = h_i A_i \Delta T_i = h_o A_o \Delta T_o \quad (27)$$

Los recíprocos de la resistencia de transferencia de calor tienen el nombre de *coeficientes individuales de película* o simplemente *coeficientes de película*. (1973 2: 14-127)

Además de que el coeficiente de película es una medida del flujo de calor por unidad de superficie y por unidad de diferencia de temperatura, indica la razón o velocidad a la cual fluidos de tienen una variedad de propiedades físicas y bajo diferentes grados de agitación, transfieren calor.

Hay otros factores que influyen los coeficientes de película, tales como el tamaño del tubo y si el fluido se considera o no que está dentro del tubo. Con tantas variables, y cada una teniendo su propio grado de influencia en la razón de transferencia no hay una derivación racional que permita un cálculo directo de los coeficientes de película. (1973 2: 14-127)

Por otra parte, no es práctico efectuar un experimento para determinar el coeficiente cada vez que se deba añadir o remover calor de un fluido. En lugar de esto, es deseable utilizar algún método de correlación mediante el cual y con la ejecución de algunos experimentos básicos, con un amplio rango de variables, para obtener relaciones que mantengan su validez para cualesquiera otras combinaciones de variables. (1973 2: 14-127)

### **Transferencia de calor entre sólidos y fluidos: flujo laminar y flujo turbulento. El número de Reynolds.**

Cuando un líquido fluye en un tubo horizontal, puede hacerlo en forma de movimiento de torbellino no localizado conocido como flujo turbulento. Si la velocidad del líquido disminuye bajo cierto valor determinado, la naturaleza del flujo cambia y desaparece la turbulencia.

(1973 2: 14-127)

Las partículas del fluido fluyen en líneas paralelas a lo largo del eje del tubo, esto se conoce como flujo laminar. Un experimento usado para la determinación visual del tipo de flujo, consiste en un tubo de vidrio a través del cual fluye agua.

(1973 2: 14-127)

Se inyecta una corriente muy fina de anilina en el centro del tubo, y si la tinta permanece en el centro en una distancia razonable, es indicativo de flujo laminar. Son sinónimos de flujo laminar, flujo viscoso, o flujo paralelo.

(1973 2: 14-127)

Experimentos adicionales han indicado que el flujo laminar actúa como el deslizamiento de delgados cilindros concéntricos de líquido, uno dentro del otro. La distribución de las velocidades de los cilindros es parabólica, con el máximo al centro aproximándose a cero en la pared del tubo.

(1973 2: 14-127)

Reynolds observó que el tipo de flujo adquirido por un líquido que fluya dentro de un tubo, era influido por la velocidad, densidad y viscosidad del líquido, además del diámetro del tubo.

(1973 2: 14-127)

Cuando estas variables se relacionan como el cociente  $Du\rho/\mu$ , llamado el número de Reynolds, se encuentra que siempre existe flujo turbulento cuando el valor numérico de  $Du\rho/\mu$  excede las cercanías de 2,300 y usualmente cuando excede 2,100.

(1973 2: 14-127)

Por definición, la transferencia de calor por convección procede principalmente de mezclar, y mientras que este requerimiento parece ser satisfecho por el flujo turbulento, no lo es por el flujo laminar.

(1973 2: 14-127)

La velocidad a la que el calor es transferido hacia/o de un líquido a un tubo, es considerablemente menor en el flujo laminar que en el turbulento, y en la práctica industrial es casi siempre deseable evitar condiciones tales como la baja velocidad de un líquido que origina flujo laminar.

(1973 2: 14-127)

#### **La diferencia de temperatura entre un fluido y la pared de un tubo.**

Antes de tratar de evaluar las constantes para una ecuación de convección forzada a partir de datos experimentales, debe tomarse en consideración otro factor.

(1973 2: 14-127)

Cuando un líquido fluye a lo largo del eje de un tubo y absorbe o transmite calor sensible, la temperatura del líquido varía en la longitud del tubo. En el caso de flujo de calor a través de una pared plana, la temperatura sobre el área completa de cada cara de la pared fue idéntica y las diferencias de temperatura fueron simplemente las diferencias entre cualquier punto de las dos caras.

(1973 2: 14-127)

Si la temperatura de la circunferencia interior de la pared de un tubo es casi constante en toda su longitud, como sucede cuando el fluido dentro del tubo se calienta por vapor, habrá dos diferencias de temperatura distintas en los finales: una entre la pared del tubo y el líquido que entra y otra en el otro extremo entre la pared del tubo y el líquido calentado.

(1973 2: 14-127)

Si se supone que el calor específico es constante para el líquido, el aumento en la temperatura es proporcional al calor total recibido por el líquido al pasar de la temperatura interior  $T_1$  a la temperatura  $T_2$  y si  $h_i$  se considera constante

$$dQ = h_i dA_i \Delta T_i \quad (28)$$

La pendiente de la línea inferior que define la diferencia de temperaturas  $\Delta T_i$  como función de  $Q$  es

$$d\Delta T_i/dQ = \Delta T_2 - \Delta T_1 / Q \quad (29)$$

donde  $\Delta T_2 = T_p - T_1$  y  $\Delta T_1 = T_p - T_2$ , donde  $T_p$  es la temperatura constante de la pared interior del tubo, e integrando y eliminado  $dQ$  se obtiene

$$Q = h_i A_i (\Delta T_2 - \Delta T_1) / \ln \Delta T_2 / \Delta T_1 \quad (30)$$

La expresión  $(\Delta T_2 - \Delta T_1) / \ln \Delta T_2 / \Delta T_1$  es la *media logarítmica de la diferencia de temperaturas* y se abrevia LMTD, y el valor de  $h_i$  que se computó de  $K = h_i A_i \Delta T_i$ , cuando  $\Delta T_i$  es el medio logarítmico, es un valor específico de  $h_i$ . (1973 2: 14-127)

Si el valor de  $\Delta T_i$  fuera tomado arbitrariamente como el medio aritmético de  $\Delta T_2$  y  $\Delta T_1$ , el valor de  $h_i$  tendría que designarse de manera que se indicara que no corresponde al medio logarítmico de las temperaturas. Cuando  $\Delta T_2$  y  $\Delta T_1$  se aproximan a la igualdad, el medio aritmético y logarítmico se asemejan uno a otro. (1973 2: 14-127)

#### Correlación de la fricción de fluidos en tuberías.

Cuando un fluido en una tubería isotérmicamente, experimenta una disminución en la presión, se ve que para el flujo turbulento isotérmico esta caída de presión es una función del número de Reynolds y además, de la rugosidad de la tubería, se obtiene lo siguiente

$$f'' = \Delta P \rho D / G^2 L = \alpha (DG/\mu)^{-d} \quad (31)$$

donde  $f''$  es uno de los factores adimensionales que se encuentran en la literatura para designar el *factor de fricción* y  $\Delta P$  es la caída de presión. (1973 2: 14-127)

Para una combinación con otras ecuaciones hidrodinámicas, es más conveniente usar un factor de fricción  $f$  de manera que

$$f = \Delta P 2g\rho D / 4G^2 L = \alpha / Re^{-d} \quad (32)$$

Cuando se dispone de datos experimentales, es conveniente obtener una correlación graficando  $f$  como una función del número de Reynolds y la ecuación convencional de Fanning.

(1973 2: 14-127)

La ecuación de Fanning está contenida en el primero y segundo término de la ecuación anterior y usualmente se escribe como  $\Delta F = \Delta P / \rho$ , donde  $\Delta F$  es la caída de presión expresada en metro de líquido, o

$$\Delta F = 4f G^2 L / 2g\rho^2 D \quad (33)$$

Para la porción de la gráfica correspondiente al flujo laminar ( $Re < 2100$  a  $2300$ ), la ecuación para la caída de presión puede deducirse solamente de consideraciones teóricas y ha sido verificada por experimentos. Esta ecuación es:

$$\Delta F = 34\mu G / g\rho^2 D^2 \quad (34) \quad (1973 \ 2: \ 14-127)$$

Igualando las ecuaciones 32 y 33, puesto que ambas se aplican al punto de transición del flujo laminar al turbulento, la ecuación de ésta línea, conocida como la ecuación de Hagen-Poiseuille, donde la  $f$  usada con la ecuación 32 es,  $f = 16/(DG/\mu)$  (35). (1973 2: 14-127)

A la derecha de la región de transición en el flujo turbulento hay dos líneas, una para tubo comercial y otra para otra clase de tubos. Los tubos, aislados tienen superficies más lisas que las tuberías y dan por lo mismo menores caídas de presión cuando todos los demás factores permanecen constantes. (1973 2: 14-127)

Esto no sucede en el flujo laminar donde se supone que el flujo en la pared del tubo o tubería es estacionario o muy cerca de él, de manera que la caída de presión no es influida por la rugosidad.

La ecuación 32 de  $f$  en para fluidos dentro de tubos a régimen turbulento, es dada por Drew, Koo, y McAdams, con más o menos 5% como

$$f = 0.00140 + 0.125 / (DG/\mu)^{0.32} \quad (36)$$

Para tubos de hierro y acero comerciales Wilson, McAdams y Seltzer, dan la siguiente ecuación con más o menos 10%

$$f = 0.0035 + 0.264 / (DG/\mu)^{0.42} \quad (37)$$

Se puede ver, que si la transición de flujo laminar a turbulento es dada por  $Du_p/\mu = 2300$ , aproximadamente, la velocidad a la cual el flujo en una tubería cambia de laminar a turbulento es dada por  $u_{crit} = 2300\mu / D\rho$  (38) (1973 2: 14-127)

## RADIACIÓN

Muy a menudo la radiación se considera como un fenómeno perteneciente sólo a cuerpos calientes luminosos, pero éste no es el caso y que la radiación, como un tercer medio de transferencia de calor, difiere bastante de la conducción y de la convección. (1973 2: 14-127)

Radiación es la palabra que se utiliza para designar la transmisión de energía a través del espacio por medio de ondas electromagnéticas. Si la radiación pasa a través de un espacio vacío, no se transforma en calor ni en otra forma de energía. Sin embargo, si en su camino encuentra material, la radiación se transmitirá, reflejará o absorberá. (1991 7: 295-444)

Solamente la energía absorbida es la que aparece como calor y esta transformación es cuantitativa. Una superficie negra o mate absorbe la mayor parte de la radiación que recibe y la energía absorbida es transformada cuantitativamente en calor. (1991 7: 295-444)

Los gases monoatómicos y diatómicos son transparentes a la radiación térmica, y es muy frecuente encontrarse con que el calor fluye a través de masas de tales gases por radiación y por conducción-convección. Ejemplos son las pérdidas de calor, desde un radiador o una tubería no aislada que conduce vapor de agua, hacia el aire ambiente de una habitación, así como la transmisión de calor en hornos y otros aparatos que operan con gases a temperaturas elevadas. (1991 7: 295-444)

La transferencia de calor radiante no requiere la intervención de un medio, y el calor puede ser transmitido por radiación a través del vacío y plasma. (1973 2: 14-127)

### **Longitud de onda y frecuencia.**

Es conveniente mencionar las características de la energía radiante en tránsito, antes de discutir los orígenes de la energía radiante. La energía radiante es de la misma naturaleza que la luz visible ordinaria. Se considera, de acuerdo con la teoría electromagnética de Maxwell, como consistente de un campo eléctrico oscilante acompañado por un campo magnético también oscilante en fase con él. (1973 2: 14-127)

La variación de la intensidad con el tiempo del campo eléctrico pasando por un punto dado puede ser representada por una onda senoidal que tiene longitud finita de cresta a cresta, que es  $\lambda$ , la *longitud de onda*. (1973 2: 14-127)

El número de ondas que pasan por un punto dado en la unidad de tiempo, es la *frecuencia* de radiación, y el producto de la frecuencia por la longitud de onda es la velocidad de la onda. Para el tránsito en el vacío, la velocidad de propagación de la radiación está muy cercana a las 186000 millas por segundo.

Para el tránsito a través de un medio, la velocidad es algo menor, aún cuando la desviación generalmente se desprecia. La longitud de onda de la radiación puede especificarse en cualquiera unidad de longitud, pero el micrón,  $1 \times 10^{-4}$  cm, es común. (1973 2: 14-127)

Todas las ondas conocidas, incluidas en la teoría electromagnética, están situadas entre las ondas cortas de los rayos cósmicos, menos de  $1 \times 10^{-6}$  micrones, las ondas largas de radio se sitúan arriba de  $1 \times 10^{-7}$  micrones. (1973 2: 14-127)

De éstas, únicamente las ondas en la región entre cerca y un poco después del infrarrojo con longitudes de onda de 3/4 a 400 micrones, son de importancia en la transferencia de calor radiante, tal como se encuentra en el equipo industrial ordinario. (1973 2: 14-127)

### **Los orígenes de la energía radiante.**

Se cree que la energía radiante se origina dentro de las moléculas del cuerpo radiante, los átomos de cuyas moléculas vibran en un movimiento armónico simple como osciladores lineales. (1973 2: 14-127)

Se cree que la emisión de energía radiante representa una disminución en las amplitudes de vibraciones dentro de las moléculas, mientras que una absorción de energía representa un aumento. (1973 2: 14-127)

En su esencia, la teoría de los cuantos postula que para cada frecuencia de radiación hay una pequeña pulsación mínima de energía que debe emitirse. Este es el cuanto, no pudiendo emitirse una cantidad más pequeña aún cuando sí se puede emitir un múltiplo de esta cantidad mínima. (1973 2: 14-127)

La radiación total de energía de una frecuencia dada emitida por un cuerpo, es un número entero de cuantos a esa frecuencia. Para diferentes frecuencias, el número de cuantos y por ende, de energía total, puede ser diferente. (1973 2: 14-127)

Planck demostró que la energía asociada con un cuanto es proporcional a la frecuencia de vibración o, si la velocidad de toda la radiación se considera constante, inversamente proporcional a la longitud de onda. (1973 2: 14-127)

Así, la energía radiante de una frecuencia dada se puede representar como consistiendo de sucesivas pulsaciones de energía radiante, teniendo cada pulsación el valor del cuanto para una frecuencia dada. (1973 2: 14-127)

El esquema atómico propuesto por Bohr es útil para tener una comprensión más clara del posible origen de la energía radiante. Se cree que los electrones viajan alrededor del núcleo de un átomo en órbitas elípticas a distancias variables del núcleo. (1973 2: 14-127)

Los electrones de la órbita exterior poseen energías definidas que comprenden sus energías cinéticas y potenciales, en virtud de su rotación alrededor del núcleo. Un electrón dado en una órbita a una cierta distancia del núcleo, tendrá determinada energía. (1973 2: 14-127)

Si ocurriera una perturbación, tal como la colisión de un átomo con otro o con un electrón, el electrón en cuestión podría ser desplazado de su órbita y podría (a) volver a su órbita original, (b) pasar a otra órbita cuyos electrones poseen diferente energía, o (c) dejar el sistema influido por el núcleo.

(1973 2: 14-127)

Si la transición es de una órbita de mayor energía a una de menor, el reajuste se efectúa radiando el exceso de energía. Otro origen de la energía radiante puede atribuirse a los cambios en las energías de átomos y moléculas sin referencia a sus electrones individuales. (1973 2: 14-127)

Si dos o más núcleos de la molécula están vibrando uno respecto del otro, un cambio en la amplitud o amplitudes de la vibración causará un cambio en el contenido de energía. (1973 2: 14-127)

La energía de la molécula puede cambiarse por una alteración de su energía cinética de traslación o rotación y esto también resultará en emisión de energía radiante, mientras que un aumento corresponde a la absorción de energía radiante. (1973 2: 14-127)

Puesto que la temperatura es una medida del promedio de la energía cinética de las moléculas, a mayor temperatura mayor energía cinética promedio, tanto de traslación como de vibración. Puede esperarse, por lo tanto que a mayor temperatura mayor cantidad de energía radiante emitida por una sustancia. (1973 2: 14-127)

Puesto que el movimiento molecular cesa completamente sólo en el cero absoluto de temperatura, puede concluirse que todas las sustancias emitirán o absorberán energía radiante siempre que la temperatura de las sustancias esté sobre el cero absoluto. (1973 2: 14-127)

Para que la energía radiante se emita desde el interior de un sólido, debe penetrar la superficie del sólido sin ser disipada en producir otros cambios de energía dentro de las moléculas.

Hay pocas probabilidades de que la energía radiante generada en el interior de un sólido, alcance su superficie sin encontrar otras moléculas y, por lo tanto, toda la energía radiante emitida de la superficie de los cuerpos sólidos es generada por cambios en los niveles de energía de las moléculas cercanas o en su superficie. (1973 2: 14-127)

La cantidad de energía radiante emitida por sólido es, consecuentemente, función de la superficie del cuerpo, y recíprocamente, la radiación incidente en un cuerpo sólido se absorbe en su superficie. (1973 2: 14-127)

La probabilidad de que la energía interna generada alcance la superficie, es mucho mayor para los gases calientes radiantes que para los sólidos, y la energía radiante emitida por un gas es función del volumen de él más bien que la superficie de la forma del gas. (1973 2: 14-127)

En los líquidos la situación es intermedia entre gases y sólidos, y se puede originar radiación un poco por debajo de la superficie, dependiendo de la naturaleza del líquido.

### **Distribución de la energía radiante.**

Un cuerpo a una temperatura dada emitirá radiación en el rango completo de las longitudes de onda y no en una longitud de onda simple. Esto se atribuye a la existencia de una variedad infinita de osciladores lineales. (1973 2: 14-127)

La energía emitida a cada longitud de onda puede determinarse mediante el uso de una prima dispersor y una termopila. Para cada temperatura en particular, cada curva posee una longitud de onda a la cual la cantidad de energía espectral emitida es un máximo. (1973 2: 14-127)

Para el mismo cuerpo a menor temperatura, la intensidad de máxima radiación obviamente es menor, pero es también significativo que la longitud de onda a la cual el máximo ocurre es mayor. Puesto que la curva para una sola temperatura describe la cantidad de energía emitida por una longitud de onda, el área bajo la curva debe ser igual a la suma de toda la energía radiada por el cuerpo a todas sus longitudes de onda. (1973 2: 14-127)

La máxima intensidad está por debajo de 3/4 y 400 micrones, indicando que el calor rojo es una fuente de energía mucho mejor que el calor blanco. Si no fuera por este hecho, las lámparas incandescentes cercanas al blanco requerirían más energía para la iluminación y emitirán molestas cantidades de calor. (1973 2: 14-127)

Cuando se consideran las propiedades de la radiación, es necesario diferenciar entre dos clases de ellas: la monocromática y la total. Una propiedad monocromática, tal como el valor máximo de  $I_\lambda$ , refiriéndose a una longitud de onda simple. (1973 2: 14-127)

Una propiedad total indica que es la suma algebraica de los valores monocromáticos de la propiedad. Radiación monocromática significa literalmente "un color" o una longitud de onda, pero experimentalmente se refiere, en realidad, a un grupo o banda de longitudes de onda, puesto que éstas no pueden resolverse individualmente. (1973 2: 14-127)

Los valores monocromáticos no son importantes en la solución directa de los problemas en ingeniería, pero son necesarios para la derivación de las correlaciones básicas de radiación.

(1973 2: 14-127)

### La potencia emisiva.

La cantidad total de energía radiante de todas las longitudes de onda emitida por un cuerpo por unidad de área y de tiempo, es la *potencia emisiva total E*. Si la intensidad de la energía radiante a cualquier longitud de onda es  $I_\lambda$ , la potencia emisiva total es el área bajo la curva y puede ser computada por  $E = \int_0^\infty I_\lambda d\lambda$  (39). (1973 2: 14-127)

La correlación entre  $I_\lambda$  y  $\lambda$  fue el objeto de muchas investigaciones tanto experimentales como matemáticas durante el siglo diecinueve. Planck fue el primero que reconoció la naturaleza cuántica de la energía radiante y desarrolló una ecuación que se adapta a la curva de energía espectral a cualquier temperatura. Es dada por

$$I_\lambda = C_1 \lambda^{-5} / e^{C_2/\lambda T} - 1 \quad (40)$$

donde  $I_\lambda$  = intensidad de emisión monocromática

$\lambda$  = longitud de onda

$C_1$  y  $C_2$  = constantes con valores  $1.16 \times 10^8$  y 25,740

$T$  = temperatura del cuerpo

(1973 2: 14-127)

### Esferas o cilindros con forros esféricos o cilíndricos.

La radiación emitida inicialmente por la esfera interior es  $E_1 A_1$ , toda la cual incide en  $A_1$ . De este total, sin embargo  $(1 - \epsilon_2)E_1 A_1$  se refleja, de la cual  $(r_1/r_2)^2 (1 - \epsilon_2)E_1 A_1$  incide en  $A_1$  y  $[1 - (r_1/r_2)^2](1 - \epsilon_2)E_1 A_1$  incide en  $A_2$ . Si éste análisis se continúa como anteriormente, el intercambio de energía se representará de nuevo por una serie geométrica y el intercambio neto entre la esfera interior y exterior está dado por

$$Q = \frac{\sigma A_1}{(1/\epsilon_1) + (r_1/r_2)^2 (1/\epsilon_2 - 1)} (T_1^4 - T_2^4) = \frac{\sigma A_1}{(1/\epsilon_1) + (A_1/A_2)(1/\epsilon_2 - 1)} (T_1^4 - T_2^4) \quad (41)$$

### Pre calentadores de Gases Exhaustos

Intercambiadores de calor de alta temperatura son utilizados en sistemas de recuperación de calor de los gases exhaustos. Existen muchos sistemas de recuperación en donde el calor es recuperado a partir de corrientes de gases exhaustos a altas temperaturas y utilizado para calentar el aire de entrada en los quemadores de combustión, para reducir requerimientos de combustible. (1982 3: 95-100)

Los pre calentadores de gases exhaustos pueden ser del tipo recuperativo o regenerativo. Los recuperadores son intercambiadores de calor con flujos separados para dos fluidos y son simplemente sólidos porosos a través de los cuales el fluido caliente o frío fluyen alternativamente.

Una forma de un intercambiador regenerativo es la llamada Rueda Térmica de Ljunström. Consiste de una matriz porosa de un material finamente dividido y arreglado en la forma de un disco plano. El disco rota y pasan a través de él fluidos calientes o fríos alternativamente, por ductos conectados a la rueda térmica. ( 1982 3: 95-100)

Un elemento de la rueda en donde pasa el fluido caliente de los ductos es calentado por el fluido y pasa al lado del ducto donde fluye el fluido frío. Entonces el calor almacenado en la matriz pasa hacia el fluido frío, mientras que la matriz se enfría transfiriendo el calor al fluido frío precalentándolo. ( 1982 3: 95-100)

### **Ventajas y Desventajas de los Intercambiadores de Calor Regenerativos.**

#### Ventajas

La principal ventaja de los sistemas regenerativos es su simplicidad relativa, particularmente aquellos con matrices con camas estáticas. El material de la matriz puede ser vitalmente cualquiera con un alto calor específico que puede ser finamente dividido para proveer una gran área superficial de transferencia de calor. ( 1982 3: 95-100)

Un bajo costo del material puede a veces encontrarse si la economía es la principal consideración. En otros casos mayor, exposición se justifica para permitir el uso de materiales con una alta capacidad de calor o una forma finamente dividida. ( 1982 3: 95-100)

Los increíblemente compactos intercambiadores de calor tienen una gran área de transferencia y unos valores excepcionales de eficiencia para situaciones donde el espacio y peso son importantes consideraciones. ( 1982 3: 95-100)

Otra ventaja importante es su habilidad de limpieza por sí mismos. En muchos intercambiadores recuperativos el fluido fluye en canales separados y siempre en la misma dirección. Los depósitos inevitables son acumulativos y llevan a disminuir la transferencia de calor y la caída de presión. ( 1982 3: 95-100)

En los intercambiadores regenerativos los fluidos se arreglan para fluir en direcciones opuestas, la matriz se limpia a sí misma virtualmente. Cualquier depósito tiende a desaparecer por el flujo de aire frío. ( 1982 3: 95-100)

Finalmente, el hecho que solamente un fluido está entrando o saliendo de la matriz en cualquier tiempo facilita el diseño del flujo de entrada y de salida. Sistemas para separar los fluidos dentro de cualquier camino no son requeridos. ( 1982 3: 95-100)

### Desventajas.

La principal desventaja de los intercambiadores regenerativos es que es imposible completar la separación de los fluidos calientes y fríos. Debe haber siempre algo de mezcla entre los fluidos en la matriz llenos con un fluido en el momento de flujo. ( 1982 3: 95-100)

El simple hecho de derrames elimina definitivamente la consideración de intercambiadores de calor regenerativos para la gran mayoría de procesos de aplicación de transferencia de calor, donde el derrame o escape de fluidos y la contaminación no pueden ser tolerables. ( 1982 3: 95-100)

La necesidad de sellos sofisticados es otra desventaja, limitando la elección de un regenerador dinámico, particularmente en las aplicaciones donde existe una diferencia significativa de presiones de fluido. Algunas veces sin embargo, la ventaja de un diseño compacto con una matriz sin válvulas es suficiente para justificar la provisión de partes móviles. ( 1982 3: 95-100)

### **Materiales de La Matriz**

El material utilizado para la matriz de un intercambiador regenerativo puede ser virtualmente cualquiera, que provea una capacidad de calor relativamente alta y que se pueda obtener en cualquier forma para proveer mayor cantidad de área de transferencia para los fluidos que pasan a través de él.

Otra característica importante del material de la matriz es la conductividad térmica. El ideal material de la matriz debe tener cero de conductividad en la dirección del flujo del gas y una conducción infinita de calor en la dirección perpendicular a dicho flujo. ( 1982 3: 95-100)

Donde el peso es un factor importante, las matrices cerámicas de transferencia de calor tienen una ventaja en la que su calor específico es mucho más alto que las de acero. Se ha encontrado que es posible fabricar tales matrices con espacios donde el diámetro equivalente es muy pequeño usando una base cerámica de óxido de aluminio la cual tiene una buena conductividad térmica y un bajo coeficiente de expansión térmica. ( 1982 3: 95-100)

### III. JUSTIFICACIÓN

En esta fábrica de detergentes, debido a su alta producción mensual de producto empacado, es necesario optimizar el sistema de recuperación de calor de los gases exhaustos de escape, que son utilizados como fuente de energía en el precalentamiento del aire que entra a la cámara de combustión del horno de secado, para poder reducir el consumo de combustible (kerosene).

Debido al creciente aumento en el precio del combustible, mejorar la eficiencia térmica del sistema de recuperación de calor es la base para una combustión más eficiente y una mayor producción de detergente. Dicho mejoramiento consiste en aumentar la transferencia de calor entre los gases de escape y el aire circundante de la atmósfera, a través de un intercambiador de calor rotativo, para lo que es necesario determinar las condiciones óptimas de operación del mismo, y simultáneamente, tratar de disminuir las pérdidas de calor en el intercambiador y en los ductos por los que fluyen dichos gases.

Con la realización de este proyecto se pretende: a) obtener un ahorro considerable en los costos de producción, b) aumentar la eficiencia de secado y c) disminuir los problemas de llenado debido a la humedad del producto.

## **IV. OBJETIVOS**

### **A. OBJETIVOS GENERALES**

- 1) Mejorar los recursos y procesos disponibles de recuperación de calor para reducir los costos en la fabricación de detergentes en polvo.
- 2) Reciclar el calor de los gases exhaustos de escape de la torre de secado, para precalentar una corriente de aire que se succiona de la atmósfera y que se hace pasar a través de un intercambiador rotativo, utilizados como fuente de energía para calentar un horno y minimizar el consumo de combustible.

### **B. OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- 1) Aumentar el intercambio de calor en el sistema de recuperación, para disminuir el consumo de combustible que alimenta al quemador del horno de secado, a partir de la velocidad angular del intercambiador rotativo y de los gases exhaustos de escape.
- 2) Disminuir las pérdidas de calor en los ductos de flujo de gases.
- 3) Determinar las condiciones óptimas de operación y factores que intervienen en el aumento de la eficiencia térmica.
- 4) Determinar si el sistema de recuperación de calor es el adecuado para este proceso, o si es necesario elaborar un rediseño.

## V. PROBLEMA A RESOLVER

El problema que actualmente se tiene en una fábrica de detergentes en polvo, es que probablemente el sistema de recuperación de calor de los gases exhaustos de escape, no esté trabajando a su capacidad máxima de transferencia de calor, por lo que se desea determinar si dicho sistema está sobredimensionado o bien, encontrar las condiciones óptimas de operación en donde la transferencia de calor sea máxima para disminuir el consumo de combustible que enciende el quemador de la caldera que calienta el horno de secado.

Es necesario hacer notar que el sistema de recuperación de calor está formado básicamente de ductos por donde circulan los gases exhaustos de escape, dos ventiladores, uno que expulsa los gases a la atmósfera (100 Hp) y otro que succiona el aire de la atmósfera precalentado (60Hp) que entra a la cámara de combustión del horno, y un intercambiador de calor rotativo (precalentador de gases exhaustos en forma de rueda) en donde se lleva a cabo la transferencia de calor de los gases, con el aire circundante de la atmósfera.

El intercambiador rotativo puede trabajar a tres diferentes velocidades de rotación o períodos, siendo la primera velocidad la más lenta y la última la más rápida. El intercambiador trabaja actualmente en la primera velocidad ( 4 rpm) por lo que se pretende determinar si al variar los flujos de los gases exhaustos de escape que pasan a través de él vrs el período de rotación, aumenta la transferencia de calor entre el intercambiador y el aire de la atmósfera a precalentar.

Al mismo tiempo se tiene el problema que se pierde mucho calor que lleva los gases exhaustos de escape durante toda su trayectoria dentro de los ductos que carecen de aislante, por lo que se requiere determinar cual es el aislante más económico y el que mejor se cumple con las condiciones de operación.

## VI. METODOLOGÍA

- 1.- Estudio del Sistema de Recuperación de Calor.
  - Especificaciones del Problema.
  - Evaluación del Problema.
2. - Determinación de las variables involucradas.
  - Material, diámetro, área y longitud de los ductos
  - Flujo másico y lineal de los gases de escape
  - Humedad
  - Presiones
  - Temperaturas
  - Períodos de rotación
3. - Establecer puntos de medición.
  - Entrada y Salida del Intercambiador.
4. - Selección y disposición del equipo necesario.
  - Anemómetro
  - Ciclómetro Mecánico y Digital
  - Termocoplas y Picnómetro
  - Manómetro
  - Cronómetro
  - Metro
5. - Elaboración de las tomas de medición en los puntos seleccionados a lo largo del sistema.
  - Contratista
6. - Medición de variables y condiciones de operación.
  - Ver inciso 2.
7. - Cálculos y Resultados.
  - Ver la sección de cálculos y resultados del presente trabajo de graduación.
8. - Solución Óptima
  - Verificar prácticamente si es posible dicha solución o si es necesario determinar otra bajo las condiciones de operación actuales.
9. - Cumplimiento de los objetivos del proyecto.
  - Ver la sección de objetivos del presente trabajo de graduación.
10. - Conclusiones y Recomendaciones
  - Ver la sección de conclusiones y recomendaciones del presente trabajo de graduación.

## VIII. RESULTADOS

### A. BALANCE DE MASA

Sistema Aire Seco - Agua

Masa a la Entrada de la Torre = Masa a la Salida de la Torre

Flujo másico de aire húmedo ambiental a la entrada del horno + Flujo másico de gases de combustión al entrar a la torre = Flujo másico de gases húmedos exhaustos + Flujo másico del vapor de H<sub>2</sub>O al secar la pasta

Flujo másico de gases de combustión al entrar a la torre = Flujo másico del vapor de H<sub>2</sub>O al secar la pasta + Flujo másico de gases húmedos exhaustos - Flujo másico de aire húmedo ambiental a la entrada del horno

#### Datos preliminares a la Entrada de la Torre

Flujo másico total = 31255 Kg <sub>aire húmedo</sub> /hrs  
del aire

Alimentación de la pasta (crutcher) = 4340 Kg / hrs

Rango de Evaporación = 1239 kg H<sub>2</sub>O / hrs

#### Datos preliminares a la Salida de la Torre

Aire seco exhausto ( 4 rev/min intercambiador) = 57372.878 kg <sub>aire seco</sub> / hrs

Aire seco exhausto ( 6 rev/min intercambiador) = 59498.222 kg <sub>aire seco</sub> / hrs

Tasa de producción de base seca (producto terminado) = 3500 kg / hrs

Densidad del aire exhausto = 0.933 kg <sub>aire húmedo</sub> / m<sup>3</sup>

### **SISTEMA ACTUAL**

#### 1. - Flujo Másico de Agua del Aire Ambiental en los Gases de Entrada.

*Condiciones de Operación Atmosféricas*

T<sub>BS</sub> = 27 °C = 80.6 °C

H<sub>rel</sub> = 50%

A partir de la Carta Psicométrica

ΔH<sub>sat</sub> = 24 Btu/lb <sub>aire seco</sub>

H absoluta = 0.0113 lb H<sub>2</sub>O/ lb <sub>aire seco</sub>

Volumen Húmedo = 0.7 m<sup>3</sup> <sub>aire húmedo</sub> / Kg <sub>aire seco</sub>

ρ = 1.42857 Kg <sub>aire seco</sub> / m<sup>3</sup> <sub>aire húmedo</sub>

1.1- Flujo Volumétrico de aire ambiental en el ducto de Entrada al Horno con el Intercambiador a 4 rev/min  
( Ventilador 60 HP)

$$m = 7.8998 \frac{\text{m}^3 \text{ aire húmedo}}{\text{s}} * 1.42857 \frac{\text{Kg aire seco}}{\text{m}^3 \text{ aire húmedo}} * 0.0113 \frac{\text{Kg H}_2\text{O}}{\text{Kg aire seca}}$$

$$= 0.127525 \frac{\text{Kg H}_2\text{O}}{\text{s}} = 459.09 \frac{\text{Kg H}_2\text{O}}{\text{Hr}}$$

2. - Flujo Másico de Combustion a la Salida del Horno

$$\text{Flujo másico Combustión} = \text{Flujo másico pasta} + \text{Flujo másico gases exhaustos} - \text{Flujo másico de H}_2\text{O del aire ambiental}$$

Para el intercambiador a 4 rev/min

$$\text{Flujo másico combustión} = 1,239 \text{ kg H}_2\text{O/Hr} + 1032.7118 \text{ kg H}_2\text{O/Hr} - 459.09 \text{ kg H}_2\text{O /Hr}$$

$$= 1812.6218 \text{ kg H}_2\text{O / Hr}$$

3. - Flujo Másico del agua que se extrae de la Pasta (Crutcher)

La tasa de producto terminado por hora es aproximadamente 3500 kg con una humedad de 8%, o sea

$$m = 3,500 \text{ kg/Hr} * 8\% = 280 \text{ kg H}_2\text{O/ Hr}$$

La pasta de alimentación de la torre de secado tiene 35% humedad por lo que el flujo másico de agua en la pasta es el siguiente

$$m = 4,340 \text{ kg}_{\text{pasta}}/\text{Hr} * 35\% = 1519 \text{ kg H}_2\text{O / Hr}$$

Por lo que el flujo másico de agua que se extrae de la torre de secado es:

$$1519 \text{ kg H}_2\text{O /Hr} - 280 \text{ kg H}_2\text{O /Hr} = 1,239 \text{ kg H}_2\text{O /Hr}$$

4. - Flujo Máasico de los gases Exhaustos de Escape con el intercambiador a 4 rev/min  
(Ventilador 100 HP)

$$\text{Flujo máximo volumétrico} = 7.7561 \text{ m}^3 \text{ aire húmedo / s}$$

$$\text{Densidad del aire Exhausto} = 0.933 \text{ kg}_{\text{aire húmedo}} / \text{m}^3$$

$$\text{Flujo Másico Total del Aire} = 31,255 \text{ kg}_{\text{aire húmedo}} / \text{Hr}$$

$$7.7561 \frac{\text{m}^3 \text{ aire húmedo}}{\text{s}} * 0.933 \frac{\text{kg aire húmedo}}{\text{m}^3 \text{ aire húmedo}} = 7.2364 \frac{\text{kg aire húmedo}}{\text{s}} = 26051.189 \frac{\text{kg aire húmedo}}{\text{Hr}}$$

A partir del flujo másico total del aire se calcula la humedad relativa como sigue:

$$31,255 \frac{\text{kg aire húmeda}}{\text{Hr}} * \frac{1 \text{ Hr}}{1239 \text{ kg H}_2\text{O}} = 25.226 \frac{\text{kg aire húmedo}}{\text{kg H}_2\text{O}}$$

de donde

$$26051.189 \frac{\text{kg aire húmedo}}{\text{Hr}} * \frac{1 \text{ kg H}_2\text{O}}{25.226 \text{ kg aire húmeda}} = 1032.7118 \frac{\text{Kg H}_2\text{O}}{\text{Hr}}$$

Para calcular el flujo másico de aire seco, se utiliza la humedad absoluta de la carta psicométrica (fig. 1 del apéndice) a 50 °C

$$\left(0.018 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg aire seco}}\right)^{-1} * 1032.7118 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{Hr}} = 57372.878 \frac{\text{kg aire seco}}{\text{Hr}}$$

### **SISTEMA PROPUESTO**

#### **1.- Flujo Másico de Agua del Aire Ambiental en los Gases de Entrada.**

##### *Condiciones de Operación Atmosféricas*

$$T_{BS} = 27 \text{ °C} = 80.6 \text{ °C}$$

$$H_{rel} = 50\%$$

A partir de la Carta Psicométrica

$$\Delta H_{sat} = 24 \text{ Btu/lb}_{\text{aire seco}}$$

$$H \text{ absoluta} = 0.0113 \text{ lb H}_2\text{O/lb}_{\text{aire seco}}$$

$$\text{Volumen Húmedo} = 0.7 \text{ m}^3 \text{ aire húmedo / Kg}_{\text{aire seco}}$$

$$\rho = 1.42857 \text{ Kg}_{\text{aire seco}} / \text{m}^3 \text{ aire húmedo}$$

#### **1.2- Flujo Volumétrico de aire ambiental en el ducto de Entrada al Horno con el Intercambiador a 6 rev/min**

(Ventilador 60 HP)

$$m = 7.4689 \frac{\text{m}^3 \text{ aire húmedo}}{\text{s}} * 1.42857 \frac{\text{Kg}_{\text{aire seco}}}{\text{m}^3 \text{ aire húmedo}} * 0.0113 \frac{\text{Kg H}_2\text{O}}{\text{Kg}_{\text{aire seco}}}$$

$$= 0.120569 \frac{\text{Kg H}_2\text{O}}{\text{s}} = 434.049 \frac{\text{Kg H}_2\text{O}}{\text{Hr}}$$

Para el intercambiador a 6 rev/min

$$\begin{aligned} \text{Flujo másico} &= 1239 \text{ kg H}_2\text{O} / \text{Hr} + 1070.968 \text{ kg H}_2\text{O} / \text{Hr} - 434.049 \text{ kg H}_2\text{O} / \text{Hr} \\ \text{combustión} & \\ &= \mathbf{1875.919 \text{ kg H}_2\text{O} / \text{Hr}} \end{aligned}$$

### 3.- Flujo Másico del agua que se extrae de la Pasta (Crutcher)

La tasa de producto terminado por hora es aproximadamente 3500 kg con una humedad de 8%, o sea

$$m = 3,500 \text{ kg/Hr} * 8\% = 280 \text{ kg H}_2\text{O} / \text{Hr}$$

La pasta de alimentación de la torre de secado tiene 35% humedad por lo que el flujo másico de agua en la pasta es el siguiente

$$m = 4,340 \text{ kg}_{\text{pasta}} / \text{Hr} * 35\% = 1519 \text{ kg H}_2\text{O} / \text{Hr}$$

Por lo que el flujo másico de agua que se extrae de la torre de secado es:

$$1519 \text{ kg H}_2\text{O} / \text{Hr} - 280 \text{ kg H}_2\text{O} / \text{Hr} = \mathbf{1,239 \text{ kg H}_2\text{O} / \text{Hr}}$$

### 4.1- Flujo Másico de los gases Exhaustos de Escape con el intercambiador a 6 rev/min (Ventilador 100 HP)

$$\begin{aligned} \text{Flujo máximo} & \\ \text{volumétrico} &= 8.043419 \text{ m}^3_{\text{aire húmeda}} / \text{s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Densidad del aire} & \\ \text{Exhausto} &= 0.933 \text{ kg}_{\text{aire húmeda}} / \text{m}^3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Flujo Másico Total} & \\ \text{del Aire} &= 31,255 \text{ kg}_{\text{aire húmedo}} / \text{Hr} \end{aligned}$$

$$8.04342 \frac{\text{m}^3_{\text{aire húmeda}}}{\text{s}} * 0.933 \frac{\text{kg}_{\text{aire húmeda}}}{\text{m}^3_{\text{aire húmedo}}} = 7.5045 \frac{\text{kg}_{\text{aire húmeda}}}{\text{s}} = 27016.239 \frac{\text{kg}_{\text{aire húmedo}}}{\text{Hr}}$$

A partir del flujo másico total del aire se calcula la humedad relativa como sigue:

$$31,255 \frac{\text{kg}_{\text{aire húmeda}}}{\text{Hr}} * \frac{1 \text{ Hr}}{1239 \text{ kg H}_2\text{O}} = 25.226 \frac{\text{kg}_{\text{aire húmeda}}}{\text{kg H}_2\text{O}}$$

de donde

$$27016.239 \frac{\text{kg}_{\text{aire húmedo}}}{\text{Hr}} * \frac{1 \text{ kg H}_2\text{O}}{25.226 \text{ kg}_{\text{aire húmedo}}} = \mathbf{1070.968 \frac{\text{Kg H}_2\text{O}}{\text{Hr}}}$$

Para calcular el flujo másico de aire seco, se utiliza la humedad absoluta de la carta psicométrica (fig. 1 del apéndice) a 50 °C

$$\left(0.018 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg aire seco}}\right)^{-1} * 1070.968 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{Hr}} = 59498.222 \frac{\text{kg aire seco}}{\text{Hr}}$$

## B. BALANCE DE ENERGIA

$$\text{Calor de Entrada a la Torre} + \text{Perdidas} = \text{Calor de Salida de la Torre} + \text{Perdidas}$$

$$\begin{aligned} &\text{Calor de Combustión} + \text{Calor de Pasta} + \text{Calor de gases de Combustión} + \text{Calor de evaporación en la Torre} + \text{Perdidas} = \text{Calor de los gases exhaustos} + \text{Calor de producto seco} + \text{Perdidas} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &\text{Calor de Combustión} + \text{Calor en Pasta} + \text{Calor sólidos en Pasta} + \text{Calor agua en Pasta} + \text{Calor de gases de combustión} + \text{Calor de evaporación en la Torre} + \text{Pentrada} - \text{Psalida} - \text{Calor de producto seco} = \text{Calor de gases exhaustos} \end{aligned}$$

Calor perdido en los gases exhaustos de escape cuando el aire NO ES PRECALENTADO (SISTEMA ACTUAL) y el intercambiador se encuentre girando a 4 rev/min.

$$-1988719.413 \text{ W} - 1696672.6087 \text{ W} + 1463878.2864 \text{ W} = -2,221,513.7353 \text{ W} = \text{Calor de gases exhaustos}$$

Calor perdido en los gases exhaustos de escape cuando el aire ES PRECALENTADO (SISTEMA PROPUESTO) y el intercambiador se encuentre girando a 6 rev/min.

$$-1699464.867 \text{ W} - 1696672.6087 \text{ W} + 1463878.2864 \text{ W} = -1,932,259.1893 \text{ W} = \text{Calor de gases exhaustos}$$

### 1.- Calor de la Pasta

Alimentación de la pasta = 4,340 kg/Hr

Rango de Evaporación = 1,239 kg H<sub>2</sub>O/Hr

Flujo másico de agua en la pasta = 1,519 kg H<sub>2</sub>O/Hr

Cp pasta<sub>(60°C)</sub> = 0.6 BTU/lb - F = 2512.08 J/kg - °C

Cp agua<sub>(60°C)</sub> = 1.0 BTU/lb - F = 4186.3 J/kg - °C

#### 1.1- Calor de los sólidos presentes en la pasta (65%)

$$Q = (4340 \text{ kg/Hr})(2512.08 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C})(400^\circ\text{C} - 60^\circ\text{C})(1 \text{ Hr}/3600 \text{ s}) = 1,029,673.68 \text{ W}$$

#### 1.2.- Calor del agua presente en la pasta

$$Q = (1519 \text{ kg/Hr})(4186.3 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C})(400^\circ\text{C} - 60^\circ\text{C})(1 \text{ Hr}/3600 \text{ s}) = 600,571.249 \text{ W}$$

### 2.- Calor de Evaporación en la Torre de Secado

Cp agua<sub>(60°C)</sub> = 4186.3 J/kg-°C

Rango de evaporación = 1,239 kg H<sub>2</sub>O/Hr

$$Q = (1239)(4186.3)(-60+450)(1/3600) = 561,906.118 \text{ W}$$

### 3.- Calor de Producto Seco

Cp detergente<sub>(450°C)</sub> = 1297.91 J/kg-°C

Flujo másico = 3500 kg/Hr

$$Q = (3500)(1297.91)(25-85)(1/3600) = -75,711.417 \text{ W}$$

#### 4.-Calor de Combustión (Horno)

El horno que se utiliza para generar calor y secar el detergente en la torre, se alimenta de kerosene como combustible, y cuyo consumo dependerá de la temperatura y de la humedad del aire que entra a la cámara de combustión, ya que de esto depende que se alcance mas rápidamente el punto de evaporación flash del kerosene y así evitar consumir mas combustible por no haber sido precalentado el aire de combustión.

Para determinar la cantidad de calor de combustión que transfiere el kerosene al horno y este a la torre, se hicieron cálculos para dos tipos de condiciones: 1. - el aire que entra a la cámara de combustión esta a 25 °C, y 2. - a 75 °C aproximadamente. En el segundo caso se utilizo una temperatura promedio del aire que entra precalentado a la cámara de combustión del horno durante un mes de producción y a distintas condiciones ambiente.

Esta temperatura depende de la transferencia de calor que existe entre los gases exhaustos de escape y el intercambiador de calor, que transfiere ese calor al aire que es succionado de la atmósfera y que pasa a través de dicho intercambiador en donde se lleva a cabo la transferencia.

Por fines prácticos, al hacer cálculos asumimos que el aire que entra a la cámara de combustión del horno, es aire seco, ya que a 75 °C, a partir de la carta psicométrica, la humedad es de 2 % aproximadamente, por lo que podemos decir que es seco.

El kerosene tiene un calor estandar de combustión igual a -43,249.694 J/g y con CO<sub>2</sub> (g) y H<sub>2</sub>O (l) como productos. Si los gases que se producen en el horno salen a 570 °C y un análisis promedio (base seca) es 11.6 % CO<sub>2</sub> , 0.4 % CO, 5.8% O<sub>2</sub> y 82.2% N<sub>2</sub> , es necesario calcular la fracción del calor de combustión del kerosene que se transfiere como calor al horno.

Tomando como base 100 moles de gases de combustión secos, consistentes en

CO <sub>2</sub> -----	11.6 mol
CO -----	0.4 mol
O <sub>2</sub> -----	5.8 mol
N <sub>2</sub> -----	82.2 mol
-----	
Total -----	100 moles

Este análisis como es en base seca, no toma en cuenta el vapor de agua presente en los gases de combustión. La cantidad de agua formada por la reacción de combustión se encuentra mediante un balance de oxígeno.

El  $O_2$  suministrado por el aire representa 21% molar de la corriente de aire. El 79% restante corresponde a  $N_2$ , que no cambia durante el proceso de combustión, por lo que los 82.2 moles de  $N_2$  que aparecen en los 100 moles de gases de combustión son suministrados por el aire; el  $O_2$  que acompaña a este  $N_2$  es:

$$\text{moles de } O_2 \text{ que entran en el aire} = (82.2)(21/79) = 21.85$$

Por lo tanto moles  $O_2$  contenidos en los gases secos de combustión =  $11.6 + 0.4/2 + 5.8 = 17.60$

La diferencia entre estas cantidades corresponde a los moles de  $O_2$  que reaccionaron para formar  $H_2O$ .

Por consiguiente, con base en 100 moles de gases de combustión secos:

$$\text{moles de } H_2O \text{ formados} = (21.85 - 17.60) (2) = 8.50$$

$$\text{moles } H_2 \text{ en el combustible} = \text{moles de } H_2O \text{ formados} = 8.50$$

La cantidad de carbono (C) en el combustible esta dada por el balance de carbono:

$$\text{moles de C en gases de combustión} = \text{moles de C en el kerosene} = 11.6 + 0.4 = 12$$

Las cantidades de C y  $H_2$  juntos dan:

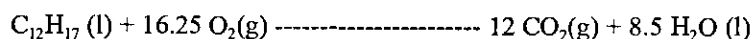
$$\text{masa de kerosene quemado} = (8.50)(2) + (12)(12) = 161 \text{ g}$$

Si esta cantidad de combustible se quema completamente, dando  $CO_2$  (g) y  $H_2O$  (l) a

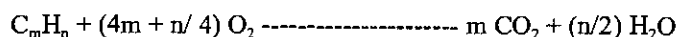
25°C el calor de combustión es:

$$\Delta H_{298}^\circ = (-43,249.694)(161) = -6,963,200.734 \text{ J}$$

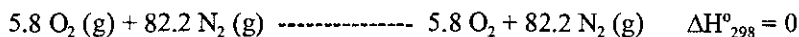
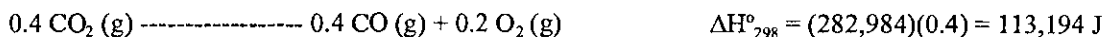
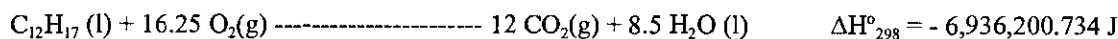
Sin embargo la reacción real no corresponde a una combustión completa y el  $H_2O$  se forma como vapor y no como líquido, los 161 g de combustible se representan por la fórmula empírica siguiente



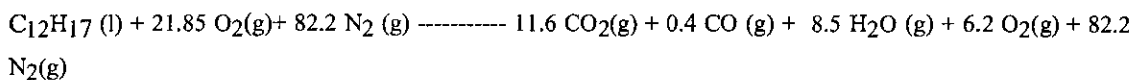
la cual se obtiene de la ecuación general de combustión



Para determinar la ecuación real de combustión, se suman las siguientes reacciones, cuyo calor estándar de reacción a 25°C es conocido, y son:



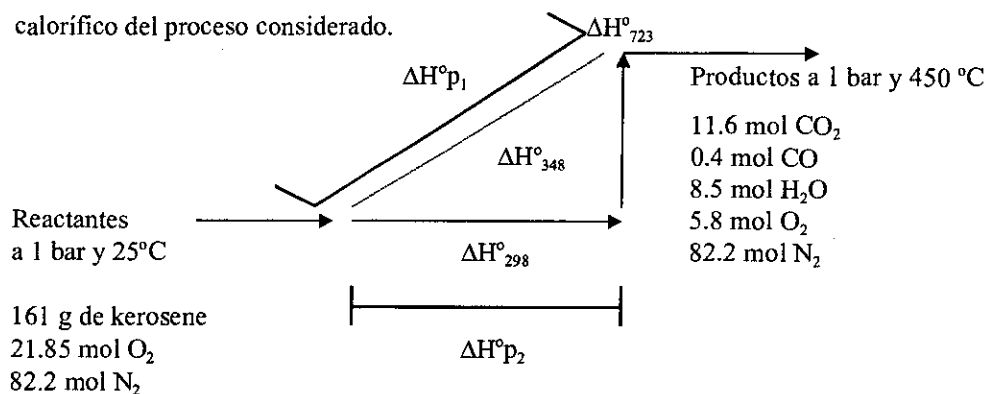
La suma de estas reacciones da lugar a la reacción general



y la suma de los valores de  $\Delta H_{298}^{\circ}$  proporciona el calor estandar de reacción a 25°C :

$$\Delta H_{298}^{\circ} = -6,475,904.734 \text{ J}$$

Este valor se emplea como se indica en el siguiente diagrama, para calcular el efecto calorífico del proceso considerado.



Debido a que el aire que entra a la cámara de combustión no entra a 25°C, sino que entra precalentado a 75°C (en este caso), es necesario determinar las entallas de cada paso para poder encontrar las pérdidas de calor vrs el consumo de combustible y los costos de producción.

Es necesario recalcar que cuanto más alta sea la temperatura de los gases de entrada al horno, menor será el consumo de combustible, y para ello se debe calcular los  $\Delta H$ , que se obtienen de la siguiente ecuación:

$$\Delta H^{\circ}p = (\sum n_i Cp_i)(\Delta T)$$

donde  $\Delta H^{\circ}p$  = es la entalpia en el delta de temperatura deseado

$n_i$  = el número de moles de cada compuesto presente en la reacción de combustión

$Cp_i$  = es la capacidad calorífica específica de cada compuesto

El  $Cp$  de cada compuesto se obtiene de la ecuación  $Cp/R = A + BT + CT^2 + DT^{-2}$  a partir de tablas, usada en forma general y no solo para gas ideal.

**NOTA:** el efecto de la presión en el calor de reacción suele ser más pequeño en comparación con el efecto de la temperatura, por lo que para fines prácticos, el calor de reacción se calculó bajo condiciones estandar de presión (1 bar).

Por lo tanto

$$\Delta H^{\circ}p_1 = [(11.6 \cdot 43.675) + (0.4 \cdot 29.935) + (8.5 \cdot 34.690) + (5.8 \cdot 30.983) + (82.2 \cdot 29.612)] \cdot (723 - 298)$$

$$= 1,456,592.64 \text{ J}$$

por lo que

$$\Delta H^{\circ}total = \Delta H_{298}^{\circ} + \Delta H^{\circ}p_1 = -6,475,904.734 + 1,456,592.64 = -5,019,312.094 \text{ J}$$

Ahora bien, si el aire que entra a la cámara de combustión del horno es precalentado a 75°C (en este caso), es resultado es el siguiente:

$$\Delta H^{\circ}p_2 = [(11.6*43.675)+(0.4*29.935)+(8.5*34.690)+(5.8*30.983)+(82.2*29.612)]*(723-348)$$

$$= 1,285,228.8 \text{ J}$$

por lo que

$$\Delta H^{\circ}\text{total} = \Delta H^{\circ}_{298} + \Delta H^{\circ}p_2 = -6,475,904.734 + 1,285,228.8 = -5,190,675.93 \text{ J}$$

Se asume el proceso es de flujo en estado estable, en el balance de energía los términos de trabajo de eje y de las energía potencial y cinética son cero, así que  $\Delta H = Q$ .

Para determinar la cantidad de calor que se transfiere al horno por cada 100 moles de gases secos formados, es igual a:

### ***SISTEMA ACTUAL***

#### ***4.1. - Para aire no precalentado***

$$\frac{-5,019,312.094}{-6,963,200.734} * 100 = 72.0834 \%$$

haciendo que el 27.9166 % (-1,943,888.64J) restantes sean pérdidas de calor en gases secos.

### ***SISTEMA PROPUESTO***

#### ***4.2. - Para aire precalentado***

$$\frac{-5,190,675.93}{-6,963,200.734} * 100 = 74.5444\%$$

haciendo que el 25.4556% (-1,772,524.804J) restantes sean pérdidas de calor en gases secos.

#### ***4.3- Pérdidas de Calor en el Horno***

La pared del horno esta construido en su interior por una capa de ladrillo refractario (1) de 8 pulgadas (0.2032 m) y una capa de ladrillo aislante (2) de 4 pulg (0.1016 m), con una k (conductividad térmica) = 0.68 BTU/h-pie-°F (22.0986 W/m-°C) y 0.15 BTU/h-pie-°F (4.8749 W/m-°C). El horno opera a 1500 °F (1227 °C) y la temperatura de superficie externa es de 140 °F (60°C) circulando aire.

Las pérdidas de calor se calculan de la siguiente manera:

$$R_1 = L/kA = (0.2032 \text{ m}) / (22.0986 \text{ W/m-}^{\circ}\text{C} * 1\text{m}^2) = 9.19515 \text{ E-}3 \text{ }^{\circ}\text{C} / \text{W}$$

$$R_2 = L/kA = (0.1016 \text{ m}) / (4.8749 \text{ W/m-}^{\circ}\text{C} * 1\text{m}^2) = 0.02084 \text{ }^{\circ}\text{C} / \text{W}$$

$$R_{\text{total}} = 0.0300366 \text{ }^{\circ}\text{C} / \text{W}$$

Ahora para determinar la cantidad de calor perdido por metro cuadrado de pared:

$$Q = \Delta T/R = (1227 - 60)/0.0300366 = -38,852.6 \text{ W (sistema calor de comb.- aislante)}$$

en donde las temperaturas en las interfaces de las capas son:

$$\Delta T_1 = QR_1 = 38,852.6 * 9.19515 \text{ E } -3 = 357.255^\circ\text{C} \cong 357^\circ\text{C} ; T_1 = 1227-357 = 870^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = QR_2 = 38,852.6 * 0.02084 = 809.688^\circ\text{C} \cong 810^\circ\text{C} ; T_2 = 870-810 = 60^\circ\text{C}$$

Debido a que el horno que alimenta la torre de secado, cuenta con aislantes internos, las pérdidas totales de calor se reducen considerablemente, tanto para aire precalentado, así como para aire no precalentado.

Para aire no precalentado las pérdidas de calor se reducen a 5.003 % y para aire precalentado, se reducen a 4.562%, por lo que a transferencia optima de calor de combustion en el horno se refiere, se puede decir que es muy eficiente.

#### **5. - Calor del Vapor de Combustión a la entrada de la Torre.**

##### ***SISTEMA ACTUAL***

*3.1- Calor del vapor con el intercambiador a 4 rev/min y el ventilador de 60HP*

$$\text{Densidad del vapor a } 450^\circ\text{C} = 0.3051 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Cp vapor}_{(450^\circ\text{C})} = 2109.9 \text{ J/kg } ^\circ\text{C}$$

$$m = (7.8998 \text{ m}^3/\text{s})(0.3051 \text{ kg/m}^3) = 2.4102 \text{ kg/s}$$

$$Q = (2.4102 \text{ kg/s})(2109.9 \text{ J/kg } ^\circ\text{C})(25^\circ\text{C}-450^\circ\text{C}) = -2,161,270.403 \text{ W}$$

##### ***SISTEMA PROPUESTO***

*3.2- Calor del aire con el intercambiador a 6 rev/min y el ventilador de 60 HP*

$$m = (7.46889 \text{ m}^3/\text{s})(0.3051 \text{ kg/m}^3) = 2.2788 \text{ kg/s}$$

$$Q = (2.2788 \text{ kg/s})(2109.9 \text{ J/kg } ^\circ\text{C})(25^\circ\text{C} - 450^\circ\text{C}) = -2,043,379.693 \text{ W}$$

## C. PERDIDAS DE CALOR

Para la determinación de pérdidas de calor, fue necesario fraccionar por secciones el sistema de recuperación, ya que debido a factores como la longitud de tubería, diámetro y condiciones de operación, son los factores responsables de dichas pérdidas, por lo que es necesario cuantificarlas.

Como consecuencia de lo anterior, las secciones fueron limitadas de la siguiente manera:

Sección	Descripción de la Tubería	Longitud (m)	Temperatura de Operación (°C)
1	Tubería de salida del horno a la entrada de la torre de secado.	4.5	450
2	Tubería de salida de la torre, pasando por el ciclón, colector de polvos, hasta llegar al intercambiador.	27.5	120
3	Tubería del intercambiador al horno (aire precalentado).	18	100
4	Tubería de succión al colector de burbuja, pasando por el colector de polvos, hasta llegar al intercambiador.	32	120

Las pérdidas de calor en el sistema son por conducción, convección y radiación.

### PERDIDAS DE CALOR POR CONDUCCION EN DUCTO DE GASES DE COMBUSTIÓN

En el caso de las pérdidas de calor por conducción en una tubería, existen resistencias que se oponen a la transferencia de calor, las cuales son:

#### Perdidas de Calor por Condensación del Vapor

$$Q = h_s \pi D^a s (T_s - T^a_s) \quad (1)$$

#### Perdidas de Calor por la Pared del Tubo

$$Q = \frac{2\pi k_b}{2.3 \log(D''_s/D^a_s)} (T^a_s - T''_s) \quad (2)$$

#### Perdidas de Calor por el Aislante

$$Q = \frac{2\pi k_c}{2.3 \log(D_1/D''_s)} (T''_s - T_1) \quad (3)$$

Perdidas de Calor por Radiacion y Convección al Aire

$$Q = h_a \pi D_1 (T_1 - T_a) \quad (4)$$

Combinando las ecuaciones

$$Q = \frac{\pi(T_s - T_a)}{(1/h_s \pi D_s^2) + ((2.3/2\pi k_b) * \log(D''_s/D^a_s)) + ((2.3/2\pi k_c) * \log(D_1/D''_s)) + (1/h_a \pi D_1)} \quad (5)$$

donde la nomenclatura significa:

$T_s$  = temperatura interna de los gases

$h_s$  = coeficiente individual de transferencia de calor por evaporación

$T^a_s$  y  $D^a_s$  = temperatura de superficie interna y diámetro interno de pared, respectivamente

$T''_s$  y  $D''_s$  = temperatura de superficie externa y diámetro externo de pared, respectivamente

$T_1$  y  $D_1$  = temperatura de superficie externa y diámetro externo hasta el aislante

$T_a$  = temperatura ambiente

$h_a$  = coeficiente individual de transferencia de calor por radiacion y convección al aire

Las pérdidas de calor por condensación del vapor se determinan como sigue:

Sección No. 1 (Ducto de entrada de gases de combustión a la Torre)

1.1- Se calcula la temperatura de superficie de la pared de la tubería.

De la ecuación 8-106 (Lindon, C. Thomas)

$$T_s = T_\infty + ((Qc/k) * (L/Nu_L)) \quad (6)$$

$$\text{donde } Nu_L = (0.4Re_L^{0.5} + 0.06Re_L^{2/3})Pr^{0.4} (\mu_\infty/\mu)^{0.25} \quad (7) \text{ y } N_{Re} = U_\infty L/\nu \quad (8)$$

Para calcular el coeficiente individual de transferencia de calor, la ecuación es  $h = Nu_L k/L$  (9)

Condiciones del vapor a 450°C:

Densidad = 0.3051 kg/m<sup>3</sup>

$C_p$  = 2109.9 J/kg-°C

$\mu$  = 25.58 E-6 kg/m-s

$\nu$  = 8.2346 E-5 m<sup>2</sup>/s

$Pr$  = 1.002

$k$  = 0.05358 W/m-°C

$U_\infty$  = 20.444 m/s

De 7, 8 y 9:

$$N_{re} = (20.444 * 4.5) / (8.2346 \text{ E-}5) = 1,117,230.9604 \quad (\text{Flujo Turbulento})$$

$$Nu_L = (0.4 * (1,117,230.9604)^{0.5} + 0.06 * (1,117,230.9604)^{2/3}) (1.002^{0.4}) * 1 = 1069.672$$

$$h = (1069.672 * 0.05358)/(4.5) = 12.736 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

El arrea de la sección transversal de la tubería ( $A$ ) =  $2\pi rL$  (10) donde

$$A = 2\pi(4.5)(0.3015875) = 8.5272 \text{ m}^2$$

Ahora calculando  $Q$  de condensación de vapor, se obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$$Q = h A \Delta T = (12.736 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C})(8.5272 \text{ m}^2)(450^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C}) = 46,156.855 \text{ W} \quad (11)$$

De la ecuación (6):

$$T_s = 25^\circ\text{C} + ((46,156.855/4.5)/(1069.672*0.05358)) = 203.96^\circ\text{C} \cong 204^\circ\text{C}$$

Iterando de la ecuación (11) y (6)  $Q_{\text{vap}} = 38,686.292$  y  $T^a_s = 150^\circ\text{C}$

Para calcular  $h_s$  se despeja de la ecuación (1)

$$h_s = Q/\pi D^a_s (T_s - T^a_s) = (38,686.292)/(\pi*0.6*(450-150)) = 68.412 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

Calculando el calor a partir de la ecuación (5), sin la resistencia de aislante que es el tercer termino del denominador, la ecuación es:

$$Q = \frac{\pi(T_s - T_a)}{(1/h_s\pi D^a_s) + ((2.3/2\pi k_b)*\log(D''_s/D^a_s)) + (1/h_a\pi D^a_s)} \quad (12)$$

ingresando valores, donde

$k_b$  = conductividad térmica de la tubería de hierro galvanizado a  $450^\circ\text{C}$  ( $71.641 \text{ W/m-}^\circ\text{C}$ )

$D''_s = 0.603175 \text{ m}$

*Espesor de pared* =  $1/8$  pulg =  $3.175 \text{ E-}3 \text{ m}$

*Coefficiente individual de radiacion y convección (ha)*

Este coeficiente no puede ser computado debido a que no solo depende de la diferencia de temperatura, sino de las temperaturas actuales de superficie de tubería y del aire, calculándose únicamente por métodos de prueba y error, por lo que se asume la primera temperatura en  $150^\circ\text{C}$  y de la fig. 2.9 (Kern, D. 1973),  $h_a = 2.5 \text{ BTU/h-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$ .

Calculando de (12)

$$Q = 425\pi / (7.75471 \text{ E-}3 + 1.6849 \text{ E-}5 + 0.00218499) = 134,100.2768 \text{ W/m}$$

Debido a que  $Q = \Delta T/R = \Delta T_c/R_c$ , se verifica  $T^a_s$  y se despeja del segundo termino del denominador en la ec. (12) y calculándose:

$$T''_s = T^a_s - (Q \cdot 2.3 \log(D''_s/D^a_s) / 2\pi k_b) = 150 - (134100.2768 \cdot 2.3 \log(0.603175/0.6) / 2\pi \cdot 71.641) \\ = 150^\circ\text{C} - 1.5705^\circ\text{C} = 148.429^\circ\text{C} \cong 149^\circ\text{C}$$

De este resultado se puede concluir que el  $h_a$  obtenido de la fig. 2.9 (Kern, D. 1973), 2.5 BTU/h-ft<sup>2</sup>-°F, es el adecuado a utilizar para este caso, y que la perdida de calor en esta sección es de 134,100.2768 W/m, por lo que en toda la longitud de la sección 1, la perdida de calor es 603,451.2456 W.

#### **PERDIDAS DE CALOR POR CONDUCCION EN LOS DUCTOS DE SALIDA DE GASES DE ESCAPE**

En el caso de las perdidas de calor por conducción en una tubería, existen resistencias que se oponen a la transferencia de calor, las cuales son:

##### Perdidas de Calor por Condensación del Vapor

$$Q = h_s \pi D^a_s (T_s - T^a_s) \quad (1)$$

##### Perdidas de Calor por la Pared del Tubo

$$Q = \frac{2\pi k_b}{2.3 \log(D''_s/D^a_s)} (T^a_s - T''_s) \quad (2)$$

##### Perdidas de Calor por el Aislante

$$Q = \frac{2\pi k_c}{2.3 \log(D_1/D''_s)} (T''_s - T_1) \quad (3)$$

##### Perdidas de Calor por Radiación y Convección al Aire

$$Q = h_a \pi D_1 (T_1 - T_a) \quad (4)$$

Combinando las ecuaciones

$$Q = \frac{\pi (T_s - T_a)}{(1/h_s \pi D^a_s) + ((2.3/2\pi k_b) \cdot \log(D''_s/D^a_s)) + ((2.3/2\pi k_c) \cdot \log(D_1/D''_s)) + (1/h_a \pi D_1)} \quad (5)$$

donde la nomenclatura significa:

$T_s$  = temperatura interna de los gases

$h_s$  = coeficiente individual de transferencia de calor por evaporación

$T^a_s$  y  $D^a_s$  = temperatura de superficie interna y diámetro interno de pared, respectivamente

$T''_s$  y  $D''_s$  = temperatura de superficie externa y diámetro externo de pared, respectivamente

$T_1$  y  $D_1$  = temperatura de superficie externa y diámetro externo hasta el aislante

$T_a$  = temperatura ambiente

ha coeficiente individual de transferencia de calor por radiación y convección al aire.

Las pérdidas de calor por condensación del vapor se determinan como sigue:

Sección No. 2 y No.4 (Ductos de Salida de gases exhaustos de escape)

1.1- Se calcula la temperatura de superficie de la pared de la tubería.

De la ecuación 8-106 (Lindon, C. Thomas)

$$T_s = T_\infty + ((Q_c/k)*(L/Nu_L)) \quad (6)$$

$$\text{donde } Nu_L = (0.4Re_L^{0.5} + 0.06Re_L^{2/3})Pr^{0.4} (\mu_\infty/\mu)^{0.25} \quad (7) \text{ y } N_{Re} = U_\infty L/\nu \quad (8)$$

Para calcular el coeficiente individual de transferencia de calor, la ecuación es  $h = Nu_L k/L$  (9)

De las tablas de vapor a 78°C

$$C_p = 1954 \text{ J/kg-k}$$

$$\mu = 11.09E-6 \text{ kg/m-s}$$

$$\rho = 0.260 \text{ kg/m}^3$$

$$k = 0.0230 \text{ W/m-k}$$

$$N_{pr} = 0.942$$

$$D = 0.6 \text{ m}$$

$$L = 59.5 \text{ m}$$

$$A = \pi D^2 / 4 = 0.2827 \text{ m}^2$$

$$m = 0.207789 \text{ kg/s (intercambiador a 4 rev/min)}$$

$$G = m/A = 0.207789/0.2827 = 0.7349 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

Ahora calculando  $N_{re}$ :

$$N_{re} = GD/\mu = (0.7349)(0.6)/11.09E-6 = 110445.076 \text{ (Flujo Turbulento)}$$

De 8 y 9:

$$Nu_L = (0.4*(110445.076)^{0.5} + 0.06 * (110445.076)^{2/3})(0.942^{0.4}) * 1 = 264.649$$

$$h = (264.649 * 0.0230)/(59.5) = 27.943 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

El área de la sección transversal de la tubería ( $A$ ) =  $2\pi rL$  (10) donde

$$A = 2\pi(59.5)(0.3015875) = 112.748 \text{ m}^2$$

Ahora calculando  $Q$  de condensación de vapor se obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$$Q = mC_p \Delta T = (0.2585)(1954)(78^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C}) = 26775.79 \text{ W}$$

De la ecuación (6):

$$T_s = 25^\circ\text{C} + ((26775.79/59.5)/(27.943*0.0230)) = 50.634^\circ\text{C} \cong 51^\circ\text{C}$$

Iterando de la ecuación (11) y (6)  $Q_{\text{vap}} = 22976.333 \text{ W}$  y  $T^{\text{a}}_s = 47^\circ\text{C}$

Para calcular  $h_s$  se despeja de la ecuación (1)

$$h_s = Q/\pi D^{\text{o}}_s (T_s - T^{\text{a}}_s) = (22,976.333)/(\pi*0.6*(78-47)) = 393.203 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

Calculando el calor a partir de la ecuación (5), sin la resistencia de aislante que es el tercer termino del denominador, la ecuación es:

$$Q = \frac{\pi(T_s - T_a)}{1/h_s\pi D^{\text{a}}_s + ((2.3/2\pi k_b)*\log(D^{\text{p}}_s/D^{\text{a}}_s)) + (1/h_a\pi D^{\text{a}}_s)} \quad (12)$$

ingresando valores, donde

$k_b$  = conductividad térmica de la tubería de hierro galvanizado a  $78^\circ\text{C}$  ( $52.6374 \text{ W/m}\text{-}^\circ\text{C}$ )

$D^{\text{p}}_s = 0.603175 \text{ m}$

*Espesor de pared* =  $1/8$  pulg =  $3.175 \text{ E-3 m}$

*Coefficiente individual de radiacion y convección (ha)*

Este coeficiente no puede ser computado debido a que no solo depende de la diferencia de temperatura, sino de las temperaturas actuales de superficie de tubería y del aire, calculándose únicamente por métodos de prueba y error, por lo que se asume la primera temperatura en  $47^\circ\text{C}$  y de la fig. 2.9 (Kern, D. 1973),  $h_a = 1.8 \text{ BTU/h}\text{-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$ .

Calculando de (12)

$$Q = 53\pi / (1.3421\text{E-}3 + 1.59397\text{E-}5 + 0.0027497) = 40534.4087 \text{ W/m}$$

Debido a que  $Q = \Delta T/R = \Delta T_c/R_c$ , se verifica  $T^{\text{a}}_s$  y se despeja del segundo termino del denominador en la ec. (12) y calculándose:

$$\begin{aligned} T^{\text{p}}_s &= T^{\text{a}}_s - (Q*2.3\log(D^{\text{p}}_s/D^{\text{a}}_s)/2\pi k_b) = 47 - (40534.4087*2.3\log(0.603175/0.6)/2\pi*52.7364) \\ &= 47^\circ\text{C} - 0.63489^\circ\text{C} = 46.355^\circ\text{C} \cong 47^\circ\text{C} \end{aligned}$$

De este resultado se puede concluir que el  $h_a$  obtenido de la fig. 2.9 (Kern, D. 1973),  $1.8 \text{ BTU/h}\text{-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$ , es el adecuado a utilizar para este caso, y que la pérdida de calor en esta sección es de  $40,534.409 \text{ W/m}$ , por lo que en toda la longitud de la sección 1, la pérdida de calor es  $1,317,368.2925 \text{ W}$ .

### PERDIDAS DE CALOR POR CONDUCCION EN DUCTOS DE AIRE DE ENTRADA AL HORNO

En el caso de las pérdidas de calor por conducción en una tubería, existen resistencias que se oponen a la transferencia de calor, las cuales son:

#### Perdidas de Calor por Condensación del Vapor

$$Q = h_s \pi D^s (T_s - T^a_s) \quad (1)$$

#### Perdidas de Calor por la Pared del Tubo

$$Q = \frac{2\pi k_b}{2.3 \log(D''_s/D^a_s)} (T^a_s - T''_s) \quad (2)$$

#### Perdidas de Calor por el Aislante

$$Q = \frac{2\pi k_c}{2.3 \log(D_1/D''_s)} (T''_s - T_1) \quad (3)$$

#### Perdidas de Calor por Radiación y Convección al Aire

$$Q = h_a \pi D_1 (T_1 - T_a) \quad (4)$$

Combinando las ecuaciones

$$Q = \frac{\pi(T_s - T_a)}{(1/h_s \pi D^s_s) + ((2.3/2\pi k_b) * \log(D''_s/D^a_s)) + ((2.3/2\pi k_c) * \log(D_1/D''_s)) + (1/h_a \pi D_1)} \quad (5)$$

donde la nomenclatura significa:

$T_s$  = temperatura interna de los gases

$h_s$  = coeficiente individual de transferencia de calor por evaporación

$T^a_s$  y  $D^a_s$  = temperatura de superficie interna y diámetro interno de pared, respectivamente

$T''_s$  y  $D''_s$  = temperatura de superficie externa y diámetro externo de pared, respectivamente

$T_1$  y  $D_1$  = temperatura de superficie externa y diámetro externo hasta el aislante

$T_a$  = temperatura ambiente

$h_a$  = coeficiente individual de transferencia de calor por radiación y convección al aire

Las pérdidas de calor por condensación del vapor se determinan como sigue:

#### *Sección No. 3 (Ducto del intercambiador al horno)*

1.1- Se calcula la temperatura de superficie de la pared de la tubería.

De la ecuación 8-106 (Lindon, C. Thomas)

$$T_s = T_\infty + ((Q_c/k) * (L/Nu_1)) \quad (6)$$

donde  $Nu_L = (0.4Re_L^{0.5} + 0.06Re_L^{2/3})Pr^{0.4} (\mu_\infty/\mu)^{0.25}$  (7) y  $N_{Re} = U_\infty L/\nu$  (8)

Para calcular el coeficiente individual de transferencia de calor, la ecuación es  $h = Nu_L k/L$  (9)

Condiciones del aire a 64°C:

$$C_p = 1008.5 \text{ J/kg-}^\circ\text{C}$$

$$\mu = 20.43E-6 \text{ kg/m-s}$$

$$\rho = 1.023 \text{ kg/m}^3$$

$$k = 0.0295 \text{ W/m-}^\circ\text{C}$$

$$N_{pr} = 0.699$$

$$\nu = 2.0049E-5 \text{ m}^2/\text{s}$$

$$U_\infty = 5.57 \text{ m/s}$$

(datos obtenidos de la tabla No. 1 en el apéndice)

De 7, 8 y 9:

$$N_{re} = (5.57 \cdot 18) / (2.0049 \cdot 10^{-5}) = 5000748.17 \quad (\text{Flujo Turbulento})$$

$$Nu_L = (0.4 \cdot (5000748.17)^{0.5} + 0.06 \cdot (5000748.17)^{2/3}) (0.699^{0.4}) \cdot 1 = 2295.545$$

$$h = (2295.545 \cdot 0.0295) / (18) = 3.7621 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

El área de la sección transversal de la tubería (A) =  $2\pi rL$  (10) donde

$$A = 2\pi(18)(0.3015875) = 34.109 \text{ m}^2$$

Ahora calculando Q de condensación de vapor se obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$$Q = mC_p \Delta T = (0.47226)(1008.5)(64^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C}) = 18574.69 \text{ W}$$

De la ecuación (6):

$$T_s = 25^\circ\text{C} + ((18574.694/18) / (2295.545 \cdot 0.0295)) = 42.8347^\circ\text{C} \cong 43^\circ\text{C}$$

Iterando de la ecuación (11) y (6)  $Q_{\text{vap}} = 17711.012 \text{ W}$  y  $T^{\text{a}}_s = 41^\circ\text{C}$

Para calcular  $h_s$  se despeja de la ecuación (1)

$$h_s = Q/\pi D^{\text{a}}_s (T_s - T^{\text{a}}_s) = (17711.012) / (\pi \cdot 0.6 \cdot (64 - 41)) = 408.52 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

Calculando el calor a partir de la ecuación (5), sin la resistencia de aislante que es el tercer termino del denominador, la ecuación es:

$$Q = \frac{\pi(T_s - T_a)}{(1/h_s \pi D_s^a) + ((2.3/2\pi k_b) * \log(D''_s/D_s^a)) + (1/h_a \pi D_s^a)} \quad (12)$$

ingresando valores, donde

$k_b$  = conductividad térmica de la tubería de hierro galvanizado a 64°C (43.1896 W/m-°C)

$D''_s$  = 0.603175 m

Espesor de pared = 1/8 pulg = 3.175 E-3 m

Coficiente individual de radiacion y convección ( $h_a$ )

Este coeficiente no puede ser computado debido a que no solo depende de la diferencia de temperatura, sino de las temperaturas actuales de superficie de tubería y del aire, calculándose únicamente por métodos de prueba y error, por lo que se asume la primer temperatura en 41°C y de la fig. 2.9 (Kern, D. 1973),  $h_a$  = 1.6 BTU/h-ft<sup>2</sup>-°F.

Calculando de (12)

$$Q = 39\pi / (1.3002 \text{ E-3} + 1.94267 \text{ E-5} + 0.0033169) = 26425.471 \text{ W/m}$$

Debido a que  $Q = \Delta T/R = \Delta Tc/Rc$ , se verifica  $T''_s$  y se despeja del segundo termino del denominador en la ec. (12) y calculándose:

$$\begin{aligned} T''_s &= T_s - (Q * 2.3 \log(D''_s/D_s^a) / 2\pi k_b) = 41 - (26425.471 * 2.3 \log(0.603175/0.6) / 2\pi * 43.1896) \\ &= 41 \text{ °C} - 0.5133 \text{ °C} = 40.486 \text{ °C} \cong 41 \text{ °C} \end{aligned}$$

De este resultado se puede concluir que el  $h_a$  obtenido de la fig. 2.9 (Kern, D. 1973), 1.6 BTU/h-ft<sup>2</sup>-°F, es el adecuado a utilizar para este caso, y que la perdida de calor en esta sección es de 26,425.471 W/m, por lo que en toda la longitud de la sección 1, la perdida de calor es 475,658.478 W.

## PERDIDAS DE CALOR POR CONVECCION FORZADA EN DUCTO DE GASES DE COMBUSTIÓN.

### 1.- Ducto de entrada de vapor a la Torre.

1.1.- *En el caso de usar el intercambiador a 4 rev/min*

De las tablas de vapor a 450°C

$$C_p = 2109.9 \text{ J/kg-}^\circ\text{C}$$

$$\mu = 25.58 \text{E-}6 \text{ kg/m-s}$$

$$\rho = 0.260 \text{ kg/m}^3$$

$$k = 0.05358 \text{ W/m-}^\circ\text{C}$$

$$N_{pr} = 1.002$$

Calculando el coeficiente individual interno de transferencia de calor por convección forzada

$$A = \pi D_i^2 / 4 = \pi (0.6 \text{ m})^2 / 4 = 0.282744 \text{ m}^2$$

$$G = m/A = (7.2364 \text{ kg/s}) / (0.282744 \text{ m}^2) = 25.5938 \text{ kg/m}^2\text{-s}$$

$$N_{re} = GD_i / \mu = (25.5938 * 0.6) / (25.58 \text{E-}6) = 600,324.436$$

$$h_i = 0.023 (G C_p / N_{re}^{0.2} N_{pr}^{2/3}) = (0.023 * 25.5938 * 2109.9) / (600,324.436^{0.2} * 1.002^{2/3})$$

$$= 86.669 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

Dentro de las pérdidas de calor internas, se deben citar las pérdidas de calor por fricción interna en los ductos, las cuales se calculan de a partir de la ecuación (13) y de la fig. 12.3 (McCabe, W. 1991) con  $L/D = 4.5 \text{ m} / 0.6 \text{ m} = 7.5 \cong 8$  ( $L/D < 50$ , si existe efecto de pérdidas de fricción por longitud), y la ecuación es:

$h_i/h_\infty = 1 + (D/L)^{0.7}$ , donde  $h_\infty$  es  $h_i$  para tuberías largas, quedando de la siguiente forma:

$$h_i = h_\infty (1 + (D/L)^{0.7}) = 86.669 (1 + (0.6/4.5)^{0.7}) = 107.821 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

$$\frac{h}{C_p G} N_{pr}^{2/3} (\mu_w / \mu)^{0.14} = j_H = f/2 \quad (13)$$

se despeja  $h_i$ , formando la ecuación (14)

$$h_i = \frac{C_p G f}{2} (\mu_{1500C} / \mu)^{-0.14} N_{pr}^{-2/3} \quad (14)$$

donde ingresando valores,

$$h_i = (2109.9 * 25.5938 * 0.00228 / 2) (25.58 \text{E-}6 / 8.02 \text{E-}6)^{-0.14} (1.002)^{-2/3} = 52.2638 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

1.2- PERDIDAS EXTERNAS DE CALOR POR CONVECCION FORZADA.

Estas pérdidas se calculan a la temperatura media de película ( $T_f = T_w + T / 2$ ), donde  $T_f$  es igual a

$$T_f = 105^\circ\text{C} + 25^\circ\text{C} / 2 = 88^\circ\text{C}$$

$$k_f = 0.0237 \text{ W/m}^\circ\text{K}$$

$$\mu_f = 11.49 \text{ E-6 kg/m-s}$$

$$\rho_f = 0.3781 \text{ kg/m}^3$$

$$V_{\text{vapor}} = 20.444 \text{ m/s}$$

$$G = (0.3781 \text{ kg/m}^3)(20.444 \text{ m/s}) = 7.729 \text{ kg/m}^2\text{-s}$$

$$N_{\text{re}} = DoG/\mu_f = (0.603175 * 7.729) / 11.49\text{E-6} = 405,784.874$$

y a partir de la fig. 12.6 (McCabe, W. 1997)

$$ho \text{ Do} / k_f = 1200, \text{ despejando } ho = 940k_f / \text{Do} = 369.3455 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

Para calcular las pérdidas de calor totales por convección forzada, es necesario calcular como primer paso, el coeficiente global de transferencia de calor (U), a partir de:

$$U = \frac{1}{(1/h_i)(Do/D_i) + (x_w/k_m)(Do/D_L) + (1/ho)} \quad (15)$$

Donde  $D_L = Do - D_i / \ln(Do/D_i) = 0.603175 - 0.6 / \ln(0.603175/0.6) = 0.60159 \text{ m}$ , entonces de (15)

$$U = 1 / 6.2797 \text{ E-3} + 4.4435 \text{ E-5} + 2.7075 \text{ E-3} = 110.72137 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

Ahora calculando las pérdidas totales de  $Q = UA\Delta T_L$  (16), donde  $\Delta T_L = \Delta T_2 - \Delta T_1 / \ln(\Delta T_2 / \Delta T_1) = \Delta T_L = (450 - 150) - (213 - 25) / \ln((450 - 150) / (213 - 25)) = 239.654^\circ\text{C} = 240^\circ\text{C}$

De (16)

$$Q = (110.72137)(8.48232)(240) = 225,076.7814 \text{ W}$$

### 1.3- PERDIDAS DE CALOR POR CONVECCION NATURAL

Para establecer el régimen de flujo se calcula el número de Reynolds basado en la temperatura media.

Los valores de vapor de agua que se necesitan son:

$$T = 150\text{ °C} + 25\text{ °C} / 2 = 88\text{ °C}$$

$$D = 0.6\text{ m}$$

$$T_f = 105\text{ °C} + 25\text{ °C} / 2 = 88\text{ °C}$$

$$k_f = 0.0237\text{ W/m-°K}$$

$$\mu_f = 11.49\text{ E-6 kg/m-s}$$

$$\rho_f = 0.3781\text{ kg/m}^3$$

$$C_{p_f} = 1983\text{ J/kg-°C}$$

$$V_{\text{vap}} = 20.444\text{ m/s (intercambiador a 4 rev/min)}$$

$$G = v\rho = 20.444\text{ m/s} * 0.3781\text{ kg/m}^3 = 7.7298\text{ kg/m}^2\text{-s}$$

$$N_{\text{re}} = DG/\mu = 0.6 * 7.7298 / 25.58\text{E-6} = 181,310.627$$

Puesto que el flujo es turbulento, es aplicable la siguiente ecuación (15)

$$\frac{hD}{k_f} = 0.14 \left[ \frac{L^3 \rho_f g \beta_f \Delta T}{\mu_f} (C_{p_f} \mu_f / k_f)_f \right]^{1/3} \quad (15)$$

siendo  $h$  = coeficiente medio de transmisión de calor, basado en toda la superficie de la tubería

$D$  = diámetro exterior de la tubería

$k_f$  = conductividad calorífica del fluido

$C_p$  = calor específico del fluido a presión constante

$\rho_f$  = densidad del fluido

$\beta_f$  = coeficiente de expansión térmica del fluido (para gas ideal es igual  $1/T$ )

$g$  = aceleración de la gravedad

$\Delta T_o$  = diferencia media de temperatura entre el exterior de la tubería y el fluido alejado de la pared

$\mu_f$  = viscosidad del fluido

despejando  $h$ , se obtiene la ecuación (16)

$$h = 0.14 \frac{k_f}{D} \left[ \frac{D^3 \rho_f g \beta_f \Delta T}{\mu_f} (C_{p_f} \mu_f / k_f)_f \right]^{1/3} \quad (16)$$

Sustituyendo valores en la ecuación anterior, se obtiene:

$$h_D = 0.14 (3.957\text{E-2}) \left[ \frac{(0.6)^3 (0.3781) (2.22\text{E-3}) (450-25) (1983) (25.58\text{E-6})}{(25.58\text{E-6}) (0.0237)} \right]$$

$$= 35.7488\text{ W/m}^2\text{-°C}$$

Ahora al calcular para la longitud, es decir, en donde aparece el término elevado al cubo, se cambia

por la longitud de la tubería, por lo que  $h_L = 2007.31458 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$ , y

$$h_{\text{total}} = h_L + h_D = 2043.0634 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

Donde las pérdidas de calor por convección natural, es

$$Q = hA\Delta T = (2043.0634)(0.28274)(425) = 245,503.6897 \text{ W}$$

### PERDIDAS DE CALOR POR CONVECCION FORZADA EN DUCTOS DE SALIDA DE GASES EXHAUSTOS

2.- En el ventilador de 100 HP (Salida de gases exhaustos)

2.1.- En el caso de usar el intercambiador a 4 rev/min

De las tablas de vapor a  $78^\circ\text{C}$

$$C_p = 1954 \text{ J/kg-k}$$

$$\mu = 11.09\text{E-}6 \text{ kg/m-s}$$

$$\rho = 0.260 \text{ kg/m}^3$$

$$k = 0.0230 \text{ W/m-k}$$

$$N_{pr} = 0.942$$

Calculando el coeficiente individual interno de transferencia de calor por convección forzada

$$A = \pi D_i^2/4 = \pi(0.6\text{m})^2/4 = 0.282744 \text{ m}^2$$

$$G = m/A = (1.207789 \text{ kg/s})/(0.282744 \text{ m}^2) = 4.27173 \text{ kg/m}^2\text{-s}$$

$$N_{re} = GD_i/\mu = (4.27173*0.6)/(11.09\text{E-}6) = 231,112.545$$

$$h_i = 0.023 (GC_p/N_{re}^{0.2} N_{pr}^{2/3}) = (0.023*4.27173*1954)/(231,112.545^{0.2} * 0.942^{2/3})$$

$$= 16.8963 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

Dentro de las pérdidas de calor internas, se deben citar las pérdidas de calor por fricción interna en los ductos, las cuales se calculan de a partir de la ecuación (13) y de la fig. 12.3 (McCabe, W. 1991) con

$$L/D = 59.5\text{m}/0.6\text{m} = 99.17 \cong 100 \text{ (} L/D > 50, \text{ no existe efecto por longitud):}$$

$$\frac{h}{C_p G} N_{pr}^{2/3} (\mu_w / \mu)^{0.14} = j_H = f/2 \quad (13)$$

se despeja  $h_i$ , formando la ecuación (14)

$$h_i = \frac{C_p G f}{2} (\mu_{47^\circ\text{C}} / \mu)^{-0.14} \text{Npr}^{-2/3} \quad (14)$$

donde ingresando valores,

$$h_i = (1954 * 4.27173 * 0.00117/2) (9.89\text{E-}6 / 8.02\text{E-}6)^{-0.14} (0.942)^{-2/3} = 4.93447 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

## 2.2- PERDIDAS EXTERNAS DE CALOR POR CONVECCION FORZADA.

Estas pérdidas se calculan a la temperatura media de película ( $T_f = T_w + T/2$ ), donde  $T_f$  es igual a

$$T_f = 47^\circ\text{C} + 25^\circ\text{C} / 2 = 36^\circ\text{C}$$

$$k_f = 0.02624 \text{ W/m-}^\circ\text{k}$$

$$\mu_f = 18.46 \text{ E-}6 \text{ kg/m-s}$$

$$\rho_f = 1.1774 \text{ kg/m}^3$$

$$v_f = 15.68 \text{ E-}6 \text{ m}^2/\text{s}$$

$$v_{\text{aire}} = 5.57 \text{ m/s}$$

$$G = (1.1774 \text{ kg/m}^3)(5.57 \text{ m/s}) = 6.55812 \text{ kg/m}^2\text{-s}$$

$$\text{Nre} = \text{Do}G/\mu_f = (0.603175 * 6.55812) / 18.46\text{E-}6 = 214284.617$$

y a partir de la fig. 12.6 (McCabe, W. 1991)

$$h_o \text{ Do} / k_f = 600, \text{ despejando } h_o = 600k_f / \text{Do} = 26.10187 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

Para calcular las pérdidas de calor totales por convección forzada, es necesario calcular como primer paso, el coeficiente global de transferencia de calor ( $U$ ), a partir de:

$$U = \frac{1}{(1/h_i)(\text{Do}/D_i) + (x_w/k_m)(\text{Do}/D_L) + (1/h_o)} \quad (15)$$

$$\text{Donde } D_L = \text{Do} - D_i / \ln(\text{Do}/D_i) = 0.603175 - 0.6 / \ln(0.603175/0.6) = 0.60159 \text{ m, entonces de (15)}$$

$$U = 1/ 4.60492 \text{ E-}2 + 6.04772 \text{ E-}5 + 3.83114 \text{ E-}2 = 11.84538 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

$$\text{Calculando las pérdidas totales de } Q = UA\Delta T_L \text{ (16), donde } \Delta T_L = \Delta T_2 - \Delta T_1 / \ln(\Delta T_2 / \Delta T_1) = \Delta T_L = (120 - 47) - (78 - 25) / \ln((120 - 47)/(78 - 25)) = 62.467 \text{ }^\circ\text{C} = 63 \text{ }^\circ\text{C}$$

De (16)

$$Q = (11.84538)(112.15512)(63) = 83,696.7609 \text{ W}$$

### 2.3- PERDIDAS DE CALOR POR CONVECCION NATURAL

Para establecer el régimen de flujo se calcula el número de Reynolds basado en la temperatura media.

Los valores de vapor de agua que se necesitan son:

$$T = 47\text{ °C} + 25\text{ °C} / 2 = 36\text{ °C}$$

$$D = 0.6\text{ m}$$

$$\mu_f = 9.09\text{E-6 kg/m-s}$$

$$\rho_f = 0.0256\text{ kg/m}^3$$

$$Cp_f = 1872\text{ J/kg-°C}$$

$$k_f = 0.0196\text{ W/m-°C}$$

$$V_{\text{vap}} = 16.256\text{ m/s (intercambiador a 4 rev/min)}$$

$$G = v\rho = 16.256\text{ m/s} * 0.0256\text{ kg/m}^3 = 0.41615\text{ kg/m}^2\text{-s}$$

$$N_{\text{re}} = DG/\mu = 0.6 * 0.41615 / 9.09\text{E-6} = 27468.88$$

Puesto que el flujo es turbulento, es aplicable la siguiente ecuación (15)

$$\frac{hD}{k_f} = 0.14 \left[ \frac{L^3 \rho_f g \beta_f \Delta T}{\mu_f} (Cp\mu/k_f)^{1/3} \right] \quad (15)$$

siendo  $h$  = coeficiente medio de transmisión de calor, basado en toda la superficie de la tubería

$D$  = diámetro exterior de la tubería

$k_f$  = conductividad calorífica del fluido

$Cp$  = calor específico del fluido a presión constante

$\rho_f$  = densidad del fluido

$\beta_f$  = coeficiente de expansión térmica del fluido (para gas ideal es igual  $1/T$ )

$g$  = aceleración de la gravedad

$\Delta T_o$  = diferencia media de temperatura entre el exterior de la tubería y el fluido alejado de la pared

$\mu_f$  = viscosidad del fluido

despejando  $h$ , se obtiene la ecuación (16)

$$h = 0.14 \frac{k_f}{D} \left[ \frac{D^3 \rho_f g \beta_f \Delta T}{\mu_f} (Cp\mu/k_f)^{1/3} \right] \quad (16)$$

Sustituyendo valores en la ecuación anterior, se obtiene:

$$h_D = 0.14 (3.267\text{E-2}) \left[ \frac{(0.6)^3 (0.0256) (3.124\text{E-3}) (78-25) (1872) (9.09\text{E-6})}{(9.09\text{E-6}) (0.0196)} \right]$$

$$= 15.62311\text{ W/m}^2\text{-°C}$$

Calculando para la longitud, es decir, en donde aparece el término elevado al cubo, se cambia

por la longitud de la tubería, por lo que  $h_L = 3932.7348 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$ , y

$$h_{\text{total}} = h_L + h_D = 3,948.358 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

Donde las pérdidas de calor por convección natural, es

$$Q = hA\Delta T = (3,948.358)(0.28274)(53) = 59,167.0133 \text{ W}$$

### PERDIDAS DE CALOR POR CONVECCION FORZADA EN EL DUCTO DEL AIRE PRECALENTADO.

3.- En el ventilador de 60 HP (Entrada de gases exhaustos precalentados al horno)

3.1.- *En el caso de usar el intercambiador a 4 rev/min*

De las tablas de propiedades del aire a presión atmosférica a  $64^\circ\text{C}$

$$\begin{aligned} C_p &= 1008.5 \text{ J/kg-}^\circ\text{C} \\ \mu &= 20.43\text{E-}6 \text{ kg/m-s} \\ \rho &= 1.023 \text{ kg/m}^3 \\ k &= 0.0295 \text{ W/m-}^\circ\text{C} \\ N_{pr} &= 0.699 \end{aligned}$$

Calculando el coeficiente individual interno de transferencia de calor por convección forzada

$$A = \pi D_i^2/4 = \pi(0.6\text{m})^2/4 = 0.282744 \text{ m}^2$$

$$G = m/A = (1.184936 \text{ kg/s})/(0.282744 \text{ m}^2) = 4.1909 \text{ kg/m}^2\text{-s}$$

$$N_{re} = GD_i/\mu = (4.1909 \cdot 0.6)/(20.43\text{E-}6) = 123,080.861$$

$$\begin{aligned} h_i &= 0.023 (GC_p/N_{re}^{0.2} N_{pr}^{2/3}) = (0.023 \cdot 4.1909 \cdot 1008.5)/(123,080.861^{0.2} \cdot 0.699^{2/3}) \\ &= 11.8401 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C} = h_\infty \end{aligned}$$

Pero debido a que  $L/D = 18\text{m}/0.6\text{m} = 30$  ( $L/D < 50$ , si existe efecto por longitud), la ecuación es:

$h_i/h_\infty = 1 + (D/L)^{0.7}$ , donde  $h_\infty$  es  $h_i$  para tuberías largas, queda de la siguiente forma:

$$h_i = h_\infty (1 + (D/L)^{0.7}) = 11.8401(1 + (0.6/18)^{0.7}) = 12.935 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

Dentro de las pérdidas de calor internas, se deben citar las pérdidas de calor por fricción interna en los ductos, las cuales se calculan a partir de la ecuación (13) y de la fig. 12.3 (McCabe, W. 1991) con

$L/D = 18\text{m}/0.6\text{m} = 30$ , a partir de :

$$\frac{h}{C_p G} N_{pr}^{2/3} (\mu_w / \mu)^{0.14} = j_H = f/2 \quad (13)$$

se despeja  $h_i$ , formando la ecuación (14)

$$h_i = \frac{C_p G f}{2} (\mu_{410C} / \mu)^{-0.14} N_{pr}^{-2/3} \quad (14)$$

donde ingresando valores,

$$h_i = (1008.50 * 4.1909 * 0.00110 / 2) (9.49E-6 / 8.02E-6)^{-0.14} (0.699)^{-2/3} = 28.83 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

### 3.2- PERDIDAS EXTERNAS DE CALOR POR CONVECCION FORZADA.

Estas pérdidas se calculan a la temperatura media de película ( $T_f = T_w + T / 2$ ), donde  $T_f$  es igual a

$$T_f = 41^\circ\text{C} + 25^\circ\text{C} / 2 = 33^\circ\text{C}$$

$$k_f = 0.02669 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{K}$$

$$\mu_f = 18.73 \text{ E-6 kg/m} \cdot \text{s}$$

$$\rho_f = 1.1559 \text{ kg/m}^3$$

$$v_f = 16.89 \text{ E-6 m}^2/\text{s}$$

$$v_{\text{aire}} = 5.57 \text{ m/s}$$

$$G = (1.1559 \text{ kg/m}^3)(5.57 \text{ m/s}) = 6.4384 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$$N_{re} = DoG / \mu_f = (0.603175 * 6.4384) / 18.73 \text{ E-6} = 207340.198$$

y a partir de la fig. 12.6 (McCabe, W. 1991)

$$ho \text{ Do} / k_f = 595, \text{ despejando } ho = 595k_f / \text{Do} = 26.3283 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Para calcular las pérdidas de calor totales por convección forzada, es necesario calcular como primer paso, el coeficiente global de transferencia de calor ( $U$ ), a partir de:

$$U = \frac{1}{(1/h_i)(Do/D_i) + (x_w/k_m)(Do/D_L) + (1/ho)} \quad (15)$$

$$\text{Donde } D_L = Do - D_i / \ln(Do/D_i) = 0.603175 - 0.6 / \ln(0.603175/0.6) = 0.60159 \text{ m, entonces de (15)}$$

$$U = 1 / 2.4070 \text{ E-2} + 7.37068 \text{ E-5} + 3.7982 \text{ E-2} = 16.09635 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\text{Calculando las pérdidas totales de } Q = UA\Delta T_L \text{ (16), donde } \Delta T_L = \Delta T_2 - \Delta T_1 / \ln(\Delta T_2 / \Delta T_1) = \Delta T_L = (120 - 41) - (64 - 25) / \ln((120 - 41) / (64 - 25)) = 56.666 \text{ } ^\circ\text{C} = 57 \text{ } ^\circ\text{C}$$

De (16)

$$Q = (16.09635)(34.1088)(57) = 31,294.57 \text{ W}$$

### 3.4- PERDIDAS DE CALOR POR CONVECCION NATURAL

Para establecer el régimen de flujo se calcula el número de Reynolds basado en la temperatura media.

Los valores del aire que se necesitan son:

$$T = 41\text{ }^{\circ}\text{C} + 25\text{ }^{\circ}\text{C} / 2 = 33\text{ }^{\circ}\text{C} = 306.15\text{ K}$$

$$D = 0.6\text{ m}$$

$$\mu_r = 18.73\text{E-}6\text{ kg/m}\cdot\text{s}$$

$$\rho_r = 1.1559\text{ kg/m}^3$$

$$C_{p_r} = 1006.1\text{ J/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$$

$$k_r = 0.02669\text{ W/m}\cdot^{\circ}\text{C}$$

$$V_{\text{vap}} = 27.94\text{ m/s (intercambiador a 4 rev/min)}$$

$$G = v\rho = 27.94\text{ m/s} * 1.1559\text{ kg/m}^3 = 32.2958\text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$$

$$N_{\text{re}} = DG/\mu = 0.6 * 32.2958 / 18.73\text{E-}6 = 1034569.140$$

Puesto que el flujo es turbulento, es aplicable la siguiente ecuación (15)

$$\frac{hD}{k_r} = 0.14 \left[ \frac{D^3 \rho_r g \beta_r \Delta T}{\mu_r} (C_{p_r} \mu_r / k_r)_r \right]^{1/3} \quad (15)$$

siendo  $h$  = coeficiente medio de transmisión de calor, basado en toda la superficie de la tubería

$D$  = diámetro exterior de la tubería

$k_r$  = conductividad calorífica del fluido

$C_p$  = calor específico del fluido a presión constante

$\rho_r$  = densidad del fluido

$\beta_r$  = coeficiente de expansión térmica del fluido (para gas ideal es igual  $1/T$ )

$g$  = aceleración de la gravedad

$\Delta T_o$  = diferencia media de temperatura entre el exterior de la tubería y el fluido alejado de la pared

$\mu_r$  = viscosidad del fluido

despejando  $h$ , se obtiene la ecuación (16)

$$h = 0.14 \frac{k_r}{D} \left[ \frac{D^3 \rho_r g \beta_r \Delta T}{\mu_r} (C_{p_r} \mu_r / k_r)_r \right]^{1/3} \quad (16)$$

Sustituyendo valores en la ecuación anterior, se obtiene:

$$h_D = 0.14 (4.448\text{E-}2) \left[ \frac{(0.6)^3 (1.1559)(0.0303)(64-25)(1006.1)(18.73\text{E-}6)}{(18.73\text{E-}6)(0.02669)} \right]^{1/3}$$

$$= 69.257\text{ W/m}^2\cdot^{\circ}\text{C}$$

$$h_L = 6,233.6396\text{ W/m}^2\cdot^{\circ}\text{C}$$

$$h_{\text{total}} = h_L + h_D = 6,240.5654\text{ W/m}^2\cdot^{\circ}\text{C}$$

Donde las pérdidas de calor por convección natural, es

$$Q = hA\Delta T = (6,240.5654)(0.28274)(39) = \mathbf{68,813.841 \text{ W}}$$

## PERDIDAS DE CALOR POR RADIACION

### 1.- Ducto de los gases de combustión a la entrada de la Torre

#### 1.1.- *En el caso de usar el intercambiador a 4 rev/min*

La radiación total desde una unidad de área de un cuerpo opaco es :  $Q_r/A = \sigma \epsilon T^4$  (17) y el coeficiente individual de transferencia de calor por radiación se obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$hr = Q_r/A (T_w - T)$  (18), siendo "ε" la emisividad del ducto de hierro galvanizado (0.28), y "σ" la constante de Stefan-Boltzmann ( $0.1713 \text{ E-8 BTU/pie}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°R}^4$ ).

Ahora, ingresando valores ( $T_w = 150^\circ\text{C} = 762 \text{ °R}$ ) en la ec. (17) y despejando  $Q_r$

$$\begin{aligned} Q_r &= (\pi * 2 * 1.9685 * 1)(0.1713)(0.28)[(762/100)^4 - (485/100)^4] \\ &= 1671.854 \text{ BTU/h-pie lin} = 1607.519 \text{ W/m lin} \end{aligned}$$

$Q_r$  a lo largo de la longitud del ducto

$$Q_r \text{ total} = 1607.519 \text{ W/m lin} * 4.5 \text{ m lin} = \mathbf{7,233.829 \text{ W}}$$

De la ec. (18)

$$hr = 1671.854 / 12.3685 * (302 - 77) = 0.60076 \text{ BTU/pie}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°F} = 64.0558 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

hr a lo largo de la longitud del ducto es **288.2511 W/m<sup>2</sup>·°C**

### 2.- En el ventilador de 100 HP (Salida de gases exhaustos)

#### 2.1.- *En el caso de usar el intercambiador a 4 rev/min*

La radiación total desde una unidad de área de un cuerpo opaco es :  $Q_r/A = \sigma \epsilon T^4$  (17) y el coeficiente individual de transferencia de calor por radiación se obtiene a partir de la siguiente ecuación:  $hr =$

$Q_r/A (T_w - T)$  (18), siendo "ε" la emisividad del ducto de hierro galvanizado (0.28), y "σ" la constante de Stefan-Boltzmann ( $0.1713 \text{ E-8 BTU/pie}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°R}^4$ ).

Ahora, ingresando valores ( $T_w = 47^\circ\text{C} = 507 \text{ °R}$ ) en la ec. (17) y despejando  $Q_r$

$$\begin{aligned} Q_r &= (\pi * 2 * 1.9685 * 1)(0.1713)(0.28)[(507/100)^4 - (485/100)^4] \\ &= 63.7343 \text{ BTU/h-pie lin} = 61.281 \text{ W/m lin} \end{aligned}$$

$Q_r$  a lo largo de la longitud del ducto

$$Q_r \text{ total} = 61.281 \text{ W/m lin} * 59.5 \text{ m lin} = \mathbf{3646.2195 \text{ W}}$$

De la ec. (18)

$$hr = 63.7343 / 12.3685 * (116.6 - 77) = 0.1301 \text{ BTU/pie}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°F} = 13.8724 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

hr a lo largo de la longitud del ducto es **825.4078 W/m<sup>2</sup>·°C**

3.- En el ventilador de 60 HP (Entrada de gases exhaustos precalentados al horno)

3.1.- *En el caso de usar el intercambiador a 4 rev/min*

La radiación total desde una unidad de área de un cuerpo opaco es :  $Q_r/A = \sigma \epsilon T^4$  (17) y el coeficiente individual de transferencia de calor por radiación se obtiene a partir de la siguiente ecuación:  $h_r = Q_r/A (T_w - T)$  (18), siendo "ε" la emisividad del ducto de hierro galvanizado (0.28), y "σ" la constante de Stefan-Boltzmann ( $0.1713 \text{ E-8 BTU/} \pi \text{e}^2 \text{-h-}^\circ\text{R}^4$ ).

Ahora, ingresando valores ( $T_w = 41^\circ\text{C} = 501^\circ\text{R}$ ) en la ec. (17) y despejando  $Q_r$

$$Q_r = (\pi \cdot 2 \cdot 1.9685 \cdot 1) (0.1713) (0.28) [(501/100)^4 - (485/100)^4]$$

$$= 45.5058 \text{ BTU/h-pie lin} = 43.754 \text{ W/m lin}$$

$Q_r$  a lo largo de la longitud del ducto

$$Q_r \text{ total} = 43.754 \text{ W/m lin} \cdot 18 \text{ m lin} = 787.575 \text{ W}$$

De la ec. (18)

$$h_r = 45.5058 / 12.3685 \cdot (105.8 - 77) = 0.12775 \text{ BTU/} \pi \text{e}^2 \text{-h-}^\circ\text{F} = 10.317 \text{ W/m}^2 \text{-}^\circ\text{C}$$

$h_r$  a lo largo de la longitud del ducto es **185.698 W/m<sup>2</sup>-°C**

## D. EVALUACIÓN ECONOMICA DEL PROYECTO

### 1.- Variaciones de inventario en consumo de combustible por utilizar aire precalentado en el horno.

El calor que emite el kerosene como producto de la reacción de combustión, utilizando aire precalentado en el horno, es 72.0834 %, y utilizando aire sin precalentar, es 74.544% del calor emitido por los gases de combustión secos formados.

El consumo de combustible es el siguiente:

$$1,301 \text{ ton producto} * 16 \text{ gal keroseno/1 ton seca producto} = 20,816 \text{ gal kerosene}$$

Esta cantidad de kerosene, es la que se debería consumir para secar 1,301 ton producto incluyendo pérdidas por calor, y esto representa un costo total de:

$$20,816 \text{ gal kerosene} * Q6.05/1 \text{ gal kerosene} = Q125, 936.80$$

Ahora bien, al tener en cuenta el porcentaje del calor de kerosene transferido al horno, para aire precalentado y aire no precalentado, el consumo real de kerosene es el siguiente:

#### 1.1- Para aire no precalentado (secando 1,301 ton de producto)

$$20,816 \text{ gal kerosene} * 0.74544/0.720834 = 21526.56 \text{ gal kerosene}$$

#### 1.2- Para aire precalentado (secando 1,301 ton de producto)

$$20,816 \text{ gal kerosene} * 0.720834/0.74544 = 20128.89 \text{ gal kerosene}$$

por diferencia

$$2156.36 - 20128.89 = 1397.67 \text{ gal kerosene}$$

Esta cantidad de combustible realmente se gana cuando se utiliza el aire precalentado debido a que la transferencia de calor es mayor, por lo que el resultado en quetzales, es el siguiente:

Para aire no precalentado:

$$20,816 - 21526.56 = -710.56 \text{ gal kerosene} * Q6.05 / 1 \text{ gal kerosene} = -Q 4,298.89$$

Para aire precalentado:

$$20,816 - 20128.89 = 687.11 \text{ gal kerosene} * Q6.05 / 1 \text{ gal kerosene} = Q 4,157.02$$

Nota: es importante recalcar que las variaciones anteriores por consumo de kerosene, son ganancias y no perdidas, en secar 1,301 ton de producto, y eso se debe básicamente a que la transferencia de calor es la optima.

Debido al inventario de fin de mes, se hace necesario cuantificar las variaciones por consumo de kerosene, por lo que al analizar su comportamiento vrs la producción, se obtuvieron variaciones de ganancia cuando la transferencia de calor de combustión en el horno es máxima, debido al aire precalentado que entra a la cámara de combustión del horno.

Estas variaciones son función de la transferencia de calor en el intercambiador rotatorio, por lo que optimizar su funcionamiento es necesario para disminuir los costos de producción.

### **Evaluación y Rentabilidad del Proyecto Propuesto.**

El proyecto se propone, en aislar: 1) el ducto de salida de los gases exhaustos de escape, 2) el ducto de succión del aire precalentado que entra al horno y 3) el ducto de gases secos de combustión a la salida del horno que entran a la torre de secado.

Para esto, se cotizaron aislantes que pudieran soportar las condiciones de operación en cada ducto, las condiciones climáticas a que se encuentren expuestas, que tuviera la mayor vida útil y que al mismo tiempo, fuera el más económico.

De todas estas cotizaciones, se seleccionaron las mejores tres, las cuales son: 1) Accesorios Comerciales S.A., 2) Praise (Proveedores y Asesores Industriales S.A.) y 3) Refractarios Nacionales S.A.

#### Propuesta No. 1 (Accesorios Comerciales S.A.)

##### *Especificaciones Técnicas:*

Aislamiento Básico: primera capa de fibra cerámica con densidad de 8 lbs/pie<sup>3</sup> en 1" espesor.  
segunda capa de fibra de vidrio de baja densidad en 1".

Cubierta : tela imper-temp de fibra de vidrio de 0.021" de espesor tratada con goma de silicon aluminizado para 360°C.

Encapsulado : malla de acero inoxidable 304.

Fijación : grapas anilladoras de acero inoxidable 304.

Sujeción : sujetadores ARG de acero inoxidable 304.

Interconexión de pzas: alambre de acero inoxidable 304.

El aislamiento térmico propuesto de 2" de espesor, estará protegido por la tela imper-temp, la cual es tratada con goma de silicón y aluminizada, lo que la hace resistente a la retención de grasa, aceites y a algunos ácidos, no propicia flama y es totalmente impermeable, incluso para ambientes de alta mar y resiste temperaturas hasta 500 °C, cuyo costo de instalación es de Q314,267.50, con una garantía total y asistencia técnica de por vida (alrededor de 15 a 20 años de vida útil).

#### Propuesta No. 2 (Praise)

El aislamiento de las tuberías se realizara con fibra cerámica de marca tipo Inswool con 4 lb/pie<sup>3</sup> de densidad, 26" diámetro x 3' largo x 2" de espesor, siendo esta una fibra cerámica de alta pureza y bajo contenido de hierro. Es liviana, flexible y susceptible para temperatura de operación de hasta 2400°F.

Como refuerzo, toda el arrea aislada se recubrirá con aluminio de 0.020" de espesor, recomendado para tuberías largas y equipos de hasta 8 pies de diámetro.

El costo de instalación, con todo y mano de obra es de Q168,107.25 quetzales y con garantía de 5 años.

Forma de pago: 60% anticipo y 40% contra entrega.

Propuesta No. 3 (Refractarios Nacionales)

El aislamiento de las tuberías será de Lamella y fibra cerámica Kaowool, utilizando Lamella en las áreas difíciles de trabajar, cuya descripción es de 1 1/2"x 36" x 30" (fibra de escoria), equivalente a 21.98 rollos de 90 pie<sup>2</sup> c/u, con un valor de Q28,740.34.

Para la fibra cerámica Kaowool, 1"x 24" x 30", equivalente a 26 rollos de 50 pie<sup>2</sup> c/u, con un valor de Q12,571.00.

La manta de Kaowool se producen a partir de caolín, y una arcilla refractaria a base de sílice y alúmina. Estas mantas se caracterizan por su baja conductibilidad térmica, excelente resistencia al choque térmico y alta capacidad de almacenamiento de calor.

El costo global de instalación y mano de obra es de Q95,955.34, con garantía de 1 año.

Forma de Pago: 60% anticipo y 40% contra entrega.

## VIII. DISCUSIÓN

Básicamente el enfoque de este modelo de trabajo de graduación, es mejorar los recursos disponibles en la fabricación de detergente en polvo, en este caso, energía.

Este mejoramiento consiste en obtener la mayor transferencia de calor de los gases exhaustos hacia el aire atmosférico que entra en la cámara de combustión del horno, y que pasan por un intercambiador rotatorio, para disminuir el consumo de combustible.

Para ello, es necesario medir: a) la temperatura de los gases exhaustos y del aire precalentado que se succiona de la atmósfera, b) los flujos de los gases de escape (Ventilador 100 Hp) y del aire precalentado succionado (Ventilador 60 Hp), c) diferencias de presión en las tuberías de los gases de escape y del aire precalentado, d) condiciones atmosféricas durante las mediciones de flujos y d) cotizar aislamientos para el recubrimiento de las tuberías, para minimizar las pérdidas de calor.

Para las mediciones de las temperaturas de los gases, se tenían dos termocoplas, una en la salida de los gases exhaustos y la otra a la entrada del aire precalentado ( se asume que la temperatura es constante a lo largo de las tuberías debido que es muy difícil medir en todo el tramo por problemas de posición).

En las mediciones de flujos de vapor y aire precalentado, se utilizó un anemómetro con el cual se obtuvo el flujo de estos gases y al mismo tiempo se pudo determinar a que distancia de la pared de cada tubería, el flujo era máximo, esto para aumentar aún más la transferencia de calor puesto que el flujo es turbulento.

Para medir las caídas de presión en las tuberías de los gases, se utilizó un manómetro, enfocándose en la entrada del intercambiador (ducto de salida de gases exhaustos) y en la salida (ducto de entrada de aire precalentado) debido al mismo problema que en el caso de las temperaturas, con el fin de determinar variaciones en los flujos máxicos de cada gas en los mismos puntos, para verificar su efecto en la transferencia de calor.

Las condiciones atmosféricas son muy importantes, ya que de ellas dependen las pérdidas de calor en los ductos en gran parte, ya que los ductos no están aislados y los gradientes de temperatura son bastante grandes dependiendo de estas condiciones.

Para la evaluación del proyecto, se cotizaron varios aislantes, siendo en su mayoría las fibras cerámicas, que fueron mayormente recomendadas para las condiciones de trabajo que se tienen, y los parámetros más importantes que se tomaron en cuenta fueron: 1) temperatura máxima que puede soportar el aislante, 2) tiempo de vida útil, 3) garantía y 4) costos, con esto me refiero a costo de instalación y costo del aislante.

Para calcular las pérdidas de calor a partir de las condiciones actuales de fabricación del detergente y de las condiciones propuestas, se debe tomar en cuenta tres aspectos principales que son: 1) Balance de Masa, 2) Balance de Energía y 3) Evaluación del Proyecto (Aislamiento de las Tuberías).

En lo referente al Balance de Masa, se hizo en base a un sistema de aire seco-agua a la entrada y la salida de la torre. Para ello se optó por establecer una comparación entre las condiciones actuales de operación vs las condiciones de operación propuestas para mayor eficiencia de los recursos.

Entre las condiciones actuales de operación, se puede decir que la velocidad del intercambiador rotatorio que transfiere calor de los gases exhaustos al aire atmosférico succionado, se encuentra girando a una velocidad de 4 rev/min, el flujo másico de aire ambiental en el ducto de entrada al horno (Ventilador 60Hp) es de  $7.8998 \text{ m}^3$  aire húmedo/ s y el flujo másico de los gases exhaustos de escape (Ventilador 100 Hp) es de  $7.7561 \text{ m}^3$  aire húmedo/ s, vs las condiciones propuestas que son: trabajar con el intercambiador rotatorio girando a 6 rev/min el flujo másico de aire ambiental en el ducto de entrada al horno (Ventilador 60 Hp) es de  $7.4689 \text{ m}^3$  aire húmedo/ s y el flujo másico de los gases exhaustos de escape (Ventilador 100 Hp) es de  $8.043419 \text{ m}^3$  aire húmedo/ s.

Con estas condiciones se calculó el flujo másico de agua por hora en el ducto de succión del aire ambiental y el ducto de salida de los gases de escape, obteniendo que: al trabajar con el intercambiador a 4 rev/min, el flujo másico de agua por hora en el ducto de succión del aire ambiental  $459.09 \text{ kg H}_2\text{O/ Hr}$  contra  $434.049 \text{ kg H}_2\text{O/ Hr}$  trabajando el intercambiador a 6 rev/min, y en el ducto de salida de los gases de escape, a 4 rev/min, el flujo másico de aire seco por hora es de

$57,372.878 \text{ kg aire seco/Hr}$  contra  $59,498.222 \text{ kg aire seco/Hr}$  al trabajar el intercambiador a 6 rev/min.

En base a los resultados anteriores, se puede decir que las condiciones que se obtienen al incrementar la velocidad de intercambiador a 6 rev/min, y por ende, la de flujo de salida de gases exhaustos, son mejores para el intercambio de calor a partir de los gases de escape, y que el flujo másico de agua por hora en el ducto de succión es menor, lo que indica que es menor la cantidad de agua que se tiene que evaporar en el horno, e incrementa la eficiencia de combustión, consumiendo menos combustible.

Para el Balance de Energía, lo que se pretende es determinar las pérdidas globales de calor en todo el sistema de recuperación, a partir del precalentamiento o no precalentamiento del aire que entra a la cámara de combustión en el horno, que es succionado de la atmósfera y poder reducir las de forma o total.

Se dividió el sistema en calor de entrada a la torre más pérdidas es igual a calor de salida de la torre más pérdidas, calculando el calor que se pierde en los gases exhaustos de escape al no precalentar el aire de entrada a la cámara de combustión del horno y las pérdidas de calor por conducción, convección y radiación a lo largo de los ductos, tanto de salida de gases, como de succión del aire atmosférico, en donde se desea aislar todos los ductos para minimizar dichas pérdidas.

En este caso, las pérdidas de calor se resumen en dos: pérdidas de calor de los gases exhaustos de escape para aire no precalentado es  $-2,221,513.7353 \text{ W}$  vs  $-1,932,259.1893 \text{ W}$  para aire precalentado. Es necesario recalcar que las pérdidas de calor en los gases de escape es menor para aire precalentado que para aire no precalentado, sin utilizar el aislante en los ductos, solamente a partir de variaciones en las condiciones de operación entre las actuales y las propuestas.

Es evidente que las pérdidas de calor para ambos casos utilizando aislante en los ductos serán todavía menores, por lo que la implementación de un material aislante en los ductos de salida de los gases exhaustos de escape y la succión de aire ambiental, es algo necesario para aumentar la eficiencia térmica y la transferencia de calor.

En la evaluación económica del proyecto, se calculan las pérdidas en quetzales dependiendo del sistema a utilizar, si es el sistema actual (aire no precalentado) se tiene una pérdida de Q 4,298.89 mensuales por consumo de kerosene, pero si se utiliza el sistema propuesto (aire precalentado), se tiene una ganancia de Q4,157.02.

Estos resultados se obtienen en base al consumo de kerosene mensual en la planta para una producción de 1,300 toneladas de producto seco y también en base a la eficiencia de transmisión de calor por combustión en el horno en base a aire precalentado y no precalentado.

Dentro de las propuestas que se evaluaron, se citan tres por ser las mejores y las que más se adaptan a las condiciones de operación en la fabricación del detergente, las cuales son:

1) Accesorios Comerciales S.A., que es la mejor y cuya inversión se estaría recuperando en 7 años tomando en cuenta un incremento en la tasa de interés anual, pero con garantía total, asistencia técnica de por vida y alrededor de 15 a 20 años de vida útil del aislante, 2) Praisá, recuperando la inversión en 4 años, pero con menor garantía y menor vida útil del aislante, y 3) Refractarios Nacionales, recuperando la inversión en 2 años, pero con mucho menor garantía y tiempo de vida útil del aislante, por lo que se deja a criterio del gerente e ingeniero de planta decidir sobre la propuesta que mejor les convenga.

## **IX. CONCLUSIONES**

- 1.- Aumentarle revoluciones al intercambiador rotatorio, fomenta la transferencia de calor de los gases exhaustos de escape hacia el aire ambiental succionado, debido a variaciones en los flujos máscicos de salida de dichos gases.
- 2.- Aumentar los flujos máscicos de salida de gases de escape y succión de aire ambiental, a través de los ventiladores, ayudan a disminuir la estática de la torre.
- 3.- Al variar las cantidades de sólidos presentes en la pasta, aumenta la eficiencia de secado en la torre en kg/Hr, debido a la evaporación del agua y aumenta la densidad del producto.
- 4.- El aislamiento de los ductos disminuirá considerablemente las perdidas de calor en los ductos.
- 5.- Precalentar el aire de entrada a la cámara de combustión del horno, aumenta la eficiencia térmica de combustión por kilo de keroseno utilizado.

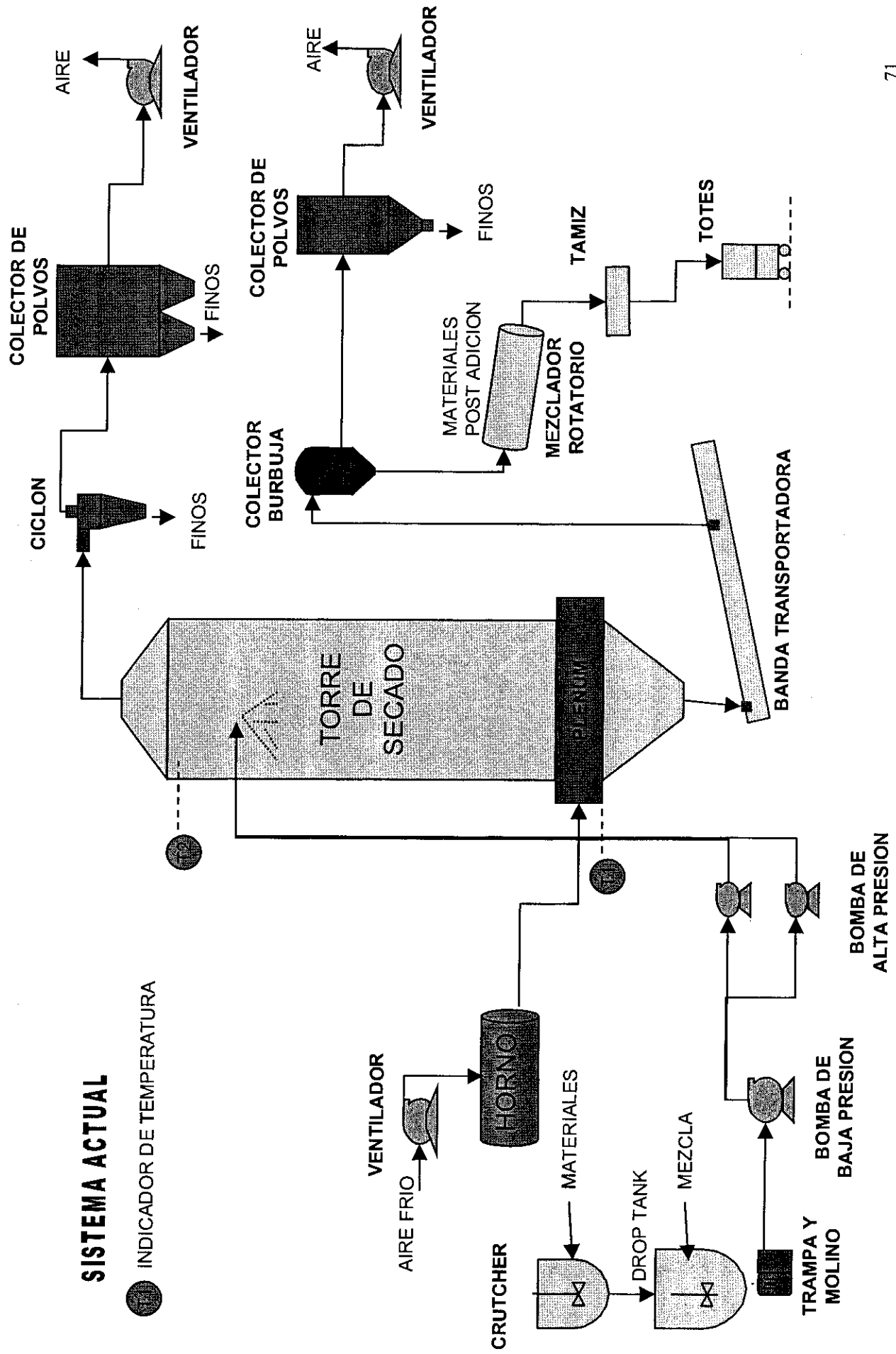
## **X. RECOMENDACIONES**

- 1.- Aumentar la velocidad de rotación del intercambiador a 6 rev/min y los flujos máscicos de los gases exhaustos de escape y succión del aire ambiental.
- 2.- Aislar los ductos de salida de los gases exhaustos de escape y de succión de aire ambiental, al igual que el ducto de gases de combustión que entran a la torre de secado.
- 3.- La propuesta que se recomienda implementar al sistema recuperador de calor de la fábrica, es la No.1, ya que a pesar del alto costo del aislante y de su instalación, se garantiza la capacidad de almacenamiento de calor para aumentar la eficiencia térmica del sistema.
- 4.- Medir las cantidades de sólidos y agua presentes en la pasta, por medio de análisis físicoquímicos.
- 4.- Controlar las condiciones de operación en la torre para mejorar la transferencia de calor y aumentar la eficiencia de secado.

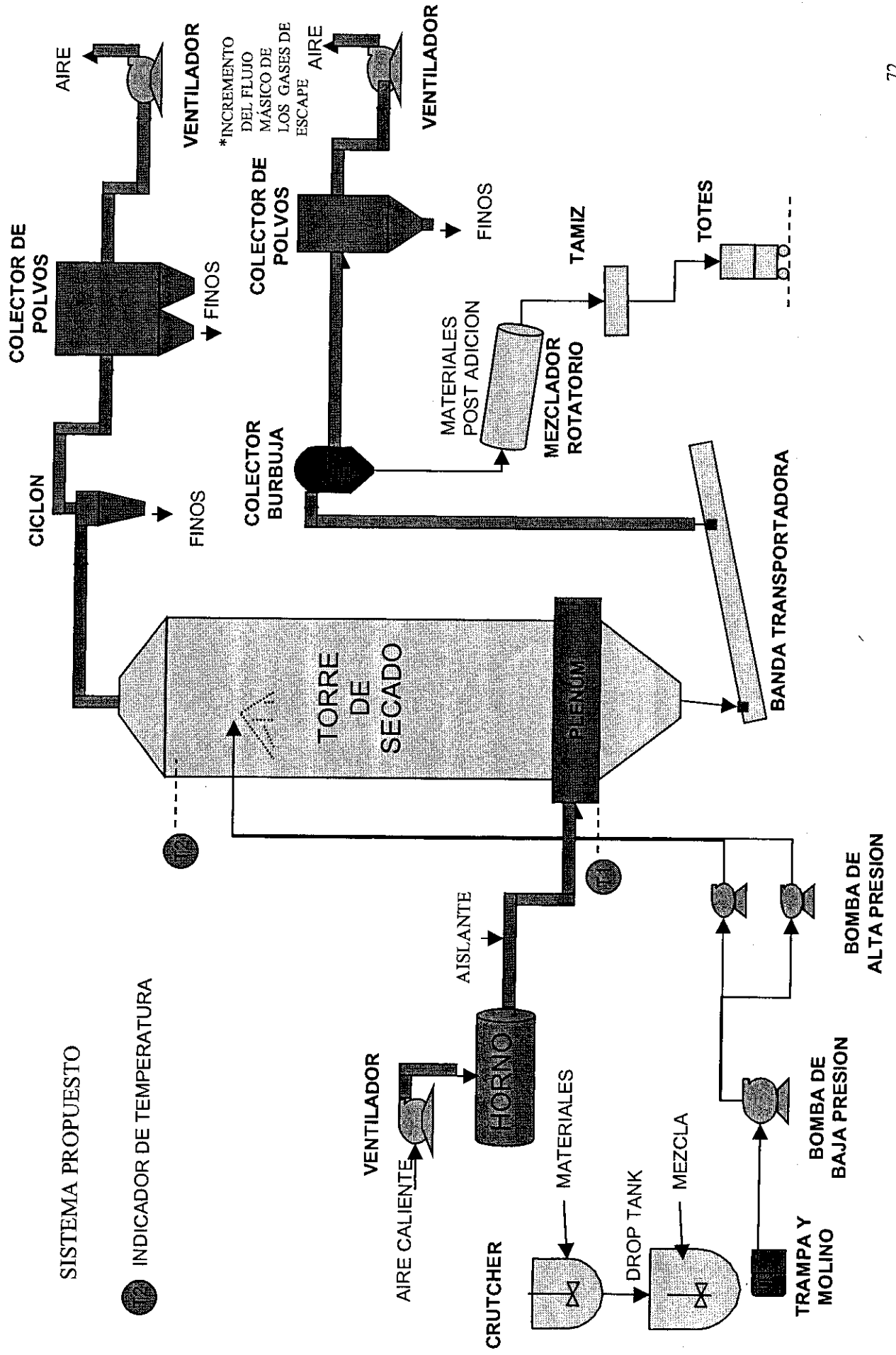
## XI. BIBLIOGRAFÍA

- 1.- Wollatt, E. 1985. *The Manufacture of soaps, other detergents and Glycerine*. John Wiley & Sons Interscience Publication. New York, USA. 473 pp.
- 2.- Kern, D. 1973. *Procesos de Transferencia de Calor*. Mc Graw Hill Book Company, Inc. 7th Ed. New York, USA. 980 pp.
- 3.- Walker, G. 1982. *Industrial Heat Exchangers. A basic Guide*. Mc Graw Hill Publications Co. New York, USA. 408 pp.
- 4.- Baunmaister, Avallone. 1978. *Standard Handbook for Mechanical Engineers*. Mc Graw Hill Publications Co. 8th. Ed. New York, USA.
- 5.- Fraas, A. 1989. *Heat Exchanger Design*. John Wiley & Sons Interscience Publication. 2da. Ed. New York, USA.
- 6.- Perry, R. 1984. *Chemical Engineers' Handbook*. Mc Graw Hill Book Company. 6ta. Ed. New York, USA.
- 7.- McCabe, W., Smith C. & P. Harriott. 1991. *Operaciones Básicas de Ingeniería Química*. McGraw Hill/ Interamericana de México, S.A. de C.V. 4ta. Ed. México DF. 1112 pp.
- 8.- Treybal, R. 1988. *Operaciones de Transferencia de Masa*. McGraw Hill/Interamericana de México S.A. de C.V. 2da. Ed. México DF. 858 pp.
- 9.- Sparrow, M. & D. Cess. 1978. *Radiation Heat Transfer* Mc Graw-Hill Book Company. New York, USA. 366 pp.
- 10.- Mc Adams, W. 1974. *Heat Transmission*. Mc Graw-Hill Book Company. New Yor, USA. 3 era. Edicion. 532 pp.
- 11.- Thomas, L. 1992. *Heat Transfer*. Prentice Hall, Inc. New Jersey, USA. 804 pp.
- 12.- Blank & Tarquin. 1992. *Ingeniería Económica*. McGraw-Hill Book Company. New York, USA. 879 pp.

# DIAGRAMA DE FLUJO PROCESO DEL DETERGENTE



# DIAGRAMA DE FLUJO PROCESO DEL DETERGENTE



1.- Tabla de Flujos de los Gases Exhaustos de Escape a través del Intercambiador de Calor a 4 rev/min.

T tubo = 50 oC  
 T amb. = 27 oC  
 Hrel = 40%

**Ventilador 100 HP**  
 (Ducto de Salida)

Flujo Vapor (ft/min)	Flujo (m/s)	Area de Abertura del Damper en Ducto (m2)	Diametro de Abertura del Damper en Ducto (m)	Flujo Volumetrico (m3/s)	Flujo Masico (kg/s)	Rm (mH2O)	Presion (atm)
700	3.556	0,28274 (Todo Abierto)	0.6	1.005	0.078	0.01	0.139357
3200	16.256	0,212372 (Abierto 3/4)	0.52	3.452	0.267	0.055	0.76646
4800	24.384	0,141863 (Abierto 1/2)	0.425	3.459	0.267	0.7	0.97549
5400	27.432	0,070686 (Abierto 1/4)	0.3	1.939	0.151	0.095	1.32389
<b>Flujos Maximos</b>				<b>7.756</b>	<b>0.599</b>		

T tubo = 48 oC  
 T amb. = 27 oC  
 Hrel = 40%

**Ventilador 60 HP**  
 (Ducto de Entrada)

Flujo Aire (ft/min)	Flujo (m/s)	Area de Abertura del Damper en Ducto (m2)	Diametro de Abertura del Damper en Ducto (m)	Flujo Volumetrico (m3/s)	Flujo Masico (kg/s)	Rm (mH2O)	Presion (atm)
5200	26.42	0,28274 (Todo Abierto)	0.6	7.470	8.232	-0.065	-0.906
3600	18.29	0,212372 (Abierto 3/4)	0.52	3.884	4.281	-0.06	-0.836
1400	7.11	0,141863 (Abierto 1/2)	0.425	1.009	0.560	-0.05	-0.697
440	2.24	0,070686 (Abierto 1/4)	0.3	0.158	0.174	-0.01	-0.139
<b>Flujos Maximos</b>				<b>7.470</b>	<b>8.232</b>		

**2.- Tabla de Flujos de los Gases Exhaustos de Escape a través del Intercambiador de Calor a 6 rev/min.**

**Ventilador 100 HP**  
(Ducto de Salida)

T tubo = 55 oC  
T amb. = 27 oC  
Hrel = 40%

Flujo Vapor (ft/min)	Flujo (m/s)	Area de Abertura del Damper en Ducto (m <sup>2</sup> )	Diametro de Abertura del Damper en Ducto (m)	Flujo Volumetrico (m <sup>3</sup> /s)	Flujo Masico (kg/s)	Rm (mH <sub>2</sub> O)	Presion (atm)
1350	6.858	0,28274 (Todo Abierto)	0.6	1.939	0.168	0.015	0.209
4000	20.32	0,212372 (Abierto 3/4)	0.52	4.315	0.498	0.06	0.836
5000	25.4	0,141863 (Abierto 1/2)	0.425	3.603	0.622	0.075	1.045
5600	28.448	0,070686 (Abierto 1/4)	0.3	2.011	0.697	0.1	1.394
				<b>Flujos Maximos</b>			
					<b>8.043</b>		

**Ventilador 60 HP**  
(Ducto de Entrada)

T tubo = 49 oC  
T amb. = 27 oC  
Hrel = 40%

Flujo Aire (ft/min)	Flujo (m/s)	Area de Abertura del Damper en Ducto (m <sup>2</sup> )	Diametro de Abertura del Damper en Ducto (m)	Flujo Volumetrico (m <sup>3</sup> /s)	Flujo Masico (kg/s)	Rm (mH <sub>2</sub> O)	Presion (atm)
5000	25.4	0,28274 (Todo Abierto)	0.6	7.182	7.890	-0.06	-0.836
3200	16.26	0,212372 (Abierto 3/4)	0.52	3.453	5.051	-0.05	-0.697
1100	5.59	0,141863 (Abierto 1/2)	0.425	0.793	1.736	-0.045	-0.627
350	1.78	0,070686 (Abierto 1/4)	0.3	0.126	0.553	-0.008	-0.111
				<b>Flujos Maximos</b>			
					<b>7.182</b>		

3.- Tabla de Flujos de los Gases Exhaustos de Escape a través del Intercambiador de Calor a 10 rev/min.

T tubo = 57 oC  
 T amb.= 27 oC  
 Hrel = 40%

**Ventilador 100 HP**  
 (Ducto de Salida)

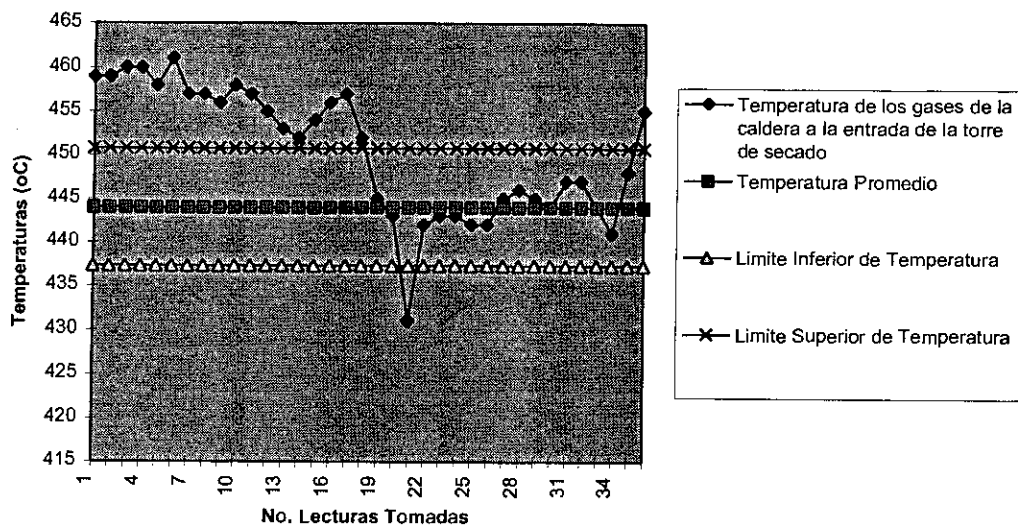
Flujo Vapor (ft/min)	Flujo (m/s)	Area de Abertura del Damper en Ducto (m2)	Diametro de Abertura del Damper en Ducto (m)	Flujo Volumetrico (m3/s)	Flujo Masico (kg/s)	Rm (mH2O)	Presion (atm)
2000	10.16	0,28274 (Todo Abierto)	0.6	2.873	0.260	0.02	0.279
4800	24.38	0,212372 (Abierto 3/4)	0.52	5.178	0.468	0.07	0.975
5200	26.42	0,141863 (Abierto 1/2)	0.425	3.748	0.339	0.08	1.115
5900	29.97	0,070686 (Abierto 1/4)	0.3	2.118	0.194	0.0905	1.463
Flujos Maximos				<b>8.474</b>	<b>0.766</b>		

T tubo = 50 oC  
 T amb.= 27 oC  
 Hrel = 40%

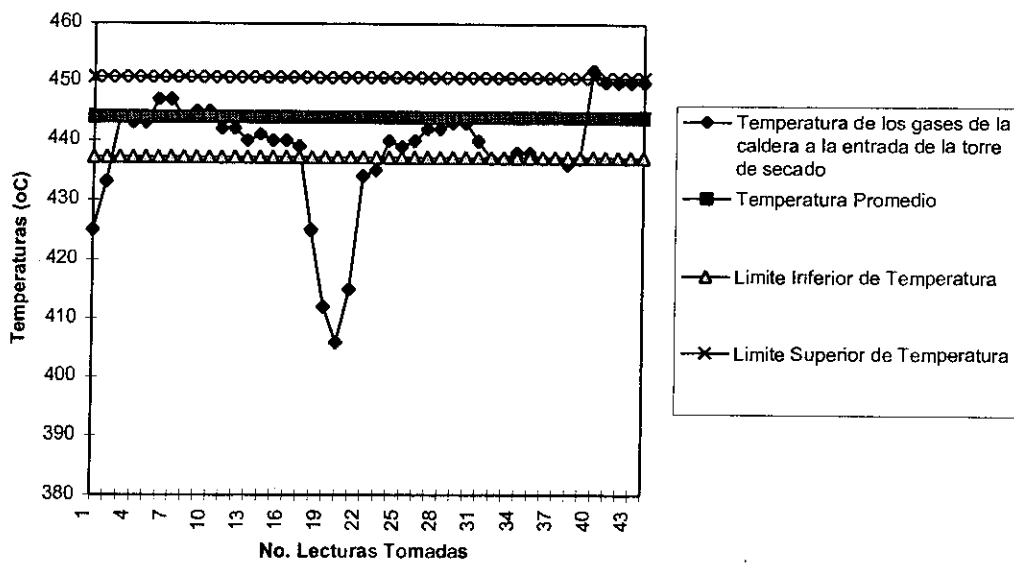
**Ventilador 60 HP**  
 (Ducto de Entrada)

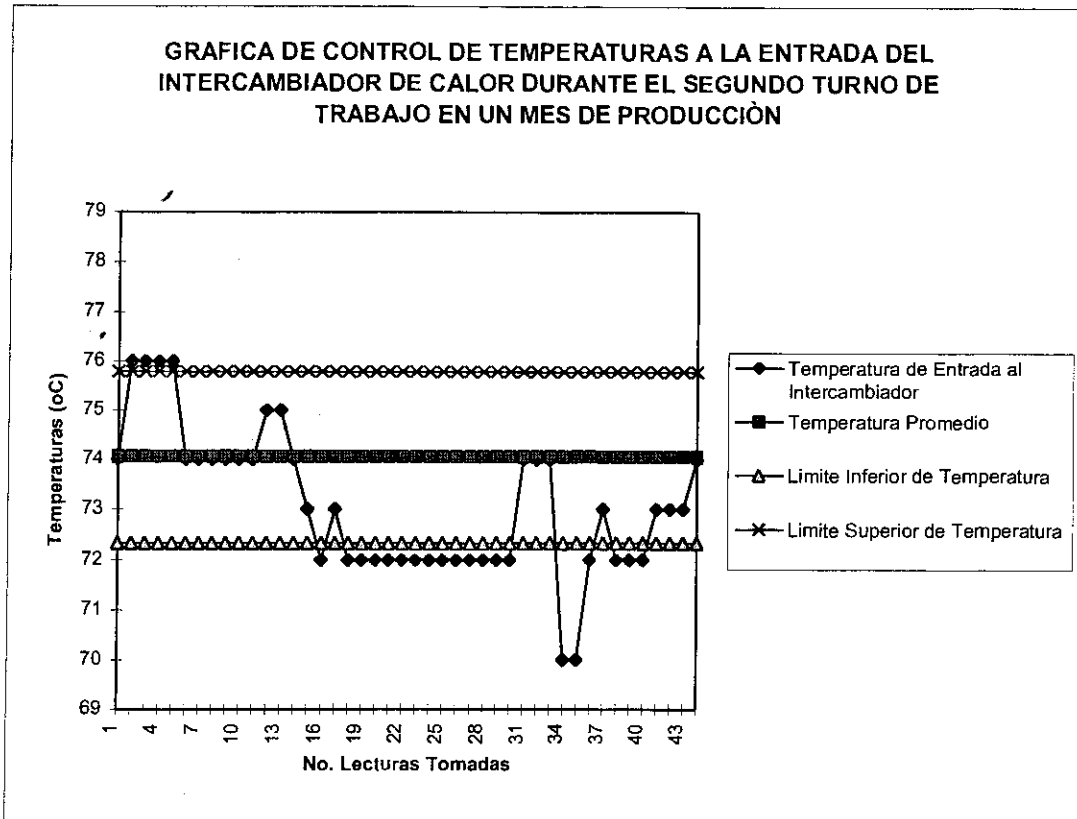
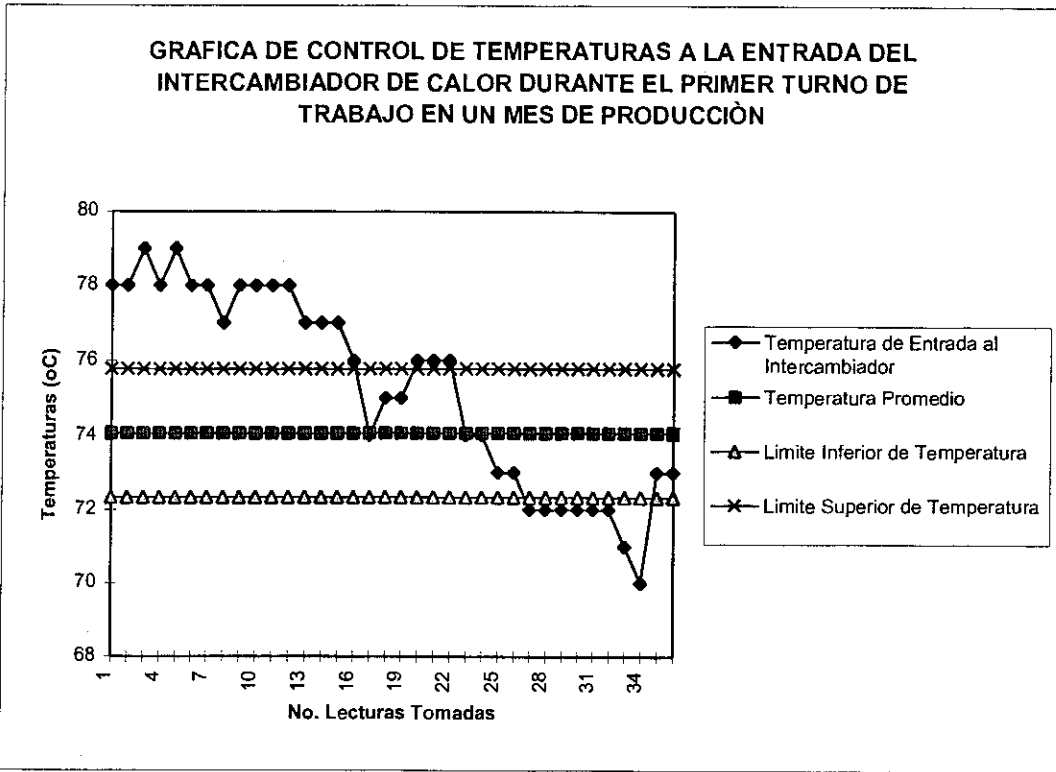
Flujo Aire (ft/min)	Flujo (m/s)	Area de Abertura del Damper en Ducto (m2)	Diametro de Abertura del Damper en Ducto (m)	Flujo Volumetrico (m3/s)	Flujo Masico (kg/s)	Rm (mH2O)	Presion (atm)
4600	23.37	0,28274 (Todo Abierto)	0.6	6.608	7.235	-0.055	-0.766
2800	14.22	0,212372 (Abierto 3/4)	0.52	3.020	4.402	-0.045	-0.627
800	4.06	0,141863 (Abierto 1/2)	0.425	0.576	1.257	-0.035	-0.488
260	1.32	0,070686 (Abierto 1/4)	0.3	0.093	0.409	-0.005	-0.0697
Flujos Maximos				<b>6.608</b>	<b>7.235</b>		

**GRAFICA DE CONTROL DE TEMPERATURAS DE LOS GASES DE CALDERA DURANTE EL PRIMER TURNO LARGO DE TRABAJO EN UN MES DE PRODUCCION**

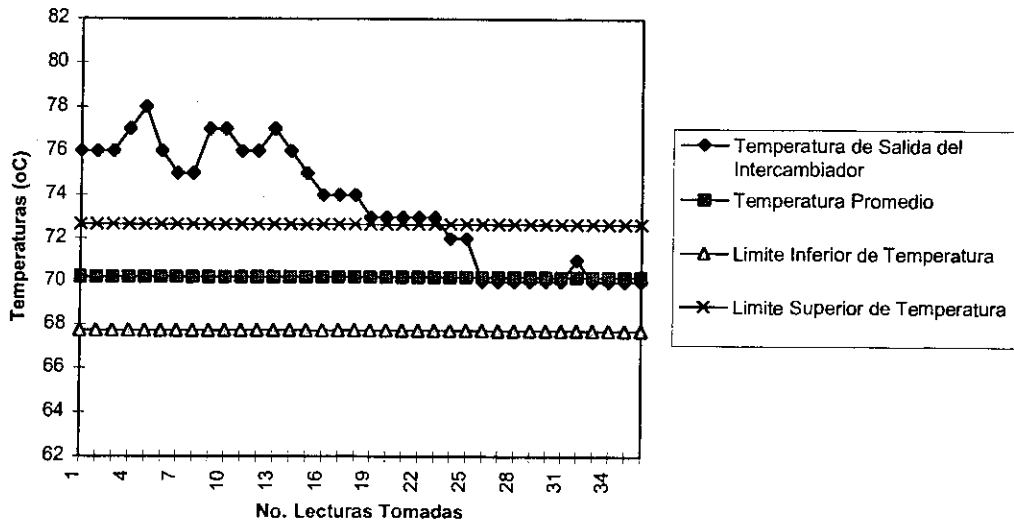


**GRAFICA DE CONTROL DE TEMPERATURAS DE LOS GASES DE CALDERA DURANTE EL SEGUNDO TURNO LARGO DE TRABAJO EN UN MES DE PRODUCCION**

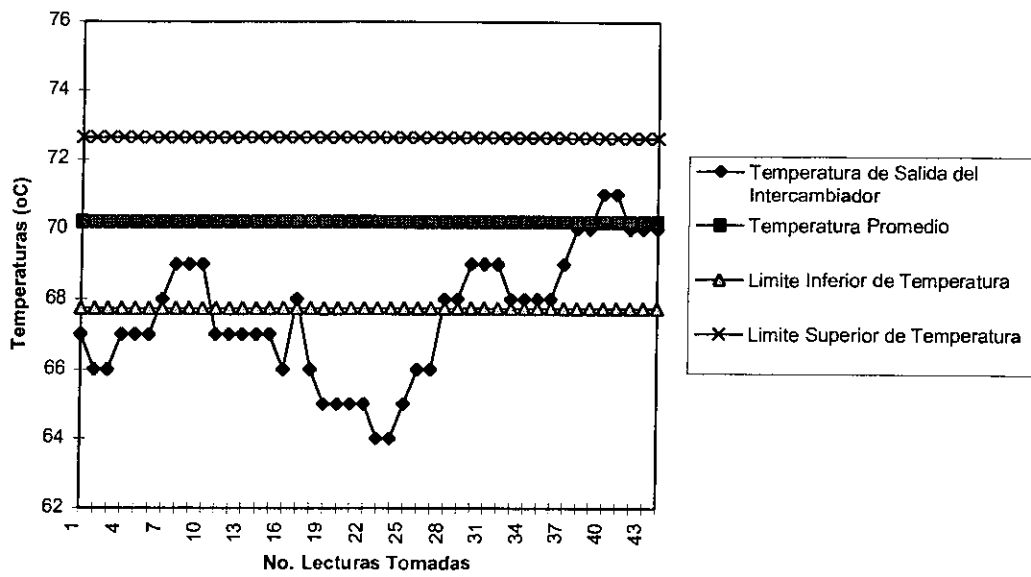




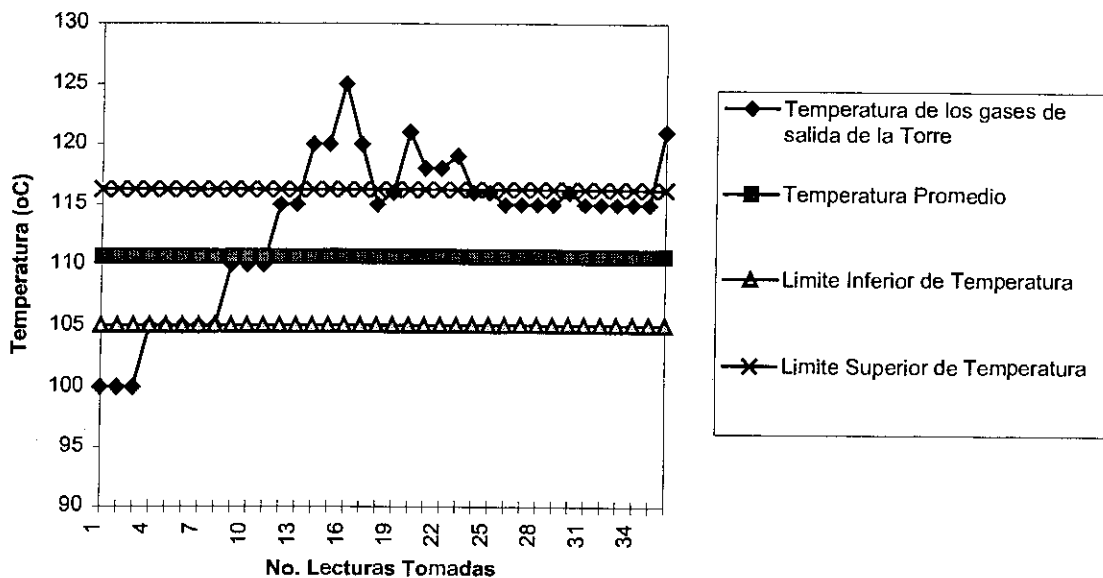
**GRAFICA DE CONTROL DE TEMPERATURAS A LA SALIDA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DURANTE EL PRIMER TURNO DE TRABAJO EN UN MES DE PRODUCCION**



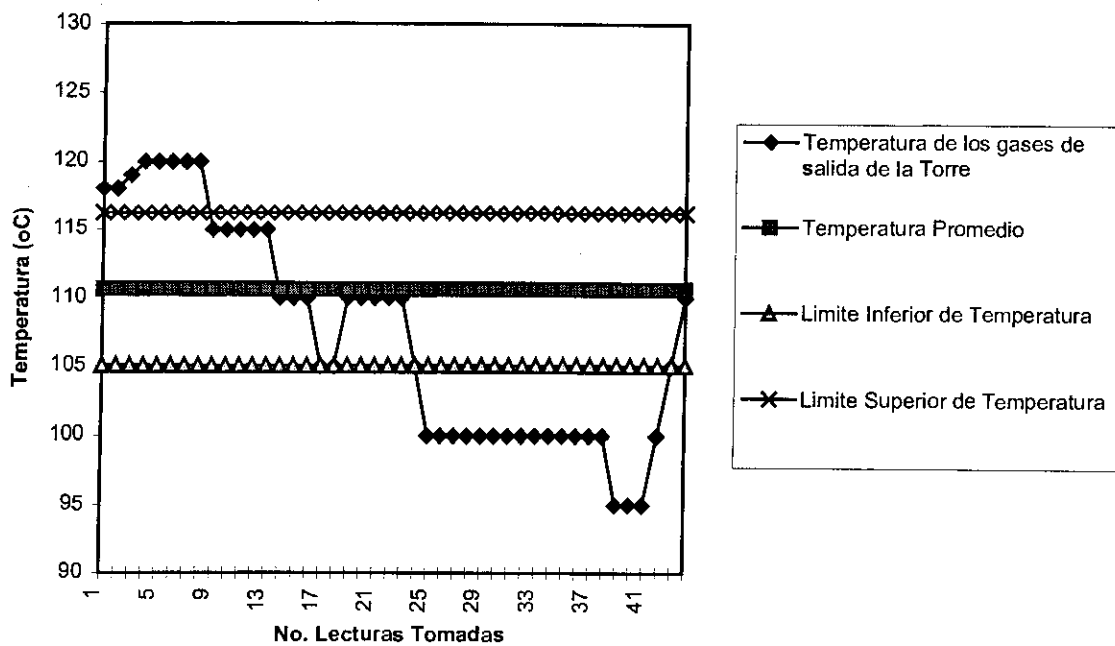
**GRAFICA DE CONTROL DE TEMPERATURAS A LA SALIDA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DURANTE EL SEGUNDO TURNO DE TRABAJO EN UN MES DE PRODUCCION**



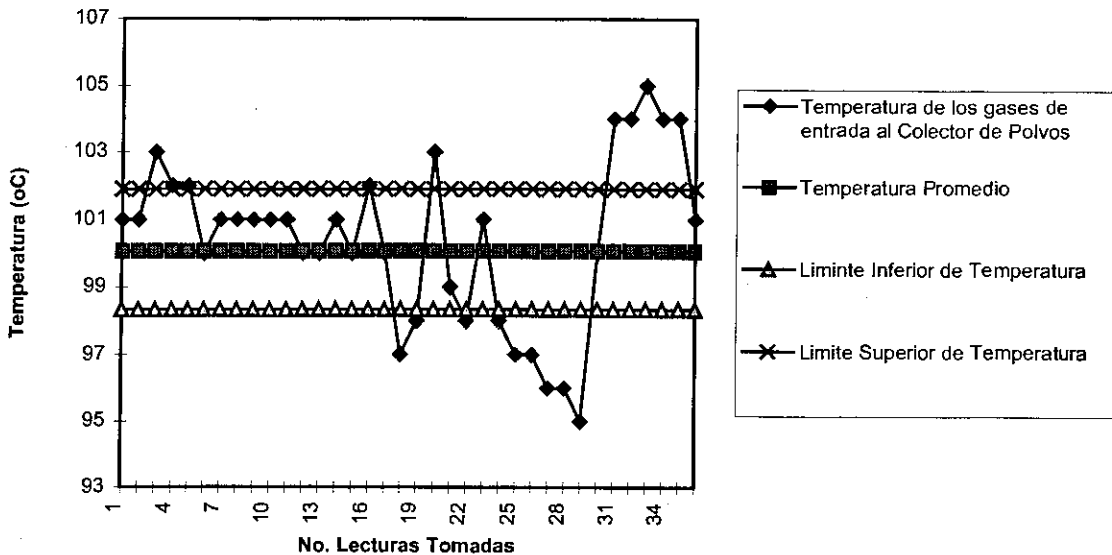
**GRAFICA DE CONTROL DE TEMPERATURAS DE LOS GASES DE SALIDA DE LA TORRE DE SECADO DURANTE EL PRIMER TURNO LARGO DE TRABAJO EN UN MES DE PRODUCCION**



**GRAFICA DE CONTROL DE TEMPERATURAS DE LOS GASES DE SALIDA DE LA TORRE DE SECADO DURANTE EL SEGUNDO TURNO LARGO DE TRABAJO EN UN MES DE PRODUCCION**



**GRAFICA DE CONTROL DE TEMPERATURAS DE LOS GASES DE ENTRADA AL COLECTOR DE POLVOS DURANTE EL PRIMER TURNO LARGO DE TRABAJO EN UN MES DE PRODUCCION**



**GRAFICA DE CONTROL DE TEMPERATURA DE LOS GASES DE ENTRADA AL COLECTOR DE POLVOS DURANTE EL SEGUNDO TURNO LARGO DE TRABAJO EN UN MES DE PRODUCCION**

