

DISEÑO DE UN SECADOR ROTATORIO

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA  
Facultad de Ciencias y Humanidades

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SECADOR ROTATORIO

RICARDO BARILLAS TRENNERT

Trabajo de investigación presentado para optar  
al grado académico de Licenciatura en Ingeniería  
química

Guatemala

1989



Vo. Bo.:

(f)



---

Ing. Oscar Gil  
asesor

Tribunal:

(f)



---

Ing. Oscar Gil

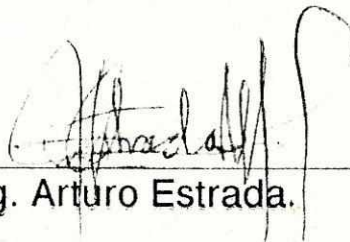
(f)



---

Ing. Eduardo Calderon

(f)



---

Ing. Arturo Estrada.

Fecha de aprobacion: 11 de Agosto de 1989

DISEÑO DE UN SECADOR ROTATORIO

## CONTENIDO

		Página
	RESUMEN	
I.	INTRODUCCION	1
II.	OBJETIVOS	3
III.	METODOLOGIA	4
IV.	SELECCION DE ALTERNATIVAS	8
V.	DISENO DEL EQUIPO	12
	A. Diseño de la cámara de secado	12
	1. Cálculo de la sección transversal	20
	2. Cálculo de la longitud	22
	3. Cálculo del tiempo de retención	35
	B. Diseño del equipo auxiliar	39
	1. Cálculo del tornillo de alimentación	40
	2. Diseño del ciclón	42
	3. Distribución de las paletas en el cilindro del secador	46
	4. Diseño del ventilador	48
	5. Diseño del quemador	50
	6. Selección de materiales de construcción	53
	C. Cálculo de la potencia del motor que moverá al cilindro	53
VI.	DETALLES DE LOS CAMBIOS QUE DEBIERON HACERCELE AL SECADOR DURANTE Y DESPUES DE SU CONSTRUCCION	55
VII.	DISCUSION	59

VIII.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	67
IX.	BIBLIOGRAFIA	71
X.	ANEXOS	74

## RESUMEN

El presente trabajo titulado "Diseno de un secador rotatorio" como su nombre lo indica, consiste en el diseno de un equipo de secado que será utilizado para experimentación en el laboratorio de Operaciones Unitarias de la Universidad Del Valle.

El equipo es de operación continua, el secado es en paralelo, en contacto directo y el material a secar es arena de río, con capacidad para eliminar  $2.525 \times 10^{-3}$  kilogramos de agua por segundo.

Definidas las variables de operación y a partir de la combustión del gas propano y realizando los balances de masa y energía adecuados, se determinaron las dimensiones del secador: diámetro = 0.38m y longitud = 2.14m, y se obtuvo un tiempo de retención teórico igual a 1156.45 segundos.

Con base en los flujos de sólido y gases de secado, y al consumo de gas propano se diseñó los equipos que complementan el sistema: tornillo de alimentación, ciclón, ventilador y quemador.

Una vez construido el equipo, y realizadas un número significativo de pruebas experimentales, se hizo una comparación de resultados que en síntesis muestra

que con cierta tolerancia el proceso de secado se llevó a cabo de acuerdo al diseño teórico.

El principal problema que se tuvo en la elaboración del presente trabajo fue el incumplimiento de parte del taller de construcción tanto en el tiempo de entrega como en ciertos detalles del equipo.

Debido a este incumplimiento, y a la falta de especificaciones en el diseño, el equipo requirió ciertos cambios que en su mayoría se realizaron en un segundo taller.

## I. INTRODUCCION

La necesidad de dar una alta preparación académica a los estudiantes de ingeniería química, ha dado como resultado la implementación de laboratorios de operaciones unitarias bien equipados, en donde estos puedan aplicar sus conocimientos teóricos y aprender a resolver todas las dudas que sus prácticas les produzcan. Esto trajo como consecuencia la elaboración del presente modelo de trabajo titulado "Diseño y construcción de un secador rotatorio".

Los secadores rotatorios es equipo ampliamente utilizado en la industria, y a nivel de laboratorio son muy adecuados para el estudio de los fenómenos de transferencia de masa y calor y el de manejo de sólidos.

Es muy importante tener esta experiencia de diseño, principalmente en un país en vías de desarrollo como Guatemala, donde necesita reducir la dependencia tecnológica que se tiene de los países industrializados, tratando de desarrollar en nuestro medio parte de la tecnología importada, donde en lugar de comprar equipo de otros países, se puede considerar la posibilidad de diseñarlo y aún construirlo localmente. El ingeniero químico debe, entonces, adentrarse en el campo del diseño de equipo, ya que debido a su idiosincrasia y al

medio local, resulta ser, en muchas ocasiones, la única persona con capacidad de diseñar equipo para la industria química.

Se espera también que las dimensiones y capacidad del secador, permitan que además de ser utilizado como equipo de laboratorio, pueda ser acoplado a estudios a nivel de planta piloto en alguna investigación que se realice para la industria.

Teniendo como referencia lo anterior, y tomando en cuenta que el costo de un secador para el laboratorio de operaciones unitarias comprado en el extranjero, es bastante elevado, se pensó en la posibilidad de diseñarlo y construirlo localmente de acuerdo a las características y necesidades del estudiante de ingeniería química de la Universidad del Valle.

## II. OBJETIVOS

A. Aplicar conocimientos que se han acumulado a través de los principales cursos de la carrera de ingeniería química, e integrarlos para el diseño de un secador rotatorio.

B. Se pretende que el equipo sea construido en un taller local y utilizado para experimentación en el laboratorio de operaciones unitarias de la Universidad del Valle de Guatemala.

C. Diseñar y construir el equipo de tal manera que permita estudiar a fondo el proceso de secado, que, en el caso actual, incluye los fenómenos de transferencia de masa, de calor y manejo de sólidos, y con la alternativa de secar en él, una amplia variedad de sólidos, modificando las condiciones de operación según se requiera.

### III. METODOLOGIA

El diseño del equipo incluye diseño del cuerpo del secador y del equipo auxiliar. Los elementos básicos de este equipo lo constituyen: quemador, cámara de combustión, cámara de secado, alimentador de material, ciclón, ventilador y motores.

#### Selección del tipo del secador:

Se evaluaron alternativas respondiendo a qué tipo de secador proporcionaría un estudio completo de los fenómenos de transferencia de masa, de calor y de manejo de sólidos que pudiera ser utilizado para secar diferentes materiales, y que su costo estuviera dentro de las posibilidades económicas disponibles.

De esta manera, se eligió diseñar y construir un secador continuo rotatorio en el cual la operación fuera en corriente en paralelo, en contacto directo y a alta temperatura.

#### Elección del material a secar:

Se evaluaron posibilidades de materiales que reunieran las condiciones de: bajo costo, fácil de conseguir, que pudiera ser secado con los gases de combustión del propano, poco corrosivo, que sus propiedades físicas y químicas pudieran encontrarse en literatura disponible, y que el secado de este material

tuviera alguna aplicación industrial.

Dadas estas condiciones se escogió arena de río como material de referencia, para propósitos de diseño, aunque se dejó la posibilidad de modificar ciertas variables de operación para poder secar otros materiales como cal, Yeso, fertilizantes, piritas de hierro, alfalfa, sal, etc.

#### Elección del combustible y gases de secado:

por su fácil adaptabilidad al tipo de proceso y su bajo costo, se escogió gas propano como combustible.

#### Gases de secado:

Dado que el secado se lleva a cabo por contacto directo, los gases de secado son los gases de combustión del propano mezclados con aire (para controlar la temperatura y la combustión).

#### Capacidad:

Se definió la capacidad en función de la máxima utilidad que se podría obtener del proceso, de la mayor similitud con secadores industriales y del hecho de obtener un costo bajo de construcción.

#### Humedad inicial y final del sólido:

Se seleccionaron con base en las condiciones promedio que se tienen en secadores rotatorios a nivel industrial.

Este tipo de secadores no son adecuados para sólidos con un alto porcentaje de humedad, sino más bien son utilizados con sólidos que inicialmente contienen un porcentaje bajo de humedad o con aquellos a los cuales antes de ser secados en este tipo de secadores, ya se les ha eliminado parte de la humedad en alguna otra etapa del proceso. Por esto se estableció que las humedades inicial y final del sólido serán 10% y 0.5% respectivamente.

#### Establecimiento de las condiciones de operación:

Se definieron en función del tipo de proceso de la capacidad del secador, y de las propiedades del material a secar. Esto incluye el establecimiento de temperaturas inicial y final, capacidad, y tamaño mínimo de partícula a secar.

#### Diseño del cuerpo del secador:

Incluye el cálculo de las dimensiones del secador (diámetro y longitud) por medio de balances de masa y energía, tomando en cuenta la eficiencia energética que se espera, y cálculos de transferencia de masa y calor y de propiedades de sólidos.

#### Cálculo del requerimiento de gas propano:

Se calculó el consumo de gas propano por hora con base al flujo de gas de secado requerido y a la

estequiometría de la reacción de combustión.

Diseño del ciclón:

Se diseñó tomando en cuenta el flujo volumétrico y la velocidad lineal del gas.

Cálculo del tornillo de alimentación:

Se calculó con base al requerimiento de alimentación de arena y materiales típicos a utilizar.

Diseño del ventilador:

Para su diseño y elección, se calculó la caída de presión a través del ciclón, que es donde se puede asumir que se da toda la caída de presión.

Cálculo de los motores:

Los motores se calculan según los requerimientos de potencia, velocidad, y disponibilidad en el mercado para cada aplicación en el equipo.

Elección de materiales de construcción:

Se hizo basado en las características de operación, tipo de material a secar y disponibilidad en el mercado.

Supervisión de la construcción del equipo en taller metal-mecánico industrial.

#### IV. SELECCION DE ALTERNATIVAS

El secador diseñado es un equipo continuo rotatorio que opera en corriente paralela, el cual permite, debido a sus dimensiones , equipo auxiliar, material de construcción, pueda usarse para distintos materiales, entre ellos: arena, cal, yeso, sal, etc.

Este equipo es ampliamente utilizado en la agroindustria guatemalteca. El motivo de su amplio uso en operaciones de secado, se explica al observar sus principales ventajas: es de operación continua, lo que permite adaptarse a muchos procesos, provee secado uniforme, y de un sólido que se está secando puede eliminarse toda o casi toda la humedad.

Se escogió un secador continuo porque además de ser el más común a nivel industrial, ofrece mayores posibilidades de estudio a nivel de laboratorio que un discontinuo. El secado continuo ofrece la ventaja que usualmente el equipo necesario es pequeño relativo a la cantidad de producto, la operación es facilmente integrada con la manufactura continua de químicos sin almacenaje intermedio, el producto tiene un contenido de humedad más uniforme y el costo de secado por unidad de producto es relativamente bajo.

Entre los secadores continuos, se encuentran varios tipos, entre ellos: secadores de túnel, secadores tipo turbo, los de circulación completa que consisten en un transportador sin fin móvil que pasa a través del secador, y finalmente se encuentran los secadores rotatorios.

Porque presenta las siguientes características: facilidad de adaptación en una operación continua, adecuado para manejar materiales granulares, construcción sencilla, de bajo costo, es el de uso más frecuente en la industria nacional, y además con una instrumentación sencilla puede lograrse un estudio profundo del proceso, entre las alternativas anteriores, se escogió diseñar y construir un secador rotatorio.

Los secadores rotatorios, son aplicables para una variedad de operaciones. La siguiente clasificación incluye los 4 tipos más importantes:

1.- Contacto directo y flujo en contracorriente:

Se utiliza para materiales que pueden ser calentados a altas temperaturas y que no son dañados por los gases de combustión, que son los que se utilizan como gases de secado.

2.- Contacto directo y Corriente paralela:

Estos son utilizados con sólidos que pueden ser

secados en contacto con los gases de combustión sin problema de contaminación, pero que no se desea que sean calentados a altas temperaturas.

3.- Contacto indirecto y flujo en contra corriente:

Son aplicables con sólidos que pueden ser calentados a altas temperaturas, pero que deben permanecer fuera de cualquier contacto con los gases de combustión.

4.- Contacto indirecto y corriente paralela

Son adecuados con sólidos que no deben tener contacto con los gases de combustión y que además no se desea que se calienten a temperaturas elevadas.

La descripción anterior indica que en un secador de contacto indirecto puede secarse cualquier material sin que sus propiedades se vean afectadas, sin embargo, el costo de construcción es mayor que para un secador de contacto directo. Dado esto, y que además de su bajo costo, la variedad de materiales que pueden secarse en él no limita los objetivos de investigación que persigue este trabajo, se seleccionó el tipo contacto directo.

Posteriormente entre los dos tipos de corriente: paralela y contracorriente, se seleccionó la primera principalmente debido a que en contra corriente no se debe secar sólidos que puedan dañarse al ser calentados

a altas temperaturas, ya que en esta operación el gas más caliente está en contacto con el sólido más seco, por lo que el sólido en la descarga es calentado a una temperatura la cual se acerca a la de entrada del gas. Aunque provee secado más rápido, en secado en contracorriente, el sólido caliente descargado, llevará una cantidad considerable de calor sensible, lo que resultará en una disminución en la eficiencia de la operación de secado. En flujo paralelo, el sólido húmedo está en contacto con el gas más caliente. Tanto como exista humedad de superficie no ligada, el sólido será calentado solo a la temperatura de bulbo húmedo del gas, por lo que los sólidos sensibles al calor pueden ser secados sin problema en flujo paralelo.

El flujo paralelo también permite mayor control del contenido de humedad del sólido descargado cuando el sólido no debe ser completamente secado, controlando la cantidad de gas pasando por el secador y consecuentemente su temperatura de salida y humedad.

## V. DISEÑO DE EQUIPO

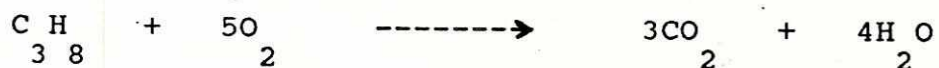
### Bases de diseño:

Tipo de operación -----	Corriente en paralelo /
Tipo de secado -----	Contacto directo
Material a secar -----	Arena de río
Tamaño mínimo de partícula ----	175 micrómetros (tamaño mínimo de partícula a secar)
Capacidad (agua evaporada) ----	$2.525 \times 10^{-3}$ kg/s (20 libras/hora)
Humedad inicial -----	10% en peso de agua
humedad final -----	0.5% en peso de agua
Temperatura del sólido entrando al secador -----	25 grados centígrados (temperatura ambiente)
Temperatura del sólido saliendo del secador -----	110 grados centígrados
Gas de secado -----	Mezcla de aire con gases de combustión
Combustible -----	gas propano
Temperatura de gases de secado -----	$500^{\circ}$ C *

\* Se asumió 500 grados centígrados como una temperatura promedio de gases de secado basada en las dimensiones del equipo, resistencia de los materiales y cantidad de aire para obtener el secado requerido.

Determinación de la composición del gas de secado  
asumiendo 1 kilomol de gas propano que se quema:

La combustión del propano se realiza según la siguiente reacción:



La entalpía de combustión para la reacción anterior a 25 grados centígrados es: -2045462.6 joules/mol.

Para disminuir la temperatura de los gases de combustión a 500 grados centígrados, estos son mezclados con aire a temperatura ambiente. El aire necesario para la combustión (estequiométrico y en exceso), y el empleado para la disminución de la temperatura, serán considerados en una sola cantidad para el siguiente cálculo:

La siguiente tabla presenta la cantidad de moles de cada gas, entrando (antes de combustión) y los moles de cada gas presentes en el gas de mezcla de gases de combustión y de aire.

Tabla # 1:

COMPUESTO	KILOMOLES DE GAS ENTRANDO	KILOMOLES DE GAS EN MEZCLA DE AIRE Y GASES DE COMBUSTION
$C_3H_8$	1	0
$O_2$	X	(X - 5)
$N_2$	$(79/21)X$	$(79/21)X$
$CO_2$	0	3
$H_2O$	$(2.4/21)X^*$	$((2.4/21)X + 4)$

\*  
 Agua proveniente de humedad absoluta de: 2.4 moles de agua en aire por 100 moles de aire seco. (aire con 70% de humedad)

Temperatura de gases a la entrada (antes de la combustión) = 25 grados centígrados

Temperatura de gases deseada en gases de secado = 500 grados centígrados

Cambio de temperatura = 475 grados centígrados

Se hará un balance de energía para determinar "X", o sea los moles de oxígeno en el gas entrando, y a partir de este, se calculará los moles de los otros gases que dependen de "X".

La siguiente tabla presenta las capacidades térmicas molares promedio de los gases para el intervalo de temperatura (25 - 500) grados centígrados:

Tabla # 2:

COMPUESTO	Cp (joules / mol. ° C)
O <sub>2</sub>	31.78
N <sub>2</sub>	29.48
CO <sub>2</sub>	45.89
H <sub>2</sub> O	36.47

Asumiendo un 15% de pérdidas de calor en cámara de combustión, se tiene:

$$\sum mC_p \Delta t = 0.85 (-\Delta H) \quad (1)$$

Lo que significa: calor absorbido = 0.85 x calor dado.

Sustituyendo en (1) y resolviendo se obtiene:

X = 24.08 kilomoles de O<sub>2</sub> entrando a la cámara de combustión

La siguiente tabla presenta la composición de gas de secado:

Base: 1 kilomol de propano quemado.

Tabla # 3:

COMPUESTO	KILOMOLES	% MOLAR	PESO (Kg)	%EN PESO
O <sub>2</sub>	19.08	15.98	610.56	17.96
N <sub>2</sub>	90.59	75.86	2536.52	74.59
CO <sub>2</sub>	3.00	2.51	132.00	3.88
H <sub>2</sub> O	6.75	5.65	121.50	3.57
TOTAL	119.42	100.00	3400.58	100.00

Cálculo de las dimensiones del secador:

Agua evaporada: 20lb/hr x 1kg/2.2Lb x 1hr/3600s

Agua evaporada =  $2.525 \times 10^{-3}$  kg/s

Porcentaje de humedad en el sólido en la entrada:

$X_1 = (0.1 \text{ kg agua/kg alimentación}) (1 \text{ kg alimentación}) / (1 - 0.1) \text{ kg sólido seco} = 0.111 \text{ kg agua/kg de sólido seco}$

Porcentaje de humedad en el sólido en la salida:

$X_2 = 0.005 / (1 - 0.005) = 0.00503 \text{ kg de agua/kg sólido seco}$

Nota: Se utilizará la siguiente nomenclatura:

kg ss = kilogramos de sólido seco

kg gs = kilogramos de gas seco

kg sh = kilogramos de sólido húmedo

kg gh = kilogramos de gas húmedo

Cálculo de la alimentación:

$$\text{alimentación} = 2.525 \times 10^{-3} \text{ kg agua/s} \times 1 \text{ kg sh} / (0.1 - 0.005) \text{ kg de agua}$$

$$\text{alimentación} = 0.0266 \text{ kg sh/s (ó 210.51 Lb/hr)}$$

Flujo de sólido seco = Ss

$$Ss = 2.525 \times 10^{-3} \text{ kg agua/s} \times 1 \text{ kg ss} / (0.111 - 0.00503) \text{ kg agua}$$

$$Ss = 0.0238 \text{ kg ss/s}$$

Temperatura del sólido a la entrada:  $T_{si} = 25^{\circ} \text{C}$

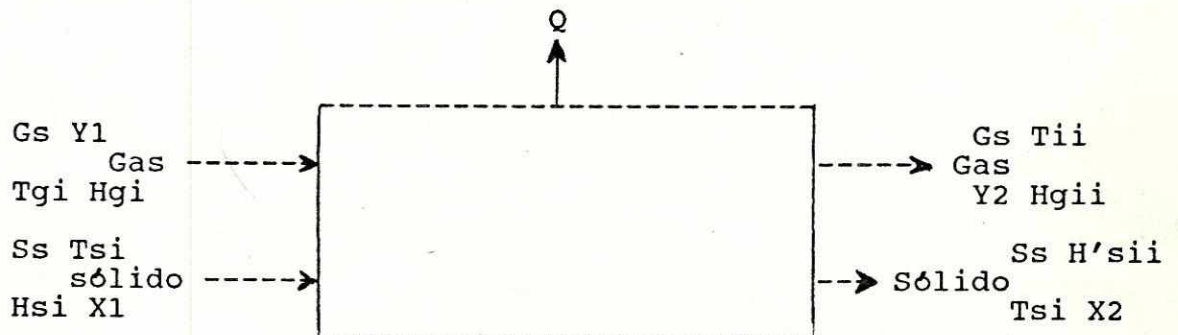
Temperatura del sólido a la salida:  $T_{sii} = 110^{\circ} \text{C}$

Cálculo del porcentaje de agua en los gases de secado entrando a 500 grados centígrados: Y1

$$Y1 = 0.0357 \text{ kg agua/kg gh} * 1 \text{ kg gh} / (1 - 0.0357) \text{ kg gs}$$

$$Y1 = 0.0370 \text{ kg de agua/kg de gas seco}$$

El siguiente diagrama presenta un balance de masa y energía esquematizado:



donde:

- Gs = Flujo de gas seco (kg de gas seco/segundo)  
Tgi = Temperatura de gases entrando al secador (500 °C)  
Tgii = Temperatura de gases saliendo (125 °C)  
H'gi = Entalpía del gas entrando  
H'gii = Entalpía de gas saliendo  
Tsi = 25 grados centígrados  
Tsii = 110 grados centígrados  
H'si = Entalpía del sólido entrando  
H'sii = Entalpía del sólido saliendo

Cálculo de las entalpías de gas y sólido (referidas a 25 grados centígrados)

Peso molecular promedio del gas seco: PMp gs

$$\text{PMp gs} = (3400.58 \text{ kg totales} - 121.5 \text{ kg agua}) / (119.42 - 6.75) \text{ kilomoles gs} = 29.1 \text{ kg gs/kilomol}$$

Capacidad térmica promedio de gas seco (500 - 25) °C

$$Cp \text{ gs} = 1.041 \text{ kJ/kg gs.K}$$

Capacidad térmica del agua = 2.026 kJ/kg agua.K

entalpía de evaporización del agua a 25 grados centígrados :  $\lambda = 2263.1 \text{ kJ/kg agua}$

Entalpía de gas entrando, en base a kg de gas seco:

$$H'gi = (Cp \text{ gs} + Cp \text{ agua} \times Y1) \times (Tgi - To) + \frac{\lambda(H_2O)}{2} \times Y$$
$$H'gi = 613.80 \text{ kJ/kg gs}$$

Cálculo de la entalpía de gas seco en la salida:  $H'_{gii}$   
Capacidad térmica promedio de gas seco para el intervalo  
de temperatura (25 - 125) °C =  $C_p$  gs

$$C_p \text{ gs} = 0.958 \text{ kJ/kg gs.K}$$

$$C_p \text{ agua} = 1.961 \text{ kJ/kg agua.K}$$

Entonces:

$$H'_{gii} = (0.958 \text{ kJ/kg gs.K} + 1.961 \text{ kJ/kg agua.K} \times Y_2) \times (125-25) \text{ K} + 2263.1 \text{ kJ/kg agua} \times Y_2$$

$$H'_{gii} = (95.8 + 2459.2 \times Y_2) \text{ kJ/kg gs}$$

Cálculo de las entalpías de sólido entrando y saliendo,  
en base seca:

$$H'_s = C_p \text{ ss} \times (T_s - T_o) + X_1 \times C_p \text{ agua} \times (T_s - T_o) + \Delta H_a$$

$$C_p \text{ ss} = 0.921 \text{ kJ/kg ss.K}$$

$$C_p \text{ agua} = 4.187 \text{ kJ/kg agua.K}$$

$$T_{si} = 25 \text{ grados centígrados}$$

$$T_{sii} = 110 \text{ grados centígrados}$$

$$T_o = 25 \text{ grados centígrados}$$

Tomando el calor integral de adsorción (humedecimiento)

$$= \Delta H_a = 0:$$

$$H'_{si} = C_p \text{ ss} (25-25)^\circ \text{C} + X_1 C_p \text{ agua} (25-25)^\circ \text{C} = 0$$

$$H'_{sii} = (0.921 \text{ kJ/kg ss.K}) (110-25) \text{ K} + 0.00503 \text{ kg agua/kg ss} \times 4.187 \text{ kJ/kg agua.K} (110-25) \text{ K} = 80.08 \text{ kJ/kg ss}$$

Flujo de gas, humedad del gas de salida y pérdidas

Balances de masa y energía para determinar  $Y_2$ ,  $G_s$  y  $Q$ :

Balance de masa:

agua eliminada = agua absorbida

$$Ss (X1 - X2) = Gs (Y2 - Y1)$$

$$2.525 \times 10^{-3} \text{ kg agua/s} = Gs (Y2 - 0.0370 \text{ kg agua/kg gs})$$

Balance de energía:

Asumiendo una eficiencia de transferencia de 70%  
se tiene:

calor ganado = 0.70 x calor generado

$$Ss (H's_{ii} - H's_i) + Q = Gs (H'g_i - H'g_{ii})$$

sustituyendo:

$$1.096 \text{ kJ/s} = 0.70 Gs (518 + 2459.2 Y2) \text{ kJ/kg gs}$$

$$Q = 0.30 Gs (518 + 2459.2 Y2) \text{ kJ/kg gs}$$

Resolviendo se obtiene:

$$Gs = 0.02092 \text{ kg gs/s}$$

$$Q = 0.8169 \text{ kJ/s}$$

$$Y2 = 0.1577 \text{ kg agua/kg gs}$$

Sección transversal:

La sección transversal del secador se obtiene conociendo el área necesaria para el flujo de aire, la cual es aproximadamente el 85% de la sección transversal del secador.

El área requerida para el flujo de aire, se puede determinar por el conocimiento de la velocidad lineal del gas en la salida del secador, la cual para evitar un

excesivo arrastre de sólido, se aconseja que no sea mayor que la mitad de la velocidad terminal en caída libre de las partículas mas pequeñas del sólido.

La velocidad terminal es igual a:

$$V_t = F_p \times V_{ts}$$

$V_t$  = velocidad terminal

$F_p$  = factor de corrección

$V_{ts}$  = velocidad terminal de una esfera de diámetro igual

Para una partícula de 175 micrómetros de diámetro a 25 grados centígrados:  $V_{ts} = 0.9242 \text{ m/s}$

Para arena de río:  $F_p = 0.90$

Por lo tanto:

$$V_t = 0.90 \times 0.9242 \text{ m/s} = 0.832 \text{ m/s}$$

Velocidad lineal en la salida =  $v = V_t/2$

$$v = (0.832 \text{ m/s})/2 = 0.416 \text{ m/s}$$

Flujo volumétrico del gas en la salida =  $\dot{V}$

$$\dot{V} = \left[ \frac{62.361 \text{ m}^3 \text{ mmHg/kmol.K (398K) (0.02092 kg gs/s)}}{(1 \text{ kmol}/29.1 \text{ kg gs} + (0.1577 \text{ kg agua/kg gs}/18 \text{ kg agua/kmol}))} \right] / (640 \text{ mmHg})$$

$$\dot{V} = 0.035 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{Area} = A = \dot{V} / (v \times 0.85)$$

$$A = 0.035 \text{ m}^3/\text{s} / (0.416 \text{ m/s} \times 0.85) = 0.099 \text{ m}^2$$

Diámetro del secador: D

$$D = 2 (A/\pi)^{1/2} = 2 (0.099 \text{ m}^2/\pi)^{1/2} = 0.355 \text{ m}$$

Dejando un margen de seguridad y debido a que el tamaño estandar de plancha mas cercano corresponde al siguiente valor, se dajará para el diseño un diámetro de 0.38 metros (38 centímetros).

Cálculo del consumo de gas propano:

$$G_s = 0.02092 \text{ kg gs/s}$$

entonces el flujo másico de gas propano es:

$$\dot{m} = 0.02092 \text{ kg gs/s} \times 1 \text{ kmol propano} / (3400.58 - 121.50) \text{ kg gs} \\ \times 44 \text{ kg propano} / 1 \text{ kmol propano}$$

$$\dot{m} = 2.81 \times 10^{-4} \text{ kg propano/s (ó 2.2 libras/hora)}$$

Longitud del secador:

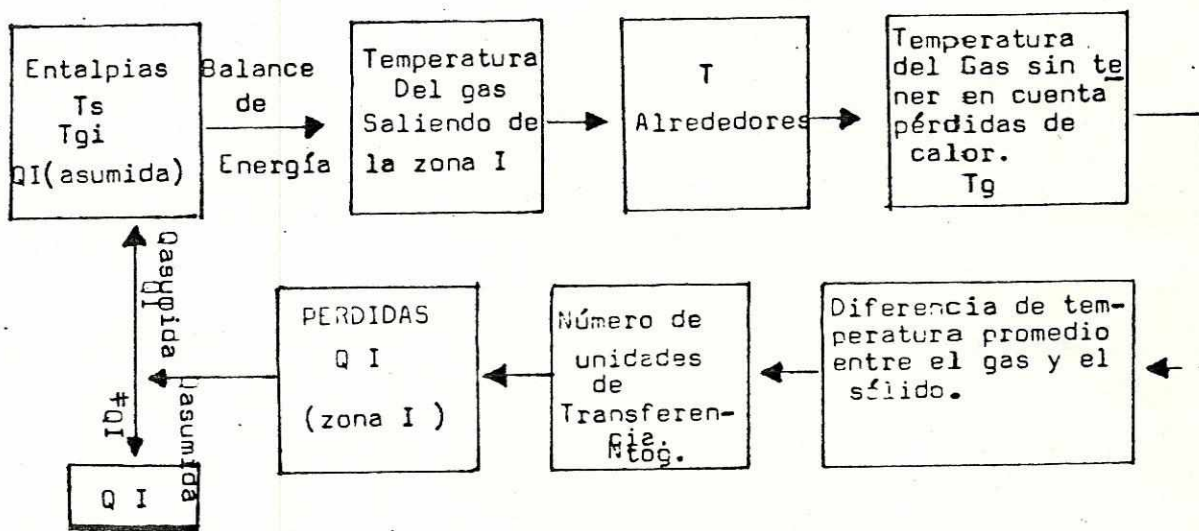
Para determinar la longitud del secador, es necesario calcular el número de unidades de transferencia Nto ; para ello se hace una división del proceso en tres zonas como lo muestra la siguiente figura, la cual presenta el perfil de temperaturas del sólido y gas a lo largo del secador rotatorio en corriente paralela:

Cálculos realizados en método de prueba y error:

Zona I:

Para las tres zonas debe determinarse el número de unidades de transferencia, y los cálculos son similares.

El siguiente diagrama de flujo ilustra el procedimiento seguido en las tres zonas para determinar dichas variables:



Capacidad térmica del gas húmedo:  $Cp'_{g1}$

$$Cp'_{g1} = Cp_{g1} + Cp_{agua} Y1$$

$$Cp'_{g1} = 1.116 \text{ kJ/kg gs.K}$$

La entalpía del sólido húmedo a la salida de la zona I es:  $H's$

1-2

$$H's_{1-2} = (Cp_{ss} + Cp_{\text{agua líquida}} \cdot X1) (\Delta T)$$

$Cp_{ss}$  = capacidad térmica del sólido seco

$\Delta T$  = temperatura de salida - temperatura de entrada

$$\Delta T = (65 - 25) \text{ grados centígrados}$$

$$H's_{1-2} = 55.43 \text{ kJ/kg ss}$$

Luego se hace un balance de energía para determinar la temperatura del gas a la salida de la zona I:  $T_{g1}$   
 Calor dado por el gas en la zona I = calor absorbido por el sólido en la zona I + pérdidas en la zona I

por lo tanto:

$$G_s \times Cp'_{g1} (500 - T_{g1}) = S_s (H's_{1-2} - 0) + 0.11 Q$$

resolviendo, se tiene:

$$T_{g1} = 439.6^\circ \text{ C}$$

Se hará otra iteración cambiando  $Cp_{g1}$  y  $Cp_{\text{agua}}$  ya que en el cálculo anterior estos se tomaron para un intervalo de temperatura de  $(500 - 25)^\circ \text{ C}$ , no siendo este el intervalo correspondiente a la zona I (los valores anteriores se tomaron solo como primera aproximación). Ahora, conociendo  $T_{g1}$ , las capacidades térmicas a utilizar son las correspondientes al intervalo de temperatura  $(500 - 439.6)^\circ \text{ C}$ :

$$Cp_{g1} = 1.100 \text{ kJ/kg gs.K}$$

$$Cp_{\text{agua}} = 2.1214 \text{ kJ/kg agua.K}$$

La capacidad térmica húmeda es:

$$1.10 \text{ kJ/kg gs.K} + 2.1214 \text{ kJ/kg agua.K} \times 0.037 \text{ kg agua/kg gs}$$

$$Cp'g1 = 1.179 \text{ kJ/kg gs.K}$$

haciendo nuevamente el balance de energía, se obtiene:

$$Tg1 = 442.9^{\circ} \text{ C}$$

Haciendo otra iteración sustituyendo las capacidades térmicas por las correspondientes al nuevo intervalo de temperatura, se obtiene nuevamente:

$$Tg1 = 442.9^{\circ} \text{ C}$$

Cálculo de la diferencia promedio de temperatura entre el gas y el medio :  $\Delta T$  alrededores

$$\Delta T \text{ alrededores} = [(Tg - Ta) + (Tg1 - Ta)]/2$$

$Tg$  = temperatura del gas entrando a la zona I

$Tg1$  = temperatura del gas saliendo de la zona I

$Ta$  = temperatura ambiente

$$\Delta T \text{ alrededores} = [(500 - 25)^{\circ} \text{ C} + (442.9 - 25)^{\circ} \text{ C}]/2$$

$$\Delta T \text{ alrededores} = 446.5^{\circ} \text{ C}$$

Cálculo de el cambio en temperatura del gas en la zona I sin tomar en cuenta pérdidas de calor:  $\Delta T'g$

$$\Delta T'g = [Ss \times (H's_{1-2} - 0)]/[Gs \times Cp'g1]$$

sustituyendo:

$$\Delta T'g = 53.5^{\circ} \text{ C}$$

Cálculo de la diferencia de temperatura promedio entre el gas y el sólido:  $\Delta T_m$

$$\Delta T_m = [(T_g - T_s) + (T_{g1} - T_{s1})] / 2$$
$$\Delta T_m = [(500 - 25)^\circ \text{C} + (442.9 - 65)^\circ \text{C}] / 2$$
$$\Delta T_m = 426.5^\circ \text{C}$$

El numero de unidades de transferencia:  $N_{tog}$  viene dado por la siguiente ecuación:

$$N_{tog} = \Delta T'g / \Delta T_m = 53.5^\circ \text{C} / 426.5^\circ \text{C} = 0.125$$

Pérdidas en la zona I:

$$Q_I = k N_{tog} \times \Delta T \text{ alrededores}$$

$$Q_I = 0.125 \times 426.1 k = 53.3 k$$

donde  $k$  es la constante de proporcionalidad

Zona III:

Siguiendo el mismo procedimiento que para la zona I, se tiene:

Capacidad térmica del gas húmedo: ( $C_p'g_3$ )

$$C_p'g_3 = 1.267 \text{ kJ/kg gs.K}$$

Entalpía del sólido humedo en la entrada de la zona III

$$= H'_{s_{2-3}}$$

$$H'_{s_{2-3}} = [0.921 \text{ kJ/kg ss.K} + 0.00503 \text{ kg agua/kg ss} \times 4.187 \text{ kJ/kg agua}] \times [65 - 25]^\circ \text{C}$$

$$H'_{s_{2-3}} = 37.68 \text{ kJ/kg ss}$$

Haciendo el balance de energía:

$$\begin{aligned} &0.02092 \text{ kg gs/s} \times 1.267 \text{ kJ/kg gs.K} (T_{g2} - 125)^{\circ} \text{C} = \\ &0.0238 \text{ kg ss/s} [80.08 - 37.68] \text{ kJ/kg ss} + 0.16 \times \\ &0.8169 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

resolviendo:

$$T_{g2} = 168.0^{\circ} \text{C}$$

Realizando otra iteración sustituyendo por las capacidades correspondientes al intervalo de temperatura  $(168 - 125)^{\circ} \text{C}$ , se tiene:

$$C_p \text{ g3} = 1.044 \text{ kJ/kg gs.K}$$

$$C_p \text{ agua} = 1.940 \text{ kJ/kg agua.K}$$

$$C_p' \text{ g3} = 1.350 \text{ kJ/kg gs.K}$$

Haciendo el balance de energía:

$$T_{g2} = 165.4^{\circ} \text{C}$$

Realizando una nueva iteración, se obtiene nuevamente:

$$T_{g2} = 165.4^{\circ} \text{C}$$

$$\Delta T \text{ alrededores} = 120.2^{\circ} \text{C}$$

$$\Delta T' \text{ g} = 35.7^{\circ} \text{C}$$

$$\Delta T_m = 57.7^{\circ} \text{C}$$

$$N_{\text{tog}} = \Delta T' \text{ g} / \Delta T_m = 35.7^{\circ} \text{C} / 57.7^{\circ} \text{C} = 0.619$$

$$Q_{III} = 0.619 \times 120.2 \text{ k} = 74.4 \text{ k}$$

Zona II:

Capacidad térmica promedio para el gas húmedo,  $Cp'g2$  es:

$$Cp'g2 = ([1.179 + 1.350] \text{ kJ/kg gs.K}) / 2$$

$$Cp'g2 = 1.265 \text{ kJ/kg gs.K}$$

El cambio verdadero en temperatura de gas ( $\Delta Tg$ ) es:

$$\Delta Tg = [442.9 - 165.4] \text{ }^{\circ}\text{C} = 277.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

El cambio de temperatura resultante de pérdidas de calor

( $\Delta T$  pérdidas) es:

$$\Delta T \text{ pérdidas} = [\% \text{ de pérdidas zona II} \times Q] / [Gg \times Cp'g2]$$

$$\Delta T \text{ pérdidas} = [0.73 \times 0.8169 \text{ kJ/s}] / [0.2092 \text{ kg gs/s} \times 1.265 \text{ kJ/kg gs. }^{\circ}\text{C}]$$

$$\Delta T \text{ pérdidas} = 22.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Luego  $\Delta T'g$  resultante de la transferencia de calor al sólido es:

$$\Delta T'g = \Delta Tg - \Delta T \text{ pérdidas}$$

$$\Delta T'g = [277.5 - 22.5] \text{ }^{\circ}\text{C} = 255.0 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta Tm = [(Tg1 - Ts1) - (Tg2 - Ts2)] /$$

$$\ln [(Tg1 - Ts1) / (Tg2 - Ts2)]$$

donde:

$Tg1$  = temperatura de gas entrando a zona II

$Tg2$  = temperatura de gas saliendo de zona II

$Ts1$  = temperatura de sólido entrando a zona II

$Ts2$  = temperatura de sólido saliendo de zona II

$$\Delta Tm = 209.4 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$N_{tog} = \Delta T'g / \Delta T_m = 255.0^{\circ}C / 209.4^{\circ}C = 1.218$$

$$\Delta T \text{ alrededores} = [(442.9 - 25)^{\circ}C + (165.4 - 25.0)^{\circ}C] / 2$$

$$\Delta T \text{ alrededores} = 279.2^{\circ}C$$

$$Q_{II} = 1.218 \times 279.2 \text{ k} = 340.1 \text{ k}$$

Pérdidas totales:

$$\sum Q = k \times [53.3 + 74.4 + 340.1] = 467.8 \text{ k}$$

Porcentaje de pérdidas en cada zona:

$$\text{zona I : } \%Q = 53.3/467.8 = 11.4\%$$

$$\text{zona II : } \%Q = 72.7\%$$

$$\text{zona III: } \%Q = 15.9\%$$

Los resultados son muy similares a la iteración anterior, (no mostrada aquí) y una nueva iteración no produce mayores cambios.

Número total de unidades de transferencia:

$$N_{tog} \text{ (total)} = 0.125 + 0.619 + 1.218 = 1.962$$

Se ha encontrado empíricamente que secadores rotatorios son operados más económicamente para un intervalo de  $N_{tog}$  entre 1.5 y 2.5. Comparando se nota que el resultado obtenido, se encuentra en este intervalo.

Con este valor, se puede entonces calcular la longitud del secador:

Para obtener una ecuación que permita calcular la longitud del secador, se hizo la siguiente derivación:

Considerando solo transferencia de calor del gas y despreciando cualquier transferencia de calor entre el sólido y el secador, se puede igualar la pérdida en calor del gas  $Q_g$  a aquella que es transferida al sólido "q" y a las pérdidas. Para una longitud diferencial del secador  $dz$ , se tiene:

$$dQ_g = dq + dQ$$

arreglando:

$$dq = dQ_g - dQ = U dS (T_g - T_s) = U a (T_g - T_s) dz$$

donde:

$U$  = coeficiente global de transferencia de calor entre el gas y el sólido

$T_g - T_s$  = diferencia de temperatura para transferencia de calor (entre el gas y el sólido)

$S$  = superficie interfacial/sección transversal del secador

$a$  = superficie interfacial/volumen del secador

entonces:

$$dq = G_s C_s dT'_g = U a (T_g - T_s) dz$$

donde  $dT'_g$  es la caída de temperatura experimentada por el gas como resultado de la transferencia de calor al sólido excluyendo pérdidas. Y  $C_s$  es el calor húmedo.

como:

$$dN_{tog} = dT'_g / (T_g - T_s), \text{ entonces } dN_{tog} = U a dz / (G_s C_s)$$

y si el coeficiente de transferencia de calor es constante:

$$N_{tog} = \Delta T'_g / \Delta T_m = z / H_{tog}$$

Y:  $H_{tog} = G_s \times C_s / U_a$

donde:

$N_{tog}$  = número de unidades de transferencia

$H_{tog}$  = longitud de una unidad de transferencia de calor

$\Delta T'_g$  = cambio en la temperatura del gas debido a la transferencia de calor al sólido solamente.

$\Delta T_m$  = diferencia de temperatura promedio entre el gas y el sólido

La superficie del sólido expuesta al gas, no puede ser medida convenientemente así que el grupo  $U_{xa}$  debe ser considerado junto.

En la ausencia de datos experimentales, como es el caso durante la etapa de diseño, se recomienda el uso de la siguiente ecuación en unidades del sistema internacional:

$$U_{xa} = 237 G^{0.67} / D$$

D = diámetro del secador

Con estas ecuaciones se calcula entonces la longitud del secador:

flujo másico de gas y sólido por unidad de área:  $G_s$  y

$S_s$ :

$$\text{Area} = A = \pi D^2 / 4 = \pi (0.38\text{m})^2 / 4 = 0.113 \text{ m}^2$$

$$G_s = (0.02092 \text{ kg gs/s}) / (0.113 \text{ m}^2) = 0.185 \text{ kg gs/m}^2 \text{ s}$$

$$Ss = (0.02380 \text{ Kg ss/s}) / (0.113 \text{ m}^2) = 0.211 \text{ kg ss/m}^2 \text{ s}$$

Velocidad de flujo de gas húmedo: G

$$G = Gs + Gs \times Y \text{ promedio} = Gs \times (1 + Y \text{ promedio})$$

$$G = 0.2030 \text{ kg gh/m}^2 \text{ s}$$

$$Uxa = 237 (0.2030)^{0.67} / 0.38 = 214.28 \text{ w/m}^3 \text{ K}$$

$$Htog = Gs \text{ Cs} / Uxa = [0.185 \text{ kg gs/m}^2 \text{ s} \times 1265 \text{ j/kg.K}] / 214.28 \text{ w/m}^3 \text{ K}$$

$$Htog = 1.09 \text{ metros}$$

finalmente la longitud del secador es:

$$z = Ntog \times Htog = 1.962 \times 1.092 = 2.14 \text{ metros}$$

Es necesario dejar un margen de seguridad a la longitud del secador por lo que la longitud de diseño será 2.44 metros. Esta longitud corresponde al tamaño estandar de la plancha de acero inoxidable más cercana y superior a 2.14 metros.

La relación z/D (longitud/diámetro) es:  $2.44/0.38 = 6.4$ . Esta razón se encuentra dentro del intervalo que como regla gruesa se considera más eficiente (este intervalo es entre 4 y 10)

#### Cálculo del tiempo de retención:

El tiempo de retención del sólido en el secador debe ser igual al tiempo requerido de secado para eliminar el porcentaje de humedad deseado.

La fracción volumétrica del sólido está definida como la fracción del volumen del secador ocupada por el sólido en cualquier instante. Y el tiempo de retención ( $\theta$ ) puede calcularse en función de esta fracción según la siguiente ecuación:

$$\theta = [ \phi_0 z \pi (D^2)/4 ] / [ (S_s/\rho_s) \pi (D^2)/4 ]$$

$$\theta = z \phi_0 \rho_s / S_s \quad (a)$$

donde:

$S_s / \rho_s$  = velocidad de alimentación volumétrica / area transversal del secador

$S_s$  = flujo másico de sólido seco ( $\text{kg/m}^2 \text{s}$ )

$\rho_s$  = densidad del sólido seco

$z$  = longitud del secador

$D$  = diámetro del secador

Friedman y Marshall encontraron que la fracción volumétrica de un gran número de sólidos bajo una gran variedad de condiciones de operación típicas puede ser expresado como:

$$\phi_0 = \phi_{00} - K G \quad (b)$$

donde  $\phi_{00}$  es la fracción volumétrica sin flujo de gas y  $K G$  es la corrección por la influencia de la velocidad de gas ( $G$  es masa/area.tiempo) y el signo menos es debido a que la operación es en corriente paralela.

puede encontrarse por la siguiente ecuación:

$$\phi_{0.0} = 0.3344 S_s / \rho_s (N^{0.9}) D s \quad (c)$$

donde:

s = inclinación del secador , m/m

N = velocidad rotacional, rev/s

D = diámetro del secador

la constante K depende de las propiedades del sólido y puede calcularse mediante la siguiente ecuación:

$$K = [0.06085 / (\rho_s (dp)^{1/2})]$$

donde dp es el diámetro promedio de partícula.

dp = 525 micrómetros

$$\rho_s = 2000 \text{ kg arena/m}^3$$

$$K = 0.6085 / (2000 \times (525 \times 10^{-6} \text{ m})^{1/2}) = 0.013$$

Cálculo de N (velocidad rotacional del secador) a partir de la velocidad periférica.

Se recomienda para, secadores rotatorios, velocidades periféricas entre 0.2 y 0.5 m/s. Cuando se trabaja con arena se recomienda una velocidad periférica de 0.25 m/s. Por lo tanto la velocidad rotacional es:

$$N = 0.25 \text{ m/s} (1 \text{ rev}/\pi D) (60 \text{ s}/1 \text{ min})$$

$$N = (0.25\text{m/s}) \text{ 1rev}/(\pi \times 0.38) (60\text{s}/1\text{min})$$

$$N = 12.6 \text{ rev/min } (0.21 \text{ rev/s})$$

Para calcular el tiempo de retención y la inclinación del secador, se asume una fracción volumétrica igual a 0.05, el cual es un valor normalmente asumido para el tipo de secador, y las condiciones que se tienen.

sustituyendo en la ecuación b :

$$\phi_{oo} = 0.05 + K G = 0.05 + 0.013 \times 0.2030 = 0.053$$

y de la ecuación (c) se calcula la inclinación:

$$s = 0.3344 S_s / (\phi_{oo} \rho_s (N^{0.9}) D)$$

$$s = 0.3344 \times 0.211 / (0.053 \times 2000 (0.21)^{0.9}) \quad (0.38)$$

$$s = 0.0072 \text{ m/m } (\text{o } 0.72 \text{ cm/m de secador})$$

$$\text{inclinación total} = 0.72 \text{ cm/m} \times 2.44\text{m} = 1.76 \text{ cm}$$

finalmente sustituyendo en la siguiente ecuación, se calcula el tiempo de retención:

$$\theta = z \phi_{oo} \rho_s / S_s$$

$$\theta = (2.44\text{m} \times 0.05 \times 2000\text{kg/m}^3) / 0.211\text{kg ss/m}^2\text{s}$$

$$\theta = 1156.45 \text{ segundos } (19.3 \text{ minutos})$$

DISEÑO DEL EQUIPO AUXILIAR :

A continuación se lista las secciones principales de diseño de equipo auxiliar

- .- Tornillo de alimentación ✓
- .- Potencia necesaria para mover el tornillo de alimentación ✓
- .- Ciclón ✕
- .- Caída de presión en el ciclón ✕
- .- Paletas en el cilindro del secador ✓
- .- Ventilador ✓
- .- Quemador
- .- Cámara de combustión y cámara de mezcla de gases
- .- Material de construcción
- .- Potencia necesaria para mover el cilindro

Cálculo del tornillo de alimentación:

Para alimentar el flujo de arena propuesto, se colocará un tornillo de 0.0508 m (2 pulgadas) de diámetro y una separación entre caras (paso) de 0.0508 m

Densidad de alimentación:

$$\text{densidad del agua} = 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{densidad de la arena} = 2000 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{densidad promedio} = 1 / [0.1/1000\text{kg/m}^3 + 0.9/2000\text{kg/m}^3]$$

$$\text{densidad promedio} = 1818 \text{ kg/m}^3$$

Area transversal cubierta por el material:

Como un promedio se asumirá que el tornillo de alimentación estará lleno hasta un 25% del area efectiva

Area efectiva = area total - area del eje

diámetro del eje del tornillo =  $d = .0248 \text{ m}$

$$\text{area efectiva} = \pi (0.0508)^2 / 4 - \pi (0.0248)^2 / 4$$

$$\text{area efectiva} = 0.001545 \text{ m}^2$$

$$\text{area} = 0.25 \times \text{area efectiva} = 0.000387 \text{ m}^2$$

velocidad lineal:

$$v = 0.0266 \text{ kg/s} \times 1 \text{ m}^3 / 1818 \text{ kg} \times 1 / 0.000387 \text{ m}^2$$

$$v = 0.0378 \text{ m/s}$$

Revoluciones por minuto:

$$\text{velocidad rotacional} = 0.0378\text{m/s} \times 1\text{rev}/0.0508\text{m} \times 60\text{s}/\text{min}$$

velocidad rotacional = 44.6 rev/min (0.744 rev/s)

Potencia necesaria para mover el tornillo:

La potencia requerida para mover el tornillo , tiene dos componentes : La necesaria para impulsar el tornillo en vacío y la que se requiere para el desplazamiento del material. La primera componente es función de la longitud del transportador, peso, la velocidad de rotación y la fricción en los cojinetes. La segunda es función del peso total del material transportado por unidad de tiempo, la longitud del recorrido, la profundidad a la que se carga el canal y de la fricción interna y fricción sobre el metal del material transportado:

Potencia total = (Pot vacío + Pot material) Fo / e

Fo = factor de sobrecarga = 2

e = eficiencia = 0.5

Pot vacío =  $745.5 \times 130 \text{ L N Fd Fb} / 10^6$

Pot material =  $745.5 \times 26000 \text{ L C W Fm Ff Fp} / 10^6$

L = longitud alimentador = 0.46 m

N = velocidad rotacional = 44.6 rpm

Fd = diámetro del tornillo . Fx (Fx = 3 para diámetros menores que 0.3 metros)

Fd =  $0.05 \times 3 = 0.15$

Fb = factor de cojinete ( Fb = 2 para cojinetes suaves)

velocidad rotacional = 44.6 rev/min (0.744 rev/s)

Potencia necesaria para mover el tornillo:

La potencia requerida para mover el tornillo , tiene dos componentes : La necesaria para impulsar el tornillo en vacío y la que se requiere para el desplazamiento del material. La primera componente es función de la longitud del transportador, peso, la velocidad de rotación y la fricción en los cojinetes. La segunda es función del peso total del material transportado por unidad de tiempo, la longitud del recorrido, la profundidad a la que se carga el canal y de la fricción interna y fricción sobre el metal del material transportado:

Potencia total = (Pot vacío + Pot material)  $F_o$  / e

$F_o$  = factor de sobrecarga = 2

e = eficiencia = 0.5

Pot vacío =  $745.5 \times 130 L N F_d F_b / 10^6$

Pot material =  $745.5 \times 26000 L C W F_m F_f F_p / 10^6$

L = longitud alimentador = 0.46 m

N = velocidad rotacional = 44.6 rpm

$F_d$  = diámetro del tornillo .  $F_x$  ( $F_x = 3$  para diámetros menores que 0.3 metros)

$F_d = 0.05 \times 3 = 0.15$

$F_b$  = factor de cojinete (  $F_b = 2$  para cojinetes suaves)

$C = \text{capacidad} = 1.464 \times 10^{-5} \text{ m}^3 / \text{s}$

$W = \text{densidad del material} = 1818 \text{ kg/m}^3$

$F_m = \text{factor de material} = 4 \text{ para arena húmeda}$

$F_f = \text{factor "flight"} : \text{varía de 1 a 2}$

$F_p = \text{factor "paleta"} : \text{varía de 1 a 2}$

Los últimos dos factores se tomarán igual a 2 para guardar una posición conservadora.

sustituyendo:

Pot vacío =  $0.6 w$  (0.0008028 hp)

Pot material =  $3.8 w$  (0.005 hp)

Pot total =  $(0.6 + 3.8) w / 0.5$

Pot total =  $17.6 w$  (0.024 hp)

Dado que un motor de esta potencia, es difícilmente encontrado en el mercado, se colocará un motor de 62.2 watts (1/12 hp).

#### Diseño del ciclón:

La velocidad lineal en la entrada al ciclón es un factor muy importante en el diseño de éste, por lo que su valor determinará, dado un flujo de gas, las dimensiones del ciclón. El intervalo de velocidad de entrada al ciclón recomendado para operación de ciclones es entre 15 y 25 m/s (50 y 80 pies/s). Una velocidad menor no produciría asentamiento del sólido y una mayor produciría una caída de presión excesiva. Debido a lo

anterior, y a los diferentes materiales que se secarán en el laboratorio, se asumirá una velocidad de: 15.24 m/s (50 pies por segundo)

Flujo volumétrico:

Asumiendo que la temperatura del gas disminuye en 10 grados desde la salida del cilindro a la entrada del ciclón, se tiene:

$$\dot{V} (125^{\circ} \text{C}) = 0.035 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\dot{V} (115^{\circ} \text{C}) = 0.035 \text{ m}^3 / \text{s} \times (388\text{K}/398\text{K}) = 0.0341 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Area del tubo rectangular de entrada al ciclón:

$$\text{Area} = A = (0.0341 \text{ m}^3 / \text{s}) / (15.24 \text{ m/s}) = 2.24 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Tomando en cuenta que eventualmente se trabajará con flujos mayores que el actual, se dejará un margen del 30% en el area del tubo de entrada al ciclón, por lo tanto:  $\text{area} = 0.00224 \times 1.3 = 0.0029 \text{ m}^2$

y siguiendo el diseño típico de un ciclón, donde todas sus dimensiones están en función del ancho del tubo rectangular en la entrada se tiene:

(para mayor ilustración ver diagrama)

El tubo de entrada debe cumplir con la ecuación:

$$Bc = Hc/2$$

donde:

$B_c$  = ancho del tubo rectangular en la entrada  
 $H_c$  = altura del tubo rectangular en la entrada

$$\text{Area} = B_c \times H_c = 0.0029 \text{ m}^2$$

entonces:

$$H_c = 0.076 \text{ m (3 pulgadas)}$$

$$B_c = 0.038 \text{ m (1.5 pulgadas)}$$

$D_c$  = diámetro del cuerpo  
del ciclón =  $2 H_c$

$$D_c = 2 (0.076 \text{ m}) = 0.152 \text{ m}$$

$L_c$  = altura del cilindro

$$L_c = 2 D_c$$

$$L_c = 2 \times 0.152 \text{ m} = 0.304 \text{ m}$$

$H_t$  = altura total de ciclón

$$H_t = 4 D_c$$

$$H_t = 4 \times 0.152 \text{ m} = 0.608 \text{ m}$$

$D_e$  = diámetro del ducto  
de salida del gas

$$D_e = D_c / 2$$

$$D_e = 0.152 \text{ m} / 2 = 0.076 \text{ m}$$

$S$  = longitud del ducto de salida =  $0.625 \times D_c$

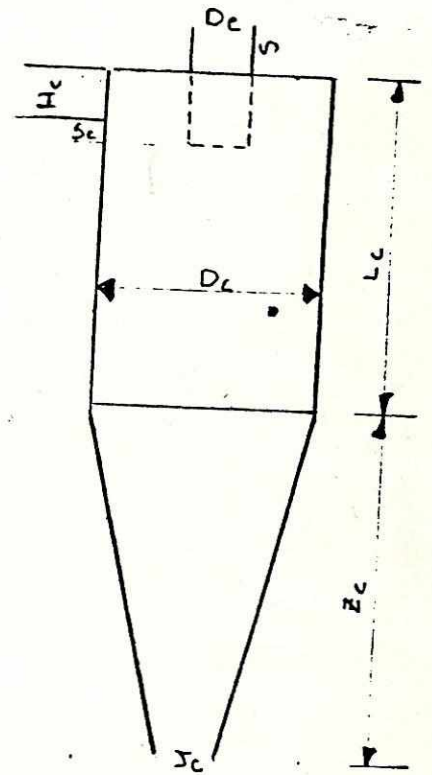
$$S = 0.625 \times 0.152 \text{ m} = 0.095 \text{ m}$$

$J_c$  = diámetro del tubo donde sale el sólido =  $D_c / 4$

$$J_c = 0.152 \text{ m} / 4 = 0.038 \text{ m}$$

$Z_c$  = longitud del cono =  $2 D_c = 0.304 \text{ m}$

$Sc$  = sección del tubo de salida del gas que se encuentra



abajo del tubo de entrada =  $D_c/8$

$$S_c = 0.152 \text{ m} / 8 = 0.019 \text{ m}$$

Caída de presión en el ciclón:

Las correlaciones para predicciones de la caída de presión en ciclones, han sido en su mayoría empíricas. Shepherd y Lapple presentan una forma simple de calcularla con una precisión comparable a las correlaciones más complejas:

$$\Delta P = 0.002 \rho_f v^2 N_h$$

donde:

$\Delta P$  = caída de presión (Pascales)

$v$  = velocidad lineal de entrada (metros / segundo)

$\rho_f$  = densidad del fluido ( $\text{kg/m}^3$ )

$N_h$  = número de cabezas de velocidad

$$N_h = k (H_c \times B_c) / D_e^2$$

donde  $k$  se debe a la presencia o ausencia de la guía en la entrada. Cuando no existe esta guía,  $k = 16$

$$H_c = 0.076 \text{ m}$$

$$B_c = 0.038 \text{ m}$$

$$D_e = 0.076 \text{ m}$$

$$N_h = 8.0$$

$$\rho_s = G_s / \dot{V} = (0.0242 \text{ kg gh/s}) / (0.0341 \text{ m}^3/\text{s})$$

$$\rho_s = 0.710 \text{ kg/m}^3 (0.044 \text{ lbm/ft}^3)$$

$v = 24.4 \text{ m/s (80 p/s)}$  (se utilizará esta velocidad lineal en el cálculo debido a que si eventualmente se requiere trabajar con otras velocidades, el ventilador sea capaz de vencer la caída de presión debida a velocidades de entrada al ciclón mayores a la de diseño. por lo tanto:

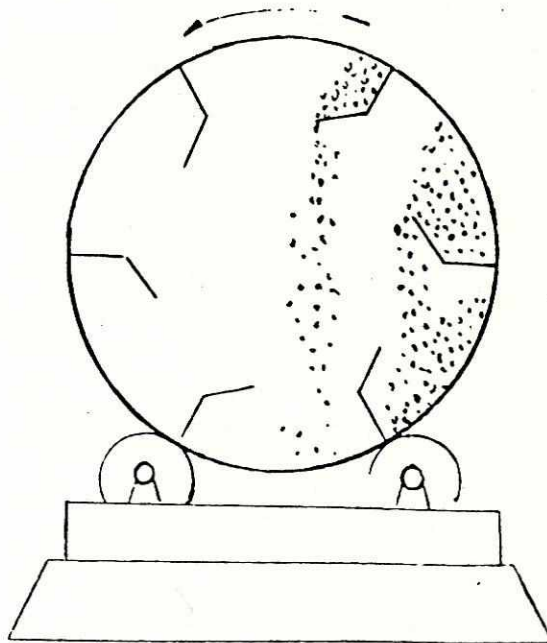
$$\Delta P = 0.002 \times 0.71 \text{ kg/m}^3 \times (24.4 \text{ m/s})^2 \times 8.0$$

$$\Delta P = 1695 \text{ Pascales (6.8 pulgadas de agua)}$$

#### Paletas en el cilindro del secador

El cilindro está equipado con paletas en su interior para levantar y distribuir el sólido a través de la corriente de vapor. Para asegurar cortinas uniformes de sólido en el gas se sigue la regla gruesa: No. de paletas =  $15 \times D$  (donde  $D$  es el diámetro en metros) o sea que el No. de paletas =  $15 \times 0.38 = 5.7$  paletas o 6 paletas. También como regla gruesa, las paletas deben extenderse desde la pared una distancia de 12% del diámetro o sea:  $0.12 \times 0.38 = 0.046$  metros (cerca de 5 centímetros).

El siguiente diagrama presenta un corte transversal del cilindro que muestra la distribución de las paletas en el mismo



En los primeros 20 centímetros del cilindro empezando inmediatamente después de la alimentación, se colocarán paletas en forma de espiral para acelerar el flujo hacia adelante y lograr una buena distribución de la alimentación.

Para evitar paso de producto seco hacia la salida del gas al final del cilindro y para tener un efecto de empuje sobre el sólido hacia afuera, 30 cm antes del final del cilindro se colocarán nuevamente paletas en forma de espiral.

Las paletas en el centro del cilindro, serán rectas a lo largo del mismo con una sección inclinada a 45 grados para crear un mejor levantamiento del material

(no se usa un mayor ángulo para evitar que el material se acumule en las paletas principalmente cuando este es pegajoso).

Por lo tanto las dimensiones de estas paletas serán de 3 centímetros en la parte recta (perpendicular al cilindro) y 3 centímetros en la parte inclinada a 45 grados.

#### Ventilador:

Caída de presión a través del secador:

La mayor caída de presión a través del secador es la que se da en el ciclón (1700 Pascales). La caída de presión en el cuerpo del secador, es muy pequeña comparada con la anterior.

Además de la caída de presión en el ciclón y en el cuerpo del secador, también hay pérdidas a través de la salida del sólido, y otras pérdidas a través de los empaques. Tomando en cuenta todas las pérdidas y dejando un margen de seguridad, se tendrá una caída de presión máxima de 2490 pascales (10 pulgadas de agua).

El tipo de ventilador debe seleccionarse tomando en cuenta el flujo que se manejará, la caída de presión que se requiere, el tipo de polvo, y la temperatura del fluido. Debido a su simplicidad, y alta resistencia, el

ventilador que mayor satisface los requerimientos mencionados para el caso actual, es un ventilador centrífugo con álabes radiales rectos. Estos toleran temperaturas hasta 550 grados centígrados. según sea el material de construcción, trabajan con caídas de presión hasta de 5000 Pa, y finalmente pueden manejar un amplio intervalo de flujos, según las medidas del ventilador.

Los álabes tendrán las siguientes dimensiones: largo = 0.2 m, ancho = 0.085m y 0.03m en cada extremo respectivamente. (para mayor detalle, ver el esquema del rotor del ventilador que se muestra en la sección de dibujos de diseño)

Potencia requerida para mover el ventilador:

La potencia de aire del ventilador está dado por:

$$\text{Pot aire} = [Q \times \Delta P] / 1.03$$

$$Q = \text{flujo (m}^3/\text{s)} = 0.0341 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\Delta P = 2490 \text{ Pa (10 pulgadas de agua)}$$

$$\text{Pot aire} = 82.06 \text{ watts (0.11 hp)}$$

El intervalo de eficiencia de operación para estos ventiladores es de 40 a 70%. Entonces asumiendo una eficiencia (conservadora) del 40%:

$$\text{Pot del motor} = \text{Pot del aire} / \text{eficiencia} = 82.06 \text{ w} / 0.40$$

$$\text{Pot del motor} = 205.15 \text{ w (0.28 hp)}$$

Ya que eventualmente se trabajará con flujos mayores al de diseño, se colocará un motor de 1/2 caballo. (373 W)

Para que sea posible variar el flujo de aire entrando al secador, se acloplará el ventilador al motor por medio de fajas y poleas. El eje del ventilador tendrá acunado un juego de tres poleas de diferente tamaño de tal manera que permita trabajar con 3 diferentes flujos de aire. Por otro lado, al inicio del secador, se colocará dos platos, uno de ellos con agujeros lo que permitirá también variar el flujo de aire.

#### Diseño del quemador:

Para lograr una buena mezcla del gas propano con el aire de combustión, el flujo de gases en el quemador será dirigido a un estrangulamiento por medio de una longitud corta de tubo recto que se conecta en cualquiera de los extremos de la tubería por medio de secciones cónicas.

El diámetro de la boquilla se obtiene a partir de de la caída de presión a través de esta y del consumo de gas propano según la siguiente ecuación:

$$W = 3.67 C d^2 (h \xi^2)^{1/2}$$

donde:

W = consumo, kg/s

C = coeficiente de flujo para un orificio

d = diámetro de la boquilla

h = caída de presión expresada como cabeza de presión, m

$\rho$  = densidad del fluido

$$W \text{ propano} = 2.81 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$$

A partir del número de Reynolds corriente arriba se obtiene "C":

$$\text{Número de Reynolds} = 3300$$

Obtenido el número de Reynolds y leyendo en la gráfica de la revista Chemical Engineering del 3 de Febrero de 1975 en la página número 73 se obtiene el valor de C:

$$\text{por lo tanto : } C = 0.6$$

$$h = \Delta P (gc/g) (1/\rho)$$

$\Delta P$  = caída de presión a través de la boquilla

$$P1 = 87046 \text{ Pa}$$

$$P2 = 85370 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = P1 - P2 = 1676 \text{ Pa}$$

gc = constante dimensional,  $1 \text{ Kg m} / \text{N s}^2$

$$g = 9.8 \text{ m/s}^2$$

$$\rho = \text{densidad} = 18.75 \text{ kg/m}^3$$

sustituyendo se obtiene:

$$h = 9.12 \text{ m}$$

finalmente sustituyendo en la ecuación (1):

$$d = 1.5 \times 10^{-3} \text{ m (1.5 mm)}$$

Una vez obtenido el diámetro del estrangulamiento (0.0015 m) se define que con sencillas modificaciones, y tomando en cuenta la economía que se logrará, un mechero bunsen de alta capacidad satisficará completamente dichos requerimientos.

Las modificaciones necesarias son primero agrandarle el estrangulamiento a 1.5 mm, y luego, hacerle una estructura adecuada para poder adaptarlo.

#### Cámara de combustión y Cámara de mezcla de gases:

Para permitir una buena mezcla entre los gases de combustión y el aire de enfriamiento, estas zonas tendrán una longitud de 50 centímetros (distancia desde el quemador hasta antes del cuerpo del secador).

#### Aire de enfriamiento de gases:

El aire de enfriamiento de los gases, entrará al inicio del secador a través de un disco con agujeros para permitir una graduación en el volumen de aire

entrando.

Material de construcción:

Se necesita un material que resista la corrosión y temperaturas de, por lo menos, 500 grados centígrados, por lo que se escogió acero inoxidable 304 de 1/16 de pulgada de espesor.

Todas las partes principales y auxiliares del secador se harán con este material, y la estructura que sostiene al secador será de hierro.

Cálculo de la potencia del motor que moverá al cilindro:

$$\text{Pot(kw)} = 4.5 \times 10^{-4} \text{ Wt Vr} + 1.2 \times 10^{-4} \text{ B Ds Fr Nr}$$

donde:

Wt = peso total de las partes que rotan

Vr = velocidad periférica = 0.45 m/s

B = fracción de masa, kg

Ds = diámetro del secador = 0.38 m

Nr = velocidad rotacional = 50 rev/min

aunque la velocidad rotacional de diseño es 12.6 rev/min, para el cálculo de potencia se utilizará una velocidad rotacional igual a 50 rev/min, considerando que ésta será la velocidad de rotación máxima a la que, eventualmente, trabajará el cilindro.

Fr = número promedio de levantamientos por revolución

densidad del acero inoxidable =  $7900 \text{ kg/m}^3$

volumen de acero inoxidable =  $4.73 \times 10^{-3} \text{ m}^3$

peso del cilindro =  $82.25 \text{ lbm} \times 1 \text{ kg} / 2.2 \text{ lbm} = 37.4 \text{ kg}$

peso de las paletas =  $11 \text{ kg}$

$W_t = \text{peso del cilindro} + \text{peso de las paletas}$

$W_t = 37.4 \text{ kg} + 11 \text{ kg} = 48.4 \text{ kg}$

tiempo de retención =  $1156 \text{ segundos}$

flujo másico =  $0.0238 \text{ kg/s}$

entonces:

$B = 1156 \text{ s} \times 0.0238 \text{ kg/s} = 27.5 \text{ kg}$

$Fr = 2 \text{ levantamientos/revolución}$

por lo tanto:

$Pot(kw) = 4.5 \times 10^{-4} \times 48.4 \text{ kg} \times 0.45 \text{ m/s} + 1.2 \times 10^{-4} \times 27.5 \text{ kg} \times 0.38 \text{ m} \times 2 \times 50 \text{ rev/min}$

$Pot(w) = 0.135 \text{ kw} \times 1000 \text{ w/1 kw} = 135 \text{ watts} (0.18 \text{ hp})$

Tomando en cuenta la eficiencia, la fricción que habrá entre las partes móviles y las fijas, y los casos cuando se requiera trabajar a una mayor capacidad, el motor a colocar tendrá una potencia de  $1/3$  de caballo ( $248.7 \text{ W}$ ), y se utilizarán poleas para la transmisión de movimiento, por lo que si, eventualmente, se desea variar la velocidad de rotación del cilindro, sólo será necesario cambiar una o ambas poleas, según sea el caso.

## VI. DETALLES DE LOS CAMBIOS QUE DEBIERON EFECTUARSE AL SECADOR DURANTE Y DESPUES DE SU CONSTRUCCION

Esta sección detalla y justifica los cambios que hubo necesidad de hacerle al equipo para obtener un funcionamiento óptimo y de esta manera cumpliera con los requerimientos para los cuales fue diseñado.

seguidamente se lista las partes del sistema que requirieron algún cambio y luego se discute los motivos o razones de tales cambios.

### VENTILADOR

Inicialmente en el diseño, el ventilador se encontraba al final del equipo, después del ciclón. Esto mostró problemas cuando se ensayó el equipo en el taller de construcción, ya que el ventilador no estaba succionando aire por la entrada de este en la cámara de combustión, sino que en su mayoría lo estaba haciendo por el tubo de descarga del ciclón, lugar donde debió colocarse una válvula para evitar el problema, y no fue colocada por no haber sido especificada en el diseño. Sin embargo, se corrigió temporalmente colocando una bolsa de manta improvisada que a la vez sirve como filtro, y se resolvió también cambiar el ventilador de posición, colocándolo en la sección entre la cámara de descarga y el ciclón, lo que corrigió el problema

totalmente.

Debido a que inicialmente el ventilador estaba al final de equipo, se decidió que este sería construido de hierro negro. Sin embargo cuando se cambió de lugar, este estaría en contacto no solo con aire caliente, sino también con el material de secado, por lo que se consideró la posibilidad de construirlo de acero inoxidable. Tomando en cuenta que el polvo del arena no es corrosivo y que el ventilador ya estaba construido, se decidió que se utilizaría el mismo y se cubriría con una resina epóxica, lo que evitaría problemas de corrosión cuando el equipo se trabaje con materiales corrosivos, y también problemas de abrasión.

#### ESPIRAL EN CAMARA DE COMBUSTION

Esto no había sido considerado cuando se elaboró el diseño por lo que no está descrito en el desarrollo del mismo.

Cuando se estaba construyendo la cámara, se consideró que colocando cuatro piezas de lámina en forma de espiral, el flujo de gases de secado sería más convenientemente dirigido hacia la cámara de secado.

#### SELLOS

Los sellos en ambos extremos, si habían sido considerados en el diseño, no obstante el taller que

construyó el equipo no los incluyó en el mismo.

Para incluir los sellos, para cambiar el ventilador de posición y para corregir el sistema de transmisión, el equipo fue llevado a un segundo taller en el cual se colocó un sello en el extremo de la descarga según descripción, aunque el sello del extremo de la entrada del material ya no se colocó por considerarse innecesario, ya que el poco aire que succiona por allí se mezcla con los gases de secado el cual ya fue considerado en los balances como parte del aire en exceso que se mezcla con estos gases para obtener la temperatura de gases deseada.

#### SISTEMA DE TRANSMISION DE MOVIMIENTO AL CILINDRO DE SECADO

En el diseño original la transmisión de movimiento hacia el cilindro sería por medio de un motor acoplado a un reductor, luego el eje de salida del reductor tendría un pinón que engranaba a otro fijado a toda la periferia del cilindro.

El primer taller donde se construyó el equipo, no siguió las indicaciones según el diseño, y lo que hizo fue acoplar el reductor a uno de los rodos de carga. Este sistema hubiera sido bastante problemático ya que por el tipo de superficie en contacto, habría habido

pérdidas por fricción, mucho desgaste de las superficies y con un leve atoramiento por mucha carga u otra razón, el rodo de carga se habría deslizado transmitiendo poco o nada movimiento al cilindro, por lo tanto el sistema hubo de ser cambiado.

Cuando se llevó el equipo a un segundo taller, se decidió que aún más adecuado que el sistema de engranes, sería que la transmisión fuera por medio de 2 ruedas dentadas (sprokets) y una cadena, siendo este sistema más barato y más funcional para este tipo de aplicación ya que el sistema de engranes es más utilizado en casos donde se necesita mayor torque y menor velocidad, cualidades que son menos necesarias en el caso actual.

También se modificó el sistema de transmisión del motor al reductor, el cual se había considerado inicialmente que sería por medio de un acoplamiento de masas y rejilla, pero luego se optó por colocar un par de poleas y una faja, debido a que el motor que se colocó no es de velocidad variable, y este sistema si permite variar la velocidad de rotación del cilindro, además es más barato y ofrece mayor protección al motor.

## VII. DISCUSION

Esta discusión es concretamente una comparación entre el diseño teórico del equipo y los resultados que se obtuvieron experimentalmente luego de un número significativo de pruebas experimentales a las condiciones de diseño.

Tabla # 4:

Comparación de resultados versus parámetros de diseño

	variable medida	diseño	experimental
sólido entrada	temperatura grados kelvin	298	304.2
	humedad porcentaje	10	10
	alimentación kilogramos/segundo	0.0266	0.0255
sólido salida	temperatura grados kelvin	383	366.2
	humedad porcentaje	0.5	0.0
medio ambiente	temperatura grados kelvin	298	295.4
	humedad Kg agua/Kg de aire seco	0.0150	0.0187
gas propano	consumo kilogramos/segundo	$2.81 \times 10^{-4}$	$3.33 \times 10^{-4}$
gas de secado entrando	temperatura grados kelvin	773	785.2
	humedad Kg agua/kg de gas seco	0.0370	0.0371

	flujo kilogramos/segundo	0.02092	0.02320
gas de secado saliendo	temperatura grados kelvin	398	428.2
	humedad kg agua/kg de gas seco	0.15770	0.15086
otras varia- bles calculadas	agua evaporada del sólido kg agua/s	$2.525 \times 10^{-3}$	$2.600 \times 10^{-3}$
	aprovechamiento del calor de combustión para evaporar agua. porcentaje	47.0	40.5
	calor utilizado para calentar el gas porcentaje	21.8	26.2
	pérdidas en combustión. porcentaje	15.0	16.3
	tiempo de residencia. segundos	1156	589
	inclinación m / m cilindro	0.0072	0.010
	fracción volu- métrica * porcentaje	5.0	2.6

\* fracción del volumen del secador ocupada por el sólido en cualquier instante.

Se trató en general de conseguir que las variables que podían ser manipuladas, se acercaran lo más posible a las del diseño teórico, para luego comparar las variables dependientes del proceso haciendo un análisis y determinar si el comportamiento del equipo y

material a secar se acercaba o se alejaba mucho del comportamiento esperado, según el diseño teórico del mismo.

Se consiguió aproximar las principales características del sólido al entrar al secador: temperatura, humedad y flujo de alimentación. La humedad sólo depende de la habilidad del operador para definir y pesar las cantidades de material seco y de agua que se alimentarán al secador. La temperatura de alimentación es una variable que se puede aproximar a la de diseño, aunque como puede notarse, la experimental es 6 grados mayor, debido a que, primero: el sólido fue anteriormente calentado para eliminarle toda la humedad, y poder hacer una mezcla cuantitativa con agua, y al momento de llevar a cabo la corrida, a pesar de que se esperó que enfriara, éste no había alcanzado la temperatura ambiente por completo. Y segundo, debido a que el embudo de alimentación posee una temperatura mayor que la del medio por el calor que recibe por conducción desde la cámara de combustión. Sin embargo esta diferencia no tiene mayor influencia en cálculos posteriores.

El flujo de alimentación no puede variarse ya que el motor y el reductor son de velocidad fija, y a menos que se cambie alguna de las ruedas dentadas, la velocidad del tornillo sin fin no podrá variarse. Por lo

tanto, si la compuerta trabaja totalmente abierta, que fue lo que se consideró en el diseño, se debería obtener un flujo de 0.0266 kg de material húmedo/ segundo. Cuando se trabaja con arena con 10% de humedad, debido al tipo de partícula, está muy "mojada" y no fluye fácilmente. Esta situación no se consideró en el diseño, y aunque el tornillo sin fin sí tiene la capacidad de alimentar este flujo, la garganta del embudo no es capaz de alimentarlo a dicha velocidad, a menos que se provoque una alimentación más rápida por algún medio mecánico. Por lo que se determinó que la forma más fácil de lograrlo, sería revolver el arena constantemente con un agitador manual, lo que logró su propósito ya que el flujo experimental pudo aproximarse bastante al de diseño, habiendo una diferencia de sólo 4.13% entre ambos.

Las condiciones de entrada del material pueden con pocas limitaciones ser controladas, sin embargo las de salida son consecuencia de la operación en general de todo el equipo.

El secador fue diseñado asumiendo que aún eliminándole parte de la humedad ligada al arena, ésta saldría del secador con un 0.5% de humedad, sin embargo, se determinó, de acuerdo al total de las corridas realizadas, que la arena no posee humedad

ligada. Por lo tanto, la totalidad de la humedad presente está como humedad de superficie y no ligada, y en el caso actual sólo se crean 2 zonas de secado, siendo la zona 2 donde el agua es eliminada por completo.

Esta situación significa que, para este caso, el secador está trabajando más eficientemente de lo considerado, ya que el calor está siendo utilizado con mayor eficiencia para evaporar agua, sin elevar mucho la temperatura del sólido, lo que representaría pérdidas en calor sensible, que es lo que sucede cuando el sólido posee humedad ligada. Y como puede compararse la temperatura de salida del sólido actual es casi 17 grados menor que la asumida en el diseño.

Sin embargo, para poder hacer una mejor comparación se debería poder hacer mediciones intermedias de humedades y temperaturas. De esta manera se podría determinar en que momento el sólido ha sido secado a un 0.5% o a un 0.0% según sea el caso y a partir de aquí, analizar el comportamiento del gas y del sólido para poderlo comparar con el propuesto. Desafortunadamente debido al tipo de proceso, no es posible hacer mediciones intermedias por lo que para este punto en cierto modo se limita el estudio de la operación.

Una condición que no puede ser completamente

ajustada a la de diseño es el medio ambiente, sin embargo, en el caso actual la diferencia de temperaturas ambiente asumida y experimental, puede considerarse despreciable ya que no es mayor de 3 grados, lo que definitivamente no tiene efecto alguno en los balances.

Cuando se realizaron las corridas, la humedad presente en el aire era de 0.0187 kg agua/kg aire seco, lo que viene a ser un 25% mayor que la asumida. Debido a que la humedad presente en los gases de secado se debe en una mayor parte al agua generada en la combustión según la estequiometría de la reacción, y una menor parte a la humedad presente en el aire de combustión y en exceso, esta mayor humedad del medio, influyó poco en la humedad de los gases de secado, ya que según puede compararse en la tabla # 4, la diferencia de humedades de estos gases entre ambos casos es casi nula.

En las corridas hubo un consumo de gas propano, levemente mayor al asumido en el diseño, y esto redundó lógicamente en un mayor flujo de gas entrando al secador y también en una leve elevación de las temperaturas del gas entrando y saliendo del secador. A su vez, un mayor flujo de gas seco, influye en una disminución de la humedad de los gases de salida. Aunque podría esperarse que la humedad experimental de estos gases fuera mayor que la de diseño, debido a que en la primera el agua fue

evaporada totalmente del sólido, lo que no fue considerado en el diseño, sin embargo, un mayor flujo de gas seco, influye, como se dijo, en una disminución de la humedad de los gases de salida, por lo que existe cierta compensación por un lado para aumentar y por otro para disminuir el porcentaje de agua en los gases, de tal manera que el valor experimental resulta aunque muy parecido, levemente menor al de diseño.

Experimentalmente, la temperatura de los gases saliendo del secador resultó 30 grados mayor que la asumida en el diseño, esto no solo es consecuencia de un mayor consumo de gas propano, sino que como puede verse en la tabla #4, el porcentaje de calor de combustión para evaporar agua es menor que el asumido, y a su vez esta menor cantidad de calor utilizada representa una mayor cantidad de calor requerida para calentar el gas de casi un 5% mayor a la de diseño, y además como se discutió anteriormente, el sólido no fue calentado a la temperatura de diseño, lo que significa que el gas cedió menos calor que el calculado.

Puede observarse también, que la capacidad experimental del secador, o sea la cantidad de agua que se evapora del sólido en cierto período de tiempo, es superior a la de diseño, lo que sigue una tendencia lógica, que es consecuencia de un mayor flujo de gases

de secado y de una mayor cantidad de agua evaporada del sólido.

El tiempo que permanece el sólido dentro del secador o tiempo de residencia y el porcentaje del volumen del secador ocupado por el sólido en cualquier instante, dependen, ambos, de la inclinación que se le dé al secador. En el caso actual, la inclinación experimental fue mayor en un 39% que la de diseño, lo que significó, que tanto el tiempo de residencia como el porcentaje del volumen del secador ocupado por el sólido, resultarían menores que los de diseño en casi 50%

Finalmente, haciendo un análisis general del proceso, puede decirse que las corridas experimentales muestran resultados que con cierta tolerancia se acercan al diseño teórico del equipo. Debe tomarse en cuenta que en el diseño teórico, se dejó ciertos márgenes de tal manera que el equipo pudiera utilizarse no solo para hacer corridas a otras condiciones sino para que se pudiera secar en él otros materiales.

## VIII. CONCLUSIONES

Y

## RECOMENDACIONES

El modelo de trabajo profesional llevado a cabo ha cumplido su objetivo principal que es tener una experiencia real de diseño. Una experiencia real, significa que el trabajo de diseño no se quedó simplemente en el papel como hasta ahora había sido el caso, sino que el equipo, gracias a la colaboración del departamento de Ingeniería Química y del consejo directivo de la Universidad del Valle de Guatemala, fue posible construirlo en un taller local y colocarlo como equipo de estudio en el laboratorio de Operaciones Unitarias de la universidad. Además, posteriormente se, realizó un número significativo de corridas experimentales con el equipo (que se detallan en otro trabajo), de manera que se pudiera hacer un análisis comparativo para determinar si el proceso de secado se llevó a cabo según fue diseñado, o si no fue así, justificar las diferencias.

Un análisis global de los resultados que se obtuvieron de las corridas experimentales, muestra que tanto el proceso de secado como el funcionamiento mecánico en general del equipo, en forma bastante aceptable, cumple con los lineamientos según fue

diseñado, esto no sólo incluye el cuerpo del secador, sino también el equipo auxiliar que compone el sistema (ventilador, quemador, tornillo de alimentación, ciclón y motores en general). Además, el equipo aparte de estar dimensionado de tal manera que pueda ser acoplado a estudios a nivel de planta piloto en alguna investigación, debido a su operación continua, es posible adaptarlo en serie a algún otro proceso, lo que aumenta el provecho que se puede obtener del mismo.

Una de las principales ventajas que se obtienen al diseñar y construir equipos de esta naturaleza, localmente, es la gran economía que se consigue, y si se compara el costo del equipo construido con lo que sería el costo de uno comprado en el mercado extranjero, se concluye inmediatamente que la diferencia entre ambos es bastante alta, y con la experiencia actual, no se puede criticar la capacidad de diseñadores y constructores locales, ya que el equipo sí tiene un aceptable desempeño y como se dijo anteriormente, el proceso cumple con poca tolerancia las especificaciones para lo cual fue diseñado.

Sin embargo, hay un problema que debe mencionarse, y es el incumplimiento en general respecto al tiempo de entrega de parte de los talleres locales. Esta afirmación no es hecha solo con base en la experiencia actual, ya que esta situación no escapa a nadie que haya

tenido alguna relación con ellos. El presente caso sólo viene a comprobar, aunque el trabajo al final haya sido bueno, la incapacidad de la mayoría de los talleres locales para cumplir con un calendario de trabajo.

Aunque el equipo fue recibido en general con las especificaciones proporcionadas en el diseño, como se discutió en otra sección, fue necesario hacer ciertos cambios, algunos de ellos debido a errores del taller, y otros fueron, directamente, cambios en el diseño, por buscar un funcionamiento óptimo.

Se hace necesario mencionar también, que para obtener el equipo construido, según lo deseado, este fue llevado a un segundo taller, ya que en el primero no sólo hubo incumplimiento en el tiempo de entrega, sino también en cuanto a algunos detalles del equipo.

Algunos talleres locales son bastante cumplidos con empresas, de las cuales reciben varios trabajos durante el año. Sin embargo, cuando se les lleva un trabajo aislado, el interés en éste no es el mismo. Además, en la mayoría de los casos, los talleres reciben contratos por arriba de su capacidad, lo que provoca el incumplimiento.

Los problemas que se tuvieron, especialmente, con el primer taller donde se construyó el equipo, son, en parte, consecuencia de la poca experiencia previa, no

sólo para seleccionar el taller, sino para lograr que, aunque no a cabalidad, si cumpla con cierta aceptación el calendario propuesto con anterioridad, ya que se comprobó que aunque se haga necesario pagar un poco más por la construcción del equipo, definitivamente vale la pena si éste se obtiene según las especificaciones de diseño y según también el calendario propuesto en mutuo acuerdo.

Esto se comprobó con el segundo taller, donde fue llevado el equipo con la necesidad de hacerle las modificaciones requeridas, el cual, aunque no terminó el trabajo en la fecha acordada, el atraso fue menor y aceptable.

Por lo expuesto anteriormente, se recomienda que antes de tomar la decisión de cuál taller construirá el equipo, se deberá realizar una selección cuidadosa entre varias posibilidades.

## X. BIBLIOGRAFIA

- Treybal, Robert E. "Mass Transfer Operations".  
3rd ed., Tokyo, Mc Graw-Hill,  
1980.
- McCabe, Warren L. "Unit Operations OF Chemical  
and Julian C. Smith Engineering". 3rd ed., N.Y.,  
Mc Graw-Hill, 1980.
- Perry, John H. "Chemical Engineers Handbook".  
and Cecil H. Chilton 5th ed., London, Mc Graw-Hill,  
1973.
- Welty, James R., et al "Fundamentals Of Momentum, Heat  
And Mass Transfer". N.Y., John  
wiley and sons Co, 1969
- Holman, J.P. "Heat Transfer". 5th ed, N.Y.  
Mc Graw-Hill, 1981.
- Kern, Donad Q. "Extended Heat Transfer". 3rd  
ed, N.Y., Mc Graw-Hill, 1972.

- Wert, Charles A. "Física De Los Sólidos". 1a ed, N.Y., Mc Graw-Hill, 1967.
- Rohsenow, Warren, et al "Handbook Of Heat Transfer Applications". 2nd ed, N.Y., Mc Graw-Hill Book Co., 1985
- Mc Naughton, Kenneth "Solids Handling". N.Y., Mc Graw-Hill Publicatiосn Co., 1981.
- Edwards, D.K., et al "Transfer Processes". An Introduction To Diffusion Convection And Radiation". N.Y., Mc Graw-Hill Book Co., 1976.
- Yahya, S.M. "Fundamentals Of Compressible Flow". New Delhi, Wiley Eastern Ltd., 1982.
- Bhatia, Mahesh V. "Solids Separations And Mixing". Westport Connecticut, Technomic Publishing Co. Inc., 1979.
- Hansen, Arthur G. "Mecánica De Fluidos". Mexico Editorial Limusa-Wiley, 1975.

Levenspiel, Octave

"Engineering Flow And Heat Exchange". N.Y., Plenum Press, 1981.

Rotty, Ralph M.

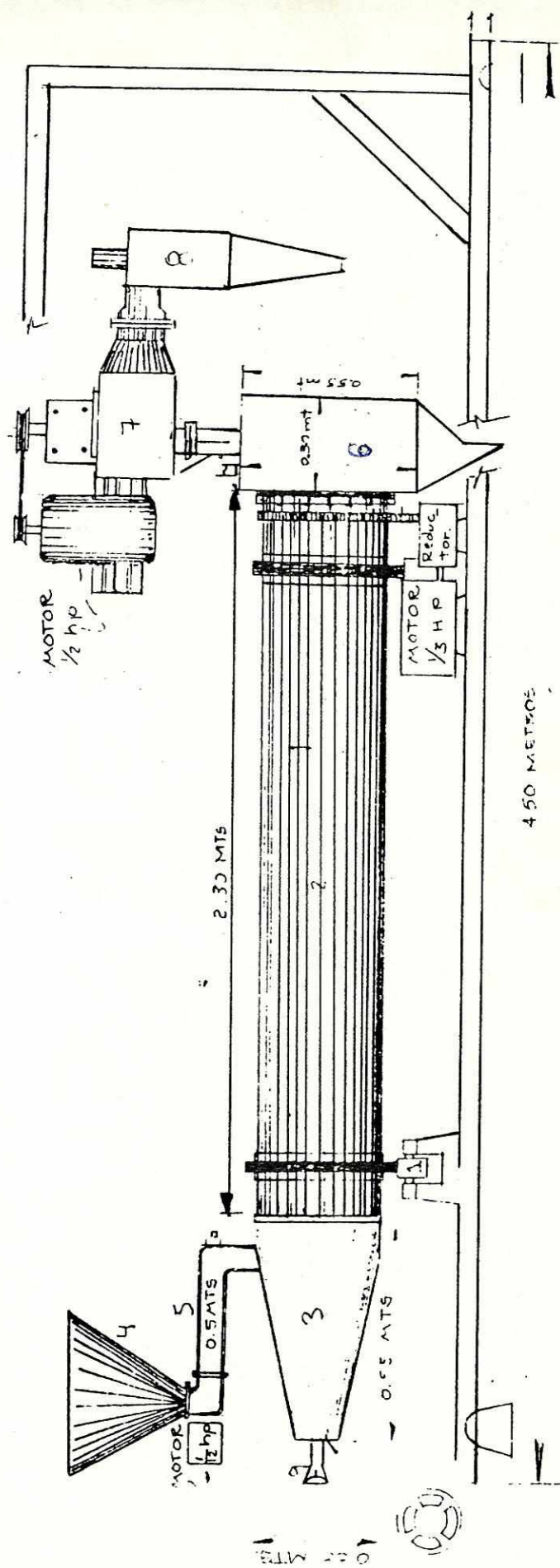
"Introducción a la dinámica de gases". Mexico, Herrero Hnos., 1968

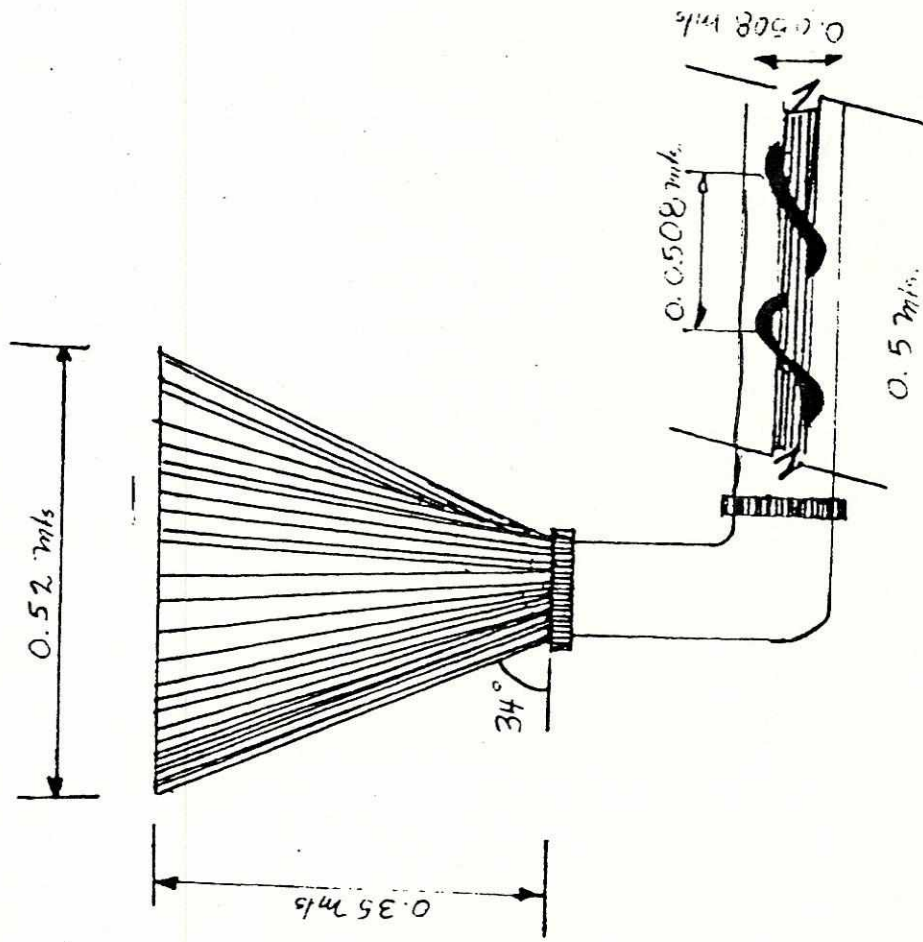
## IX. ANEXOS

ESTA SECCION PRESENTA LOS DIBUJOS A ESCALA DEL EQUIPO DISENADO. ESTO INCLUYE UNO GENERAL DEL EQUIPO Y OTROS DE LAS PARTES PRINCIPALES DEL MISMO.

DIAGRAMA GENERAL SECADOR ROTATORIO

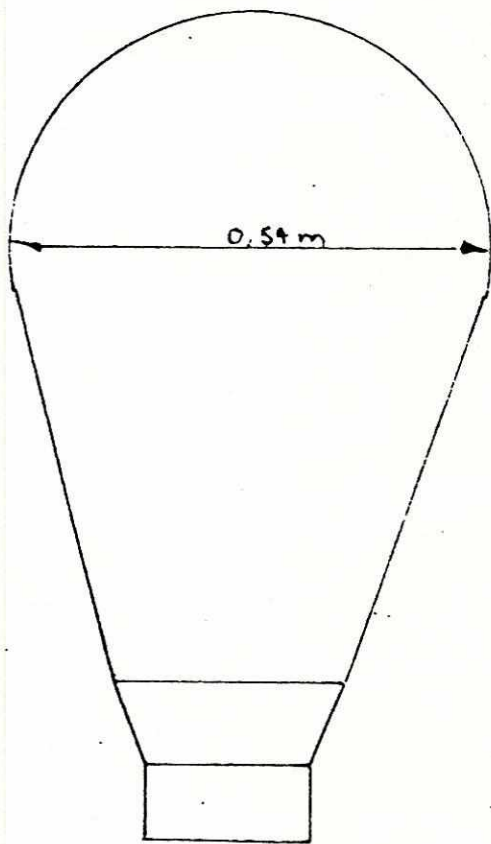
1. Rodo de carga.
2. Cuerpo del secador.
3. Cámara de combustión.
4. Tolva de Alimentación 9. Quemador.
5. Tornillo de Alimentación.
6. Tolva de descarga.
7. Ventilador.
8. Ciclón





TOLVA DE ALIMENTACION Y TORNILLO

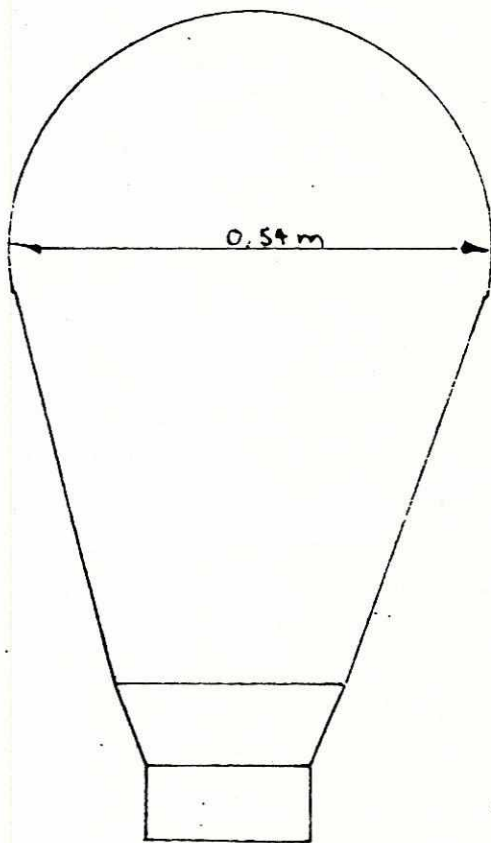
TOLVA DE DESCARGA



ELEVACION

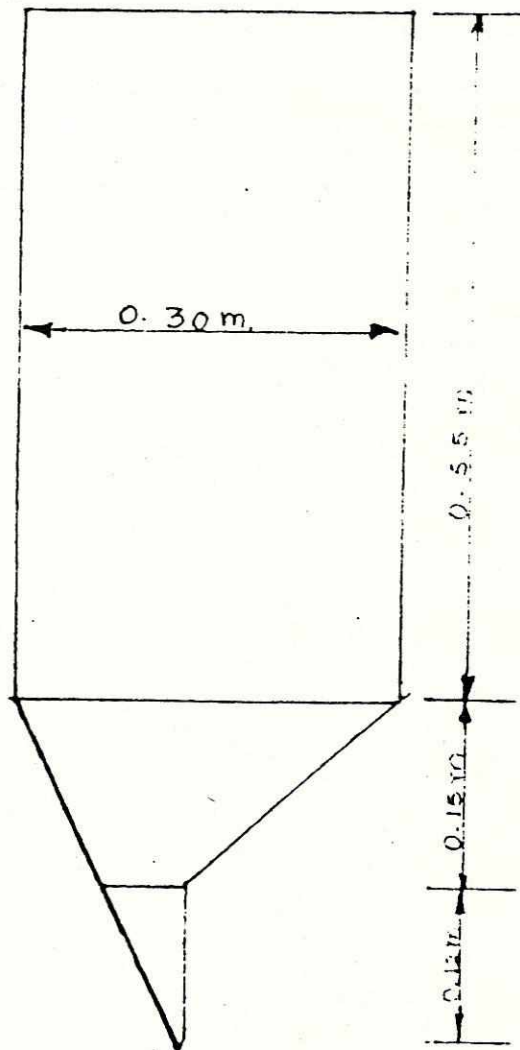
FRONTAL

TOLVA DE DESCARGA



ELEVACION FRONTAL

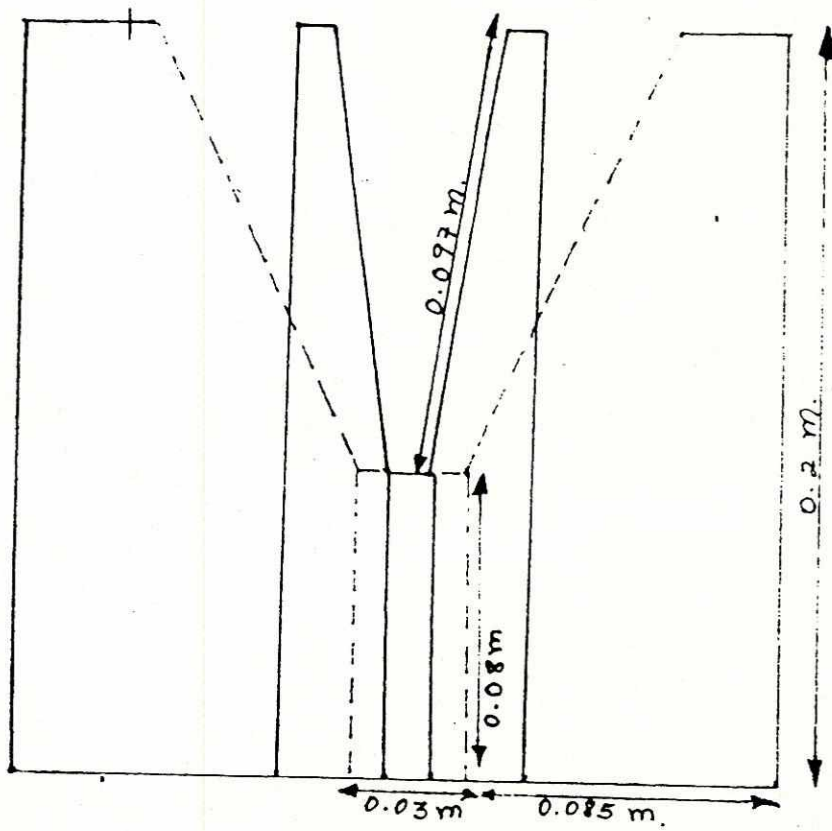
TOLVA DE DESCARGA



ELEVACION LATERAL

ESCALA 1-6

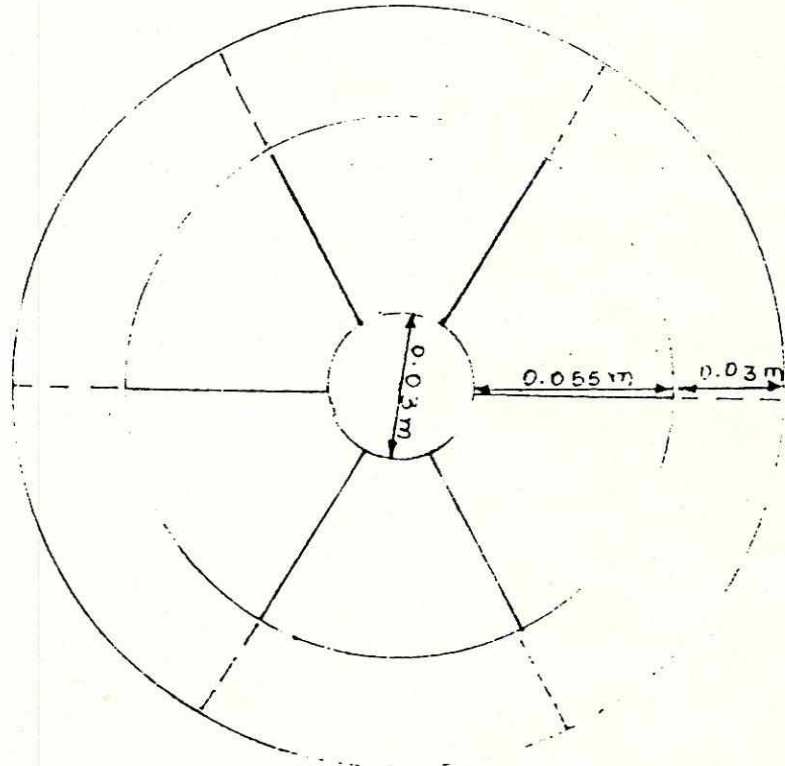
IMPULSOR DEL VENTILADOR



ELEVACION

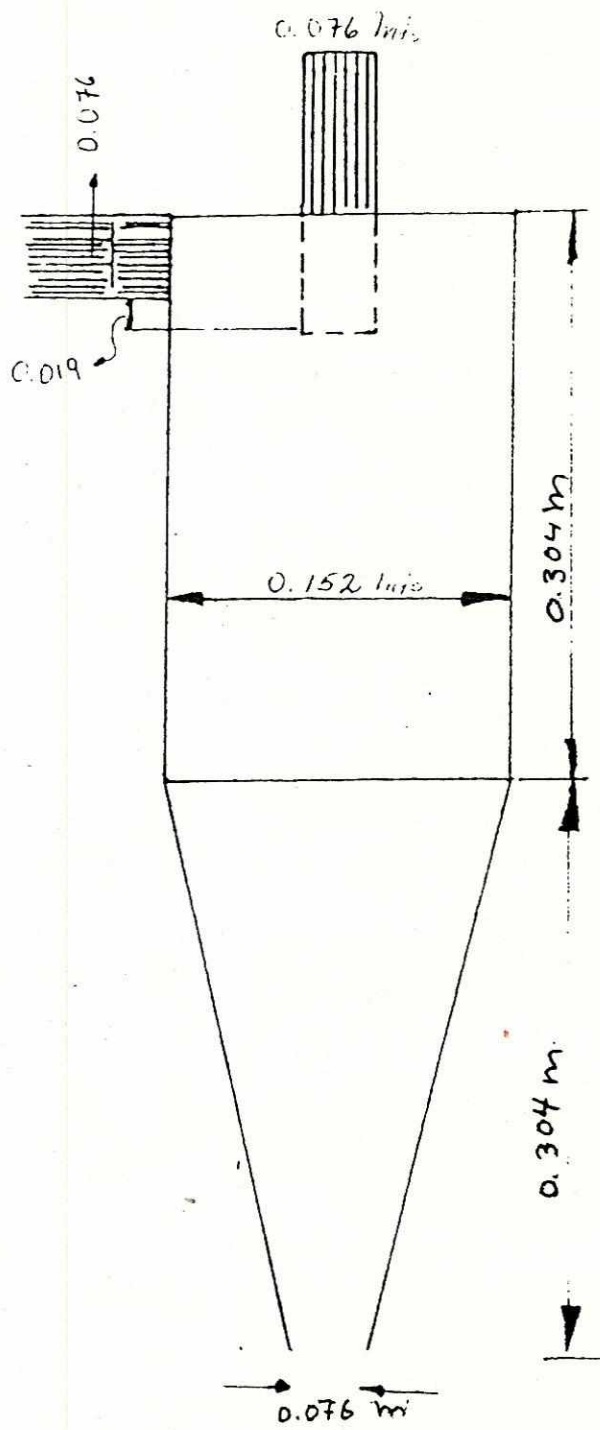
ESCALA 1:2

IMPULSOR DEL VENTILADOR



PLANTA

ESCALA; 1:2



CICLON