

T
621.8
C541
C.3

INGRESADO A INVENTARIO CON
ORD. No.

Jorge A. Chiquito Alvarado

**ESTUDIO Y DISEÑOS
PARA LA CONSTRUCCION DE UN SISTEMA
DE CAMARA SECADORA PROVISTA DE
EQUIPO VIBRADOR**

TESIS DE GRADO

**Presentada como requisito previo a la obtención
del Título de INGENIERO MECANICO**

Escuela Superior Politécnica del Litoral

Agosto de 1969



BIBLIOTECA

ESTUDIO Y DISEÑOS
PARA LA
CONSTRUCCION
DE UN
SISTEMA DE CAMARA
SECADORA
PROVISTA DE EQUIPO
VIBRADOR

TESIS DE GRADO PRESENTADA COMO REQUISITO
PREVIO A LA OBTENCION DEL TITULO DE INGE
NIERO MECANICO.

Jorge Augusto Chiquito Alvarado
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

Agosto de 1.969

DECLARACION EXPRESA

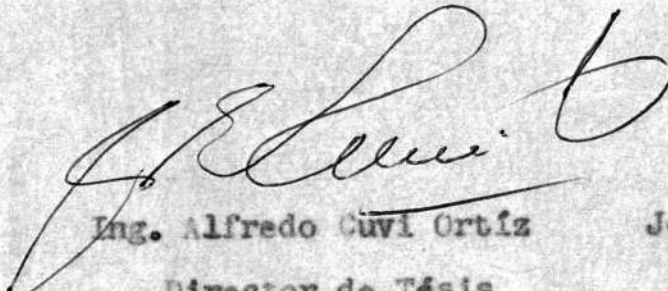
La responsabilidad por los hechos y doctrinas expuestos en la presente Tesis de Grado, corresponde exclusivamente al autor.

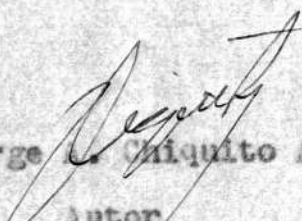
(Artículo Sexto del Reglamento de Títulos y Grados)

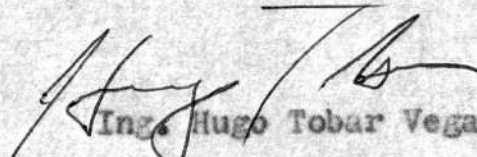

Jorge A. Chiquito Alvarado.

Estudios y Diseños para la Construcción de un Sistema
de Cámara Secadora provista de equipo vibrador.

A P R O B A C I O N


Ing. Alfredo Cavi Ortiz
Director de Tesis


Jorge C. Chiquito A.
Autor


Ing. Hugo Tobar Vega
Director del Departamento
de Ingeniería Mecánica.

Guayaquil, Agosto 8 de 1.969

TITULO DE LA TESIS

Estudio y diseños para la construcción de un Sistema de
Cámara Secadora provista de equipo vibrador.

Sumario

- 1.- Introducción
 - 2.- Ingeniería del Proyecto
 - a).- Estudio Termodinámico del Vapor a emplearse.
 - b).- Distribución del calor en el Sistema
 - c).- Estudio de Transferencia de Calor del Sistema.
 - d).- Estudio del Sistema Eléctrico del Equipo.
 - e).- Estudio del sistema vibrador.
 - f).- Estudio de los elementos de control
 - 3.- Estudio del Costo de Operación.
 - 4.- Estudio del Costo de Construcción.
 - 5.- Factibilidad del Proyecto; Ventajas y Aplicaciones.
- Anexo 1.- Diagramas Demostrativos: flujo de materiales, elementos, etc.
- Anexo 2.- Planos y Diseños.
- Anexo 3.- Bibliografía.

INDICE

Introducción	Pag.	1
Ingeniería del Proyecto		4
X Teoría y Conceptos Fundamentales		7
Influencia y Aplicación de la Psicrometría		16
X Clasificación de los Secadores		22
Recalentamiento y Recirculación		37
X Eficiencia Térmica		39
Capacidad del Secador		41
Cálculo del calor total		47
Método del secado		56
Cálculo del Caldero		60
Cálculo del Intercambiador		63
Análisis Vibratorio de las carretillas		69
Estudio del Sistema Eléctrico		80
Estudio de los Elementos de Control		82
Costo de Operación		86
Costo de Construcción		90
Factibilidad		94
Bibliografía		97
Anexo 1	Diagrama de Flujo	
Anexo 2	Planos y Diseños	
Anexo 3	Bibliografía.	

INTRODUCCION

I_N_T_R_O_D_U_C_C_I_O_N_

Este estudio tiene por objeto el facilitar la instalación rápida de equipos secadores para acelerar la operación de secado, ya se trate de diferentes tipos de granos o levaduras, para obtener distintos productos. La presente Tesis de Grado tiene la intención de recopilar en sus páginas las consecuencias y enseñanzas derivadas del paso por los diferentes cursos de Ingeniería Mecánica, así como la experiencia adquirida mediante la práctica en las distintas industrias del país.

La actual lucha del hombre contra el tiempo hace que el industrial recurra a la técnica con el afán de ganar producción en igual o menos tiempo. A diario se vé que tal o cual proceso se simplifica o acorta por el cambio o adición de cualquier máquina, Aquí interviene la Ingeniería Mecánica, justamente en el diseño o construcción de las máquinas que hacen posible que el mundo pueda seguir en su ruta de desarrollo industrial en que se encuentra. Al hacer este trabajo sobre un equipo que a mi juicio representa un aporte de la Ingeniería Mecánica a la industria en sus diferentes manifestaciones, me he basado en experiencias adquiridas en la planta de Fleischman Ecuatoriana Inc. en la cual presté mis servicios en calidad de Asistente de Gerencia.

El motivo que me indujo a realizar este trabajo, es la actual demanda de equipos para realizar trabajos de secado y la falta de espacio y tiempo con que se cuenta en estos instantes para realizar dicha operación. Se ha previsto en este estudio la posibilidad de que este equipo pueda funcionar por medio de vapor o electricidad como fuente de calor. Se hace también una comparación entre ambos sistemas y se obtienen conclusiones que pueden dar la pauta para la instalación de cualquiera de los dos, según sean las condiciones de trabajo de la industria que requiera sus servicios así como del medio de operación..

Objetivamente hablando, este equipo puede reemplazar el actual medio de secado del cacao, café y otros granos que se realizan al aire (en las calles o patios) y sujeto a las condiciones atmosféricas o a la habilidad del encargado de remover los granos, con paletas o los pies, también es utilizable en la producción de levadura seca en la cual tiene especial importancia. Con este equipo se puede obtener un secado completamente uniforme y al grado que se desee. Entre otras ventajas que este equipo ofrece está su fácil instalación que acompañada aún a su simple operación, reduce el área de secado pues puede instalarse en un espacio relativamente pequeño y además solo requiere de dos hombres para realizar las diferentes operaciones de manipuleo de materiales y equipos, pues lo que

se refiere a control de calidad y operación, este equipo está diseñado para trabajar automáticamente por medio de aparatos adecuados que describiremos más adelante. Su construcción es factible hacerla en el país por que se cuentan con las facilidades y materiales para ello, haremos un estudio del costo de operación así como del de construcción y veremos que existen bastantes ventajas económicas si partimos del hecho que este equipo puede trabajar continuamente elaborando materia prima que por medios naturales tomaría más tiempo y dinero el efectuarlo.

Por tratarse de un trabajo de Ingeniería Mecánica ^{se} ~~que~~ ha dado énfasis a lo que más a ella concierne, sin embargo no se ha descuidado el aspecto económico (el cuál está ligado a toda empresa que el hombre quiera realizar) pero sin llegar a estudios mayores por no ser esta nuestra especialidad.

Se hace también estudios de costos de operación y mantenimiento, los cuales varían según el uso que vaya a tener el equipo.

INGENIERIA DEL PROYECTO

El proyecto contempla la construcción de una cámara secadora provista de un sistema vibrador, esta cámara será de estructura metálica (ángulo de hierro), cubierta de paneles de plancha galvanizada en cuyo interior contiene material aislante "Aislaflor" que es un nuevo producto plástico de gran capacidad aisladora, para evitar que haya disipación del calor interno e influencia del medio externo. Las dimensiones y características pueden apreciarse en el plano. A-01; A-02; A-03.-

El trabajo que realiza es el siguiente: un intercambiador de calor calentado por vapor saturado, calienta el aire que ingresa a través de unos filtros. Para que se produzca el flujo de aire existen un par de ventiladores de turbina colocados en la parte superior del intercambiador: este aire caliente es distribuido por medio de conductos y deflectores hacia todo el resto de la cámara asegurando una temperatura uniforme. Esta temperatura puede variar ya sea cambiando la cantidad de vapor que pasa por el intercambiador o regulando la entrada de aire fresco, según sea la necesidad del secado.

La cámara tendrá un par de puertas de cierre hermético por donde se hará la entrada y salida de los carros porta-carga los mismos que provistos de bandejas son los encargados de introducir el material que se desea se-

car en la cámara.

Las bandejas pueden ser de marco de ángulo de aluminio y el fondo de malla para permitir la circulación del aire caliente.

Los carros tendrán en sus cuatro extremos, sistemas de amortiguación (resortes libres) para permitir la vibración de las bandejas. Así mismo por medio de un sistema de ejes con excéntricas acopladas a un volante exterior, se proveerá del movimiento alternativo vibratorio que hará posible que al vibrar la masa húmeda tenga mayor superficie de contacto con el aire caliente, acelerando de este modo la operación de secado.

Por medio de dos bulbos (uno húmedo y otro seco), se puede controlar en un disco de registro las diferentes temperaturas según se efectúa el secado, además con una válvula de control provista así mismo de bulbo se puede regular una temperatura constante en el interior de la cámara, pues esta válvula previamente ajustada o graduada a la temperatura requerida, regula el paso del vapor por el intercambiador.

En caso de no disponer de vapor, se puede reemplazar el intercambiador por un juego de resistencias eléctricas con aletas de disipación que harían el papel de fuente de calor, la misma que estaría regulada por un termostato -

para mantener temperatura constante en el interior de la cámara.

Se instalará también una alarma en caso de que por cualquier falla la temperatura suba o baje de los límites deseados. En la parte superior se instalará una pequeña chimenea para desalojar el aire caliente ya trabajado.

El equipo tendrá dos motores eléctricos de 220 voltios, tres fases y 60 ciclos, de 3 HP el que mueve los ventiladores, y 1.5 HP el que mueve las poleas para la vibración de los carros.

Esto es a breves rasgos el funcionamiento del equipo, pasaremos ahora a estudiar detalladamente diferentes aspectos necesarios para comprender mejor lo que estamos exponiendo.

TEORIA Y CONCEPTOS FUNDAMENTALES

DESECACION.- Según John H. Perry "desección" significa eliminar un líquido de un sólido por procedimientos térmicos. Existe diferencia entre la desecación y la extracción de la humedad de sólidos utilizando medios mecánicos, pero no establece diferencia con respecto a la evaporación la cual utiliza calor para evaporar cantidades de agua de soluciones o suspensiones. La desecación y la evaporación se diferencian por el aparato que se utiliza para la operación.

Las razones para desecar son algunas pero podemos mencionar las siguientes:

- 1.- Para facilitar la manipulación en algún tratamiento posterior;
- 2.- Permite mejor utilización del producto final;
- 3.- Reduce los costos por transporte;
- 4.- Incrementa la capacidad de otras máquinas o instalaciones del proceso;
- 5.- Ayuda a conservar un producto durante su almacenamiento y su transporte;
- 6.- aumenta el valor y la utilización de los desperdicios o subproductos obtenidos.

La desecación es considerada como una operación de acabado porque generalmente se realiza al final de un proceso, o tal vez antes de preparar el producto para su venta o despacho. Pasemos a ver a continuación algunos términos concernientes a la desecación:

Humedad aprisionada.- Es la cantidad de líquido retenido en un sólido que ejerce una presión de vapor inferior que la del líquido puro a igual temperatura. El líquido puede estar en el interior del material retenido en pequeños tubos capilares, formando soluciones fibrosas o celulares en las paredes.

Circulación Capilar.- Es el flujo del líquido por los intersticios y sobre la superficie de un sólido, producida por la atracción molecular líquido-sólido.

Contenido Crítico de Humedad.- Es aquel que se obtiene al final del período de intensidad constante, y la intensidad constante consiste en el período de desecación durante el cual la velocidad con que se elimina el agua por unidad de superficie, es constante.

Rendimiento de un Secador.- Está representado por la fracción del calor total suministrado por el combustible y que se ha utilizado en evaporar agua.

Material Higroscópico.- Es aquel que puede contener humedad aprisionada, el caso contrario sería Material no Higroscópico.

Al desecar un sólido se producen dos procesos fundamentales y simultáneos:

- 1).- Transmisión de calor para evaporar el líquido, y
- 2).- Transferencia de masa en humedad interna líquido evaporado. Los factores que rigen la intensidad de estos procesos son los que determinan la rapidez del proceso de desecación.

Para realizar esta operación se efectúa la transmisión de calor ya sea por convección, conducción, radiación, o una combinación de estos mecanismos. Para realizar el mecanismo de la transmisión de calor en todos los casos, este tiene que primero llegar a superficie externa y de allí al centro o interior del sólido. Solamente en los casos de secado - por la electricidad de alta frecuencia es que se realiza lo contrario de lo que hemos expresado.

Estudiaremos el mecanismo interno de la circulación del líquido o el efecto de las condiciones externas de temperatura para el caso de desecar un sólido.

La circulación interna del líquido está regida por al-

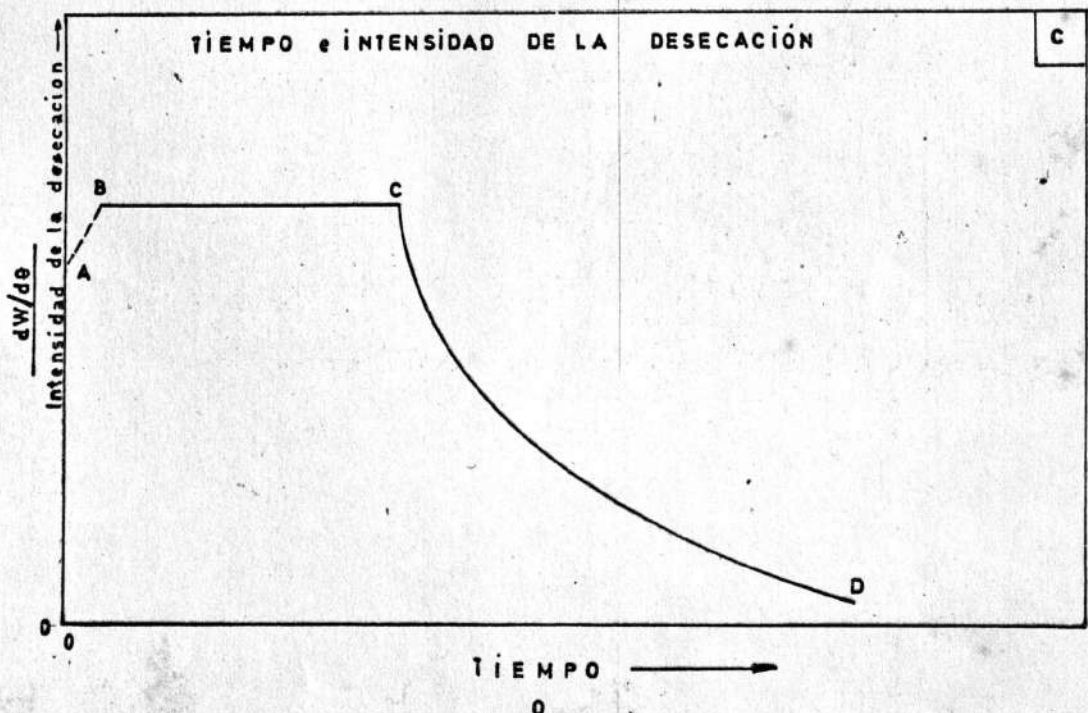
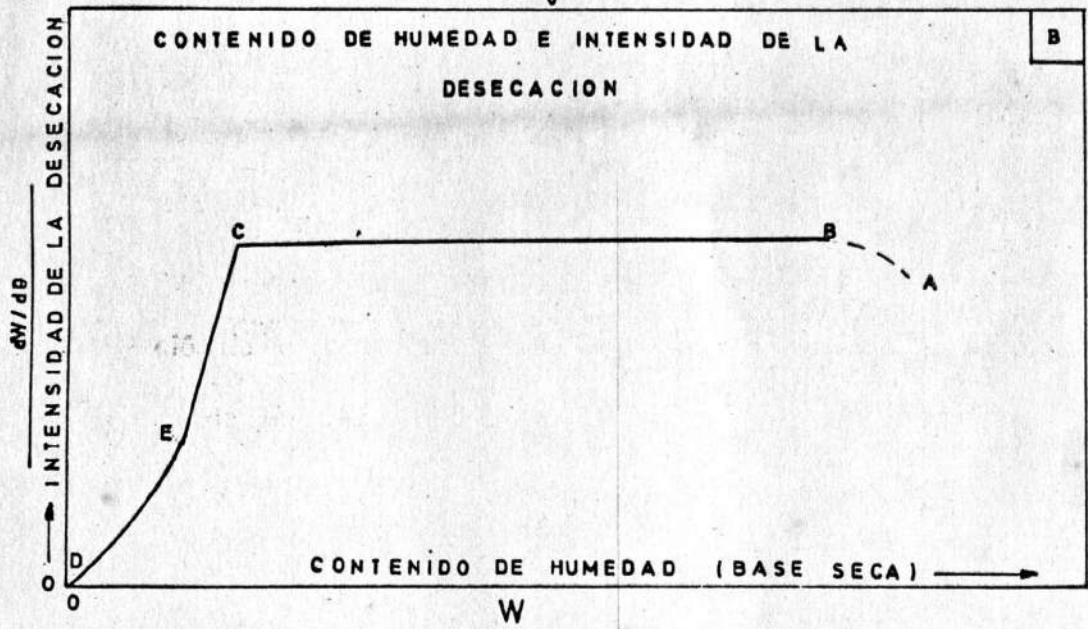
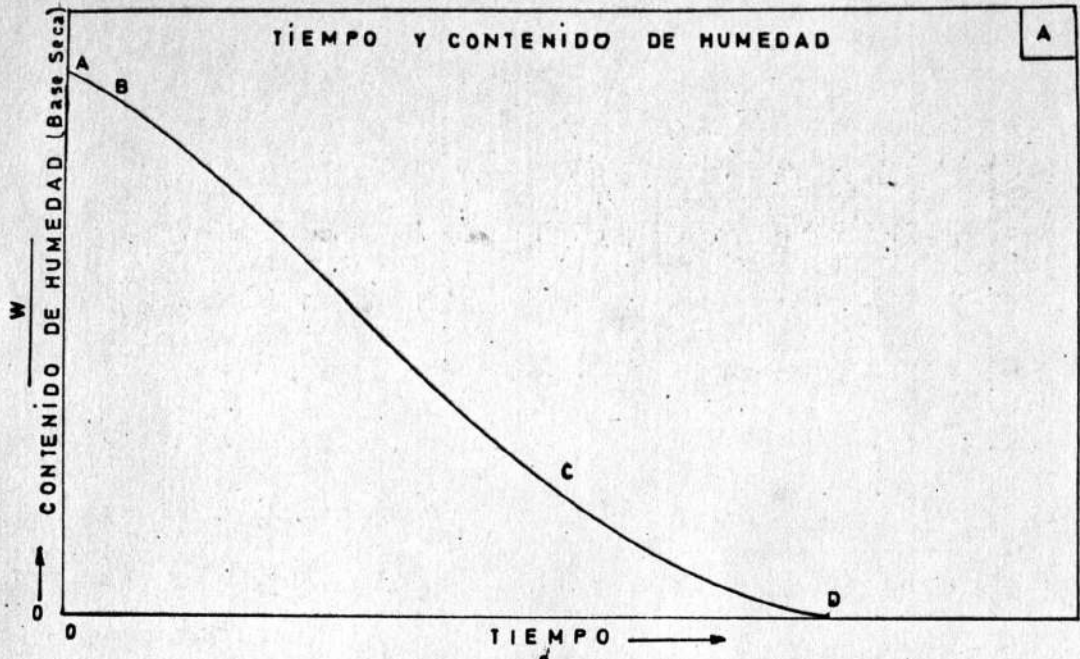


guno de los siguientes mecanismos:

- 1.- Difusión en sólidos homogéneos continuos;
- 2.- Circulación capilar en sólidos granulares y porosos.
- 3.- Circulación producida por los gradientes de contracción y de presión.
- 4.- La circulación causado por la gravedad, y
- 5.- Circulación originada por sucesión de vaporizaciones y condensaciones.

Las variables externas que intervienen o inciden en la desecación son por lo general: La temperatura del medio, la humedad, la ventilación, el estado de subdivisión del sólido, la agitación del material, el método para sustentarlo y el contacto entre superficies calientes con el sólido húmedo. Puede darse el caso de que no todas estas variables concurren a la vez en un mismo problema.

PERIODOS DE DESECACION.- Al realizar el secado experimental en un sólido generalmente se obtienen datos que relacionan el contenido de humedad al tiempo. Si transportamos después estos datos a una curva de contenido de humedad (base seca), W , en función del tiempo θ , tal como apreciamos en la figura 1. Si observamos la curva veremos que representa el caso general de un sólido húmedo que pierde humedad primeramente por evaporación en la superficie con humedad libre, continúa después un período de



Los periodos de la desecacion

Fig. 1

evaporación desde una superficie con agua libre de área gradualmente decreciente hasta que finalmente se evapora el agua del interior del sólido.

A pesar de que esta figura indica que la intensidad de la desecación varía con el tiempo o el contenido de humedad veremos que si diferenciamos esta curva y la graficamos $DW/D\theta$, en función de W , como lo vemos en la figura 1b, o si graficamos la curva $DW/D\theta$ en función de θ tal como apreciamos en la figura 1c; veremos que dichas curvas de intensidad demuestran que la desecación no es un proceso continuo y uniforme y en el cual no existe un solo mecanismo que caracteriza todo el proceso.

CALCULO DE LA INTENSIDAD CONSTANTE.- Para realizar un cálculo más práctico y bastante aproximado de la intensidad constante de evaporación podemos utilizar la figura 2, la cuál se basa en una velocidad del aire de 91.5 m-min. a 65.5 °C y una humedad relativa del 30% con la superficie de evaporación a la temperatura de bulbo húmedo, utilizando en estas condiciones un coeficiente de transmisión de calor de 15 Kcal./ (hr.) (m²) (°C).

Podemos apreciar en el gráfico, en la parte superior, que hay una curva de corrección para diferentes velocidades del aire.

CALCULO DE INTENSIDAD DECRECIENTE.- Este período empieza al terminar el de intensidad constante, al llegar al contenido crítico de humedad. Si este contenido crítico es menor que el contenido final que se requiere como veremos que prácticamente toda la desecación estará constituida por el período de intensidad constante. En caso contrario si el contenido inicial de humedad es menor que el contenido crítico, como en el caso de algunos materiales de secado lento tales como el jabon, la madera, etc, todo el período de desecación será de intensidad decreciente. Por lo general este período consta de dos zonas:

- 1.- La zona de desecación superficial no saturada, y
- 2.- La zona en la cual rige la circulación interna del líquido.

En la primera, la superficie no está completamente humedecida y existen porciones sólidas ya secas que sobresalen en la película de aire, lo cual reduce la intensidad de evaporación por unidad de superficie total.

La zona en la cual predomina la circulación interna del líquido esta es esencialmente supeditada por la intensidad con que circula interiormente el líquido.

PRUEBAS CON SECADORES DE FABRICAS.- El motivo de las pruebas experimentales que se realizan en secadores existentes en fábricas difieren de los perseguidos -

-en las pruebas relacionadas con los proyectos y por lo general se hacen para constatar los actuales resultados de funcionamiento y para determinar la capacidad potencial del secador. Por lo general, el primero de estos objetivos está ligado al segundo pues es necesario determinar los resultados presentes antes de pronosticar lo que podría alcanzarse bajo otras condiciones de funcionamiento, con los datos obtenidos de estas pruebas se pueden efectuar balances totales caloríficos y de materiales, y para calcular las intensidades de desecación o los coeficientes de transmisión del calor. Al efectuar una prueba de estas los principales datos que podríamos obtener, son:

- 1).- Contenidos de humedad a la entrada y a la salida.
- 2).- Velocidades de alimentación,
- 3).- Temperaturas del gas a la entrada y a la salida,
- 4).- Flujo del gas,
- 5).- La humedades del mismo a la entrada y a la salida,
- 6).- Temperaturas del material a la entrada y a la salida,
- 7).- En lo posible tomar las temperaturas del material en diversos puntos del interior del secador,
- 8).- Tiempo de retención o mejor dicho tiempo de paso por el secador, y
- 9).- Consumo de combustible.

Si sabemos la intensidad de desecación, es fácil obtener los coeficientes de transmisión de calor para aplicarlos a

otras condiciones de trabajo. Lo aconsejable para hacer un buen análisis de operación es obtener dos grupos de datos bajo diferentes condiciones de funcionamiento y con preferencia para dos velocidades diferentes de alimentación.

Al realizar una prueba de capacidad de un secador de fábrica debe siempre analizarse y estudiar el efecto de las variables siguientes:

- 1.- El efecto del aumento de la temperatura el cual constituye la fuente potencial de mayor aumento de la capacidad, considerandose que por lo general los secadores de fábrica pueden trabajar a temperaturas superiores que los del proyecto.
- 2.- El efecto del aumento de la humedad final puede también constituir una fuente considerable para aumentar la capacidad, si se produce una desecación excesiva. Generalmente es antieconómico secar un material hasta humedades muy por debajo de las normales de las que puede obtener del aire atmosférico.
- 3.- El efecto del aumento en la velocidad del aire debe siempre estimarse. Comúnmente se necesita mayor cantidad de flujo de aire para aumentar el calor adicional para incrementar la capacidad productiva de un secador.
- 4.- debe establecerse la uniformidad de la corriente de aire la falta de esta, en la distribución reduce grandemente la capacidad y el rendimiento de un secador.

5.- Hay que considerar las posibles ventajas que pueden obtenerse si se emplea la recirculación del aire. En el caso nuestro por lo general es necesario permitir hasta un 40% de recirculación del aire bajo determinadas condiciones.

INFLUENCIA Y APLICACION DE LA PSICROMETRIA

Tal como establece Dalton en la ley de las presiones parciales, al observar el aire atmosférico veremos que este está integrado de diferentes elementos cuyas presiones parciales nos dan la presión total, o presión barométrica. Esta mezcla de gases tiene sus propias características las cuales pueden ser definidas, y su valor absoluto es fácilmente deducible a partir de las tablas de vapor o gases. La gran influencia que tiene la psicrometría en el problema que nos preocupa es fácilmente comprensible si previamente analizamos ciertos conceptos.

Denomínase humedad relativa a la razón de la presión de vapor, p_v , en relación a la razón de presión de saturación p_s , cuyo símbolo representativo es ϕ .

$$\phi = \frac{p_v}{p_s}$$

La unidad que representa a la relación anterior puede estar expresada en porcentaje o también en términos de pesos específicos o volúmenes específicos.

El punto de ^{de}cualquier mezcla es la temperatura de saturación correspondiente a la presión de vapor de la mezcla. Se llama también "punto de rocío".

• Como hemos visto las presiones parciales ya sean del vapor -

-de agua o del vapor de cualquier mezcla atmosférica es fácilmente determinable, para tal efecto nos ayudamos de un instrumento sencillo pero básico el cual es conocido principalmente como psícrómetro, el cuál consiste esencialmente de dos termómetros análogos, uno de cuyos bulbos está rodeado por una mecha que está sumergida en agua.

Según Robert M. Johnston, establece que los termómetros pueden ser móviles o estacionarios. Para el segundo caso se comprende que el aire pasa sobre los bulbos forzado por la acción de ventiladores. Sobre el efecto de la velocidad del aire es preferible que esta sea al rededor de 200 pies por minuto. Es importante mantener la limpieza de la mecha evitando impurezas, polvo, materias extrañas que efectuarían la verdadera lectura de el termómetro. Como es lógico suponer obtendremos dos lecturas diferentes la cual tiene una razón fundamental y es que el desplazamiento del aire sobre el bulbo húmedo provoca que el agua se evapore a partir de la mecha con el consecuente efecto de enfriamiento y por supuesto con reducción de temperatura. Este efecto ^{es} progresivo hasta cierto punto hasta el cuál continuá la evaporación a razón constante provocando así mismo que la temperatura del bulbo húmedo no varíe.

Bajo esta condición final de equilibrio, el vapor escapa desde la mecha a la atmósfera a través de una película de - aire y vapor.

Hay algunas ecuaciones psicrométricas de las cuales las de Carrier y de Apjohn son típicas. Esta última aunque es menos acertada que la de Carrier, tiene enorme validez y utilización para la mayoría de los cálculos de ingeniería y es la que en el futuro usaremos. La ecuación de Carrier es generalmente definida así:

$$P_v = P_s' - \frac{(P_B - P_s')(t_p - t_w)}{2755 - 1.28 t_w}$$

En cambio la ecuación de Apjohn que es la que utilizaremos más a menudo está representada por:

$$P_v = P_s' - \frac{P_B (t_p - t_w)}{2700}$$

En las ecuaciones anteriores los símbolos representan lo siguiente:

- P_v = Presión parcial del vapor de agua en el aire, psia o in-Hg abs.
- P_s' = Presión del vapor saturado a la temperatura de bulbo húmedo, psia o in hg abs.
- P_B = Presión total de la mezcla (presión barométrica del aire) psia o in hg abs.
- t_D = Temperatura de bulbo seco, grado F.
- t_W = Temperatura de bulbo húmedo, grado F.

El establecimiento de estas ecuaciones psicrométricas nos proveen de los medios necesarios para el cálculo de presiones de vapor de mezclas atmosféricas y nos facilitan -

además el cálculo directo de muchos factores importantes.

La entalpía de una mezcla atmosférica es a menudo expresada como la entalpía de la mezcla por libra de aire seco contenido en mezcla. En un volumen cualquiera de mezcla el peso del aire seco permanece constante ya sea que el contenido de vapor aumente por condensación o se reduzca por evaporación. De allí que es importante expresar estas propiedades que involucran cantidades de energía y materia en términos de peso unitario de relación a una mezcla atmosférica dada. La entalpía del aire atmosférico es entonces la suma de las entalpías de una libra de aire seco de esa cantidad de vapor que acompaña al resto de la mezcla. Para calcular la entalpía del aire seco utilizamos la siguiente ecuación:

$$h_a = 0.24 t \text{ Btu por lb.}$$

En la cuál t = temperatura del aire en grados F.

La entalpía del vapor en una libra de aire es rápidamente determinada por el uso de las tablas de vapor y está definida por la ecuación:

$$H_v = w_v h_g$$

En la cuál H_v = entalpía total del vapor Btu por lb de aire seco.

h_g = entalpía del vapor saturado a la temperatura atmosférica.

Si sumamos estas dos entalpías encontraremos la entalpía total de una mezcla atmosférica y estará representada por la

ecuación:

$$h_A = 0.24t + w_v h_g \text{ Btu por lb de aire seco}$$

Si ahora, nos imaginamos un aparato como el que vemos en la figura Fig, constituido por una cámara aislada que contiene una fuente de agua para la temperatura del bulbo húmedo, y que el aire que entra a la cámara en el punto 1 sale en el punto 2, veremos otras esenciales características de las mezclas atmosféricas. Si el aire que entre en 1 no está saturado y si se mantiene una superficie de agua constante, los experimentos nos han demostrado el hecho de que aire que sale de la cámara en el punto 2 estará saturado y que su temperatura será la temperatura de bulbo húmedo del aire que entra. El vapor de agua adicional necesario para la saturación del aire que entra ha sido entonces suplido en forma de líquido a la temperatura del bulbo húmedo, t_w . La energía requerida para evaporar este líquido está suministrada por la mezcla de aire la cual es enfriada desde la entrada en t_D hasta la salida en t_w .

Ya que observamos que no hay ningún trabajo o cambio de calor y que los cambios de energías potenciales y cinemáticas son despreciables, la ecuación general de la energía escrita entre los puntos 1 y 2 de la figura, nos dá:

$$h_1 = (w_{v2} - w_{v1}) h_f = h_2$$



Donde h_1 = entalpía de la mezcla entrando al aparato.

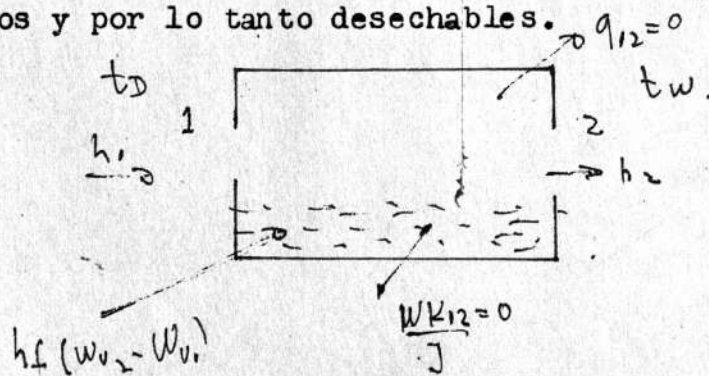
h_2 = entalpía de la mezcla saliendo del aparato.

$(w_{v2} - w_{v1}) h_f$ = entalpía del agua absorbida por el aire.

Como hemos visto ya no hay ganancia o pérdida de calor por el aire, de aquí que el bulbo húmedo. Haciendo aproximaciones sobre las fórmulas anteriormente dichas se pueden obtener las llamadas cartas psicrométricas.

La construcción de una carta psicrométrica similar a la que vemos en la Fig. 2 no representa mayores dificultades. Después de establecer escalas para las ordenadas (unidad específica) y para las abscisas la cual representa temperatura atmosférica o de bulbo seco asumimos una presión barométrica para la carta, generalmente 29,92 in hg y también se establece la línea de saturación en términos de porcentaje, que representa a la humedad relativa. Los demás valores son tabulaciones que se plotéan y se intercalan con lo cuál obtenemos las diferentes curvas que integran una carta.

Debe recordarse que las cartas psicrométricas están basadas solamente en una presión barométrica, sin embargo los cambios de presión en cualquier localidad son prácticamente mínimos y por lo tanto desechables.



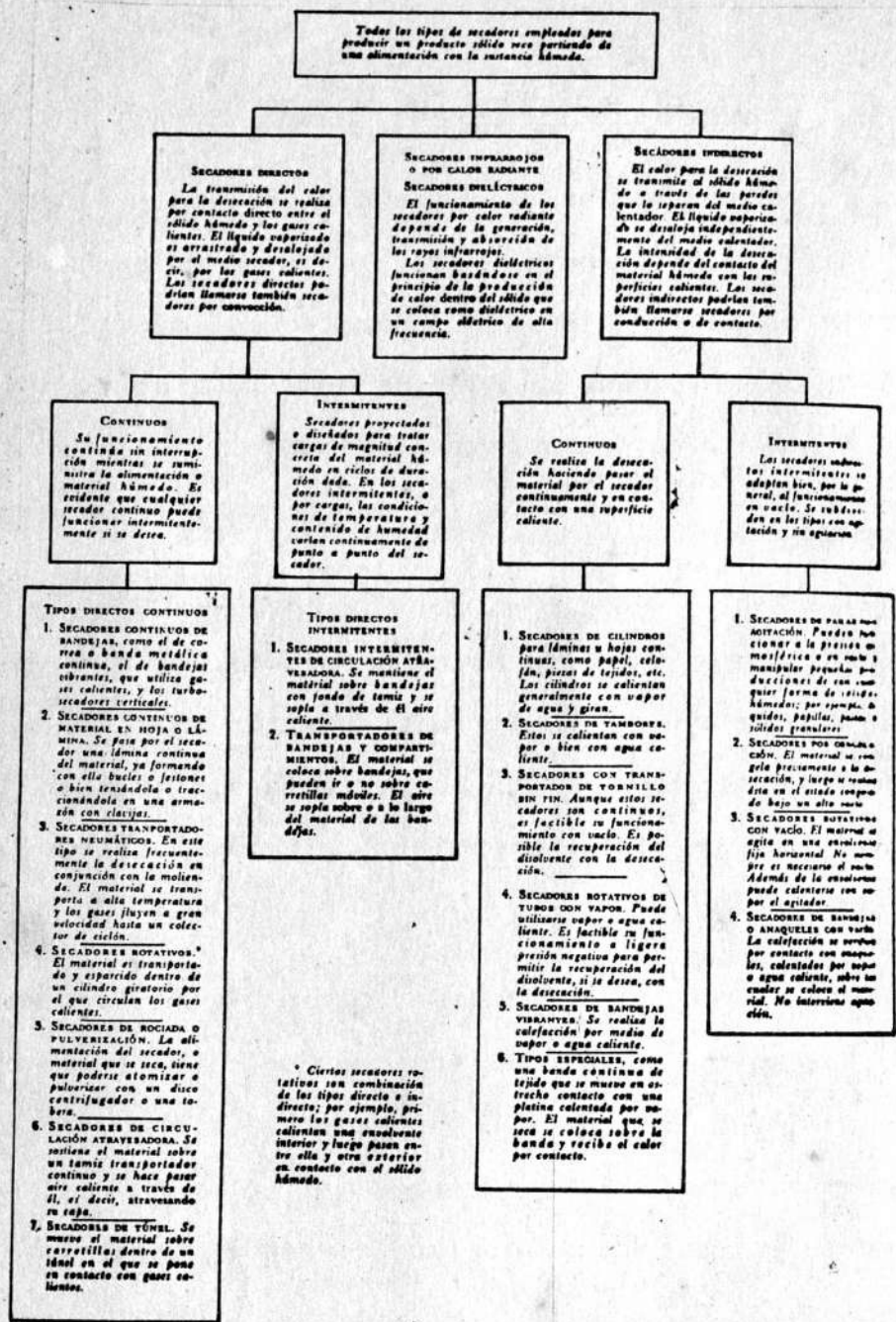


Fig. 14. Clasificación de los secadores basada en el procedimiento de transmisión del calor. [Marshall, Heating, Piping, Air Conditioning, 18, 71 (1946).]

Cuadro # 1

CLASIFICACION DE LOS SECADORES

Generalmente se utilizan dos métodos para efectuar una clasificación de secadores. El primero se basa directamente en las propiedades y características típicas ya físicas del material húmedo que deseamos secar. Generalmente es el más utilizable y sirve como guía para la elección de un grupo de secadores al menos en un estudio preliminar para un determinado caso de desecación.

El segundo método se basa esencialmente en el procedimiento que se utiliza para transmitir al calor al sólido-húmedo y también nos dá la pauta para encontrar diferencias durante el funcionamiento o para el diseño de un secador.

Según Marshall (heating, piping, air, conditioning, 18,71, mayo 1.946) los secadores se clasifican según la transmisión del calor de acuerdo al cuadro # 1 en el cual podemos ver que los secadores que están clasificados en directos e indirectos, con sub clases de continuos e intermitentes.

Los secadores directos se denominan así porque generalmente utilizan gases calientes que al ponerse en contacto con el material húmedo, suministra calor y retira hacia el exterior la humedad en forma de líquido vaporizado o vapor.

Los secadores indirectos efectúan el secado al comunicar el calor a través de una pared o de las paredes que contiene al sólido o al material húmedo, produciéndose la eliminación del líquido por medio diferente e independiente del que se utiliza para calentar el aparato. Pasaremos ahora a describir generalmente algunas características de funcionamiento de los secadores directos.

CARACTERISTICAS DE LOS SECADORES

DIRECTOS.

- 1.- El sécado depende de la transmisión de calor al material húmedo a partir de un gas caliente el cual elimina el vapor que contiene humedad.
- 2.- Los gases que se pueden utilizar para efectuar una operación de secado pueden ser aire calentado con vapor , productos de la combustión, un gas inerte o un vapor re-calentado.
- 3.- En algunos casos las temperaturas de desecación pueden alcanzár a los 360° C que representan una temperatura límite para la mayoría de los metales comunes que generalmente se emplean en la construcción. Es de notar que cuando se desecha a elevadas temperaturas la radiación viene a representar un factor muy importante como fuente de calor.
- 4.- Cuando la temperatura del gas son inferiores al punto de ebullición el contenido de vapor de gas tiene una gran influencia sobre la intensidad de desecación lógicamente sobre el contenido final de humedad. Por lo tanto los vapores recalentados del líquido que se elimina pueden utilizarse para la desecación, haciéndolos recircular.
- 5.- En algunos casos cuando se realiza la desecación a ba-jas temperaturas, puede ser necesario deshumedecer el

aire empleado en la desecación cuando la humedad del aire sea superior.

6.- Un secador directo tiene un consumo de combustible directamente proporcional a las libras de agua evaporada y así mismo utilizará mayor combustible cuanto más bajo sea el contenido de humedad que se requiere, como es lógico suponer los costos de inversión también tendrán su aumento proporcional.

2.- A mayor temperatura del gas entrante y manteniendo a la temperatura constante se observa que el rendimiento del secador es superior. La mayoría de los secadores directos continuos, están en capacidad de producir aproximadamente 100 lbs. de productos secos por hora. Para los casos en que el contenido de humedad excede de 4 lbs. de agua por lbs. de sólido seco, (cuando el contenido excede) la capacidad se reduce al rededor de las 45 a 50 lbs por hora.

El rendimiento térmico total para el caso de los secadores sin recirculación está determinada en función de las temperaturas de entrada y de salida y la podemos representar por:

$$n = \frac{(t_1 - t_2) 100}{(t_1 - t_a)}$$

$$n = \frac{134-80}{134-40} = \frac{54}{94}$$

En la cual n = rendimiento total en porcentaje; t_1 = temperatura del gas a la entrada. t_2 = temperatura del gas a la salida y producida solamente por la evaporación t_a = temperatura del aire al penetrar en los calentadores.

Los costos totales de funcionamiento para este tipo de secadores, generalmente se expresan en costo por libra de producto secado, resulta inferior a los de los secadores directos intermitentes, ya que se reduce el costo de la mano de obra y el combustible, obteniéndose así mismo una mayor producción.

Los secadores directos intermitentes son utilizados para los casos de bajas intensidades de producción y para manejar productos de elevado costo que requieren una manipulación especial. El tiempo de desecación es por lo general bastante largo (6 a 40 horas) además su funcionamiento muchas veces es inestable debido a que varía la temperatura del aire, la humedad, la temperatura del material y hasta el contenido de humedad son a menudo variables. Este tipo de secadores tiene la desventaja de no producir un secado uniforme a no ser que tengan una muy buena construcción que permita una adecuada separación entre las bandejas y una buena uniformidad de la corriente de aire. Podemos ver que los costos de combustible y la mano de obra son elevados lo cual incide en el costo total de producción. El consumo de com-

bustible puede llegar en algunos casos a producir marchas de 6 a 7.5 lbs de vapor por lbs de agua evaporada.

SECADORES INDIRECTOS

Estos secadores se diferencian de los directos desde el punto de vista de la transmisión del calor y la eliminación del vapor. Veamos una de sus principales características de funcionamiento:

- 1.- El calor es transmitido al material mojado por medio de conducción a través de una pared maciza generalmente metálica. La fuente de calor que se utiliza puede ser vapor condensable, agua caliente, gases de combustible sales derretidas que transmiten calor, aceite caliente, electricidad, etc.
- 2.- Las temperaturas superficiales muchas veces varían entre temperaturas inferiores a la de la congelación del agua y 570°C . En los casos de secadores rotativos indirectos que se calientan por combustible directo.
- 3.- Los secadores indirectos son apropiados para operaciones a bajas presiones y en atmósferas inertes, que permiten la recuperación de los disolventes y a la vez impiden la producción de mezcla explosiva o la oxidación de materiales de fácil descomposición.
- 4.- Los secadores indirectos que utilizan vapor condensable resultan económicos desde el punto de vista del consumo

de calor puesto que solo suministran calor en relación a la demanda del material secado, sin embargo su rendimiento se reduce cuando el contenido la demanda del material secado, sin embargo su rendimiento se reduce cuando el contenido final de humedad es bajo.

5.- Para el caso de recuperación de polvos y materiales pulverulentos se puede efectuar fácilmente en este tipo de secadores.

6.- Los secadores indirectos puede utilizar algún método de agitación lo cual asegura un mejor contacto con la superficie del metal caliente y elimina gradientes de humedad en la carga. El costo de operación de los secadores indirectos continuos resulta más económico que los directos.

Los secadores indirectos intermitentes se utilizan para evaporar y desecar soluciones o dispersiones, para secar pastas y sólidos granulados (levaduras), y para secar al alto vacío. Podrían dividirse en dos grupos en los cuales

- 1º El sólido permanece estático durante toda la operación y,
- 2º el sólido es agitado durante toda la operación de desecación.

El primer tipo puede estar representado por el secador con anaqueles a vacío y el segundo tipo que es el que ocupa nuestra atención está representado por bandejas agitadas que pueden trabajar con vacío o sin él.

El costo principal de operación de estos secadores está representado por la mano de obra para la carga y descarga de las bandejas y para su limpieza. El costo de la energía depende de la mayor o menos agitación, la naturaleza del material, y, si se utiliza el vacío, el grado de evacuación.

SECADORES INFRARROJOS Y DIELECTRICOS

Este tipo de secadores se basan en la transferencia de energía radiante para evaporar la humedad. La energía puede ^{ser} producida electricamente o por medio de refractarias incandescentes que se calientan con gas, lo cual tiene la ventaja de producir calentamiento por convección. Este tipo de calentamiento no ha tenido mayor aceptación en la industria química para el caso de eliminar humedad y su principal empleo está en el secado de películas de pinturas y para calentar delgadas capas de material. El costo es altísimo y puede ser de dos a cuatro veces más que el costo del combustible de los secadores anteriormente descritos.

Los secadores dieléctricos tampoco han encontrado mayor aplicación, -aún, siendo su principal característica -la de engendrar el calor en el interior del sólido lo cual indica posibilidades para futuras desecaciones de objetos macisos tales como madera, cerámicos objetos de caucho esponjoso, etc., así mismo el costo de consumo de combustible alcanza niveles sumamente altos pudiendo ser hasta 10 veces mayor que los otros tipos.

Pasaremos a continuación a describir el tipo de secador de bandejas y ^{comp}partimientos. En este tipo de secador el aire caliente circula sobre el material húmedo hasta que el mismo alcance el contenido de humedad necesaria. El método que se utiliza para soportar el sólido-húmedo depende esencialmen

te de su forma material. Por ejemplo las maderas, los productos cerámicos, cauchos, etc. se disponen en forma de pilas o sobre bastidores de barras; las maderas rayón, pinturas, pieles, se pueden poner colgados, los materiales granulados, pastas, papillas o dispersiones y los líquidos se coloca en bandejas que se apoyan en barras fijas o móviles. Los secadores modernos de este tipo estan contruidos en forma de cámaras bién aisladas con ventiladores intercambiadores de calor; además aparatos integrados todos en una sola unidad. Estos secadores son de mayor rendimiento y además permiten una mejor regulación del contenido de humedad en relación a los tipos antiguos en los cuales el aire circulaba por convección natural para un mejor funcionamiento de estos secadores es menester de que exista y se mantenga una temperatura constante y con una buena uniformidad del aire que pasa sobre el material que deseamos secar. Por investigaciones efectuadas y por prácticas industriales ya conocidas y demostradas es aconsejable utilizar velocidades de aire de con lo cual se mejora el coeficiente de transmisión de calor y además se eliminan las bolsas de aire estancado. La buena circulación del aire depende de que la capacidad del ventilador sea suficiente, un buen diseño de los conductos repartidores del aire a fin de evitar en lo posible los cambios bruscos de dirección, tomando en cuenta que hay que saber ubicar en el sitio exacto placas desviadoras para dirigir mejor el flujo de aire "la desuniformidad de la corriente de

aire es uno de los problemas más graves que se encuentran en el funcionamiento de los secadores de bandejas".

Estos secadores pueden ser del tipo de bandejas en carretilla o fijas. En el primer caso que es el de nuestro diseño las bandejas se cargan en carretillas y luego se introducen al secador y en el otro caso las bandejas colocan directamente sobre barras fijas en el interior del secador. Con el fin de guiar bien las carretillas que soportan las bandejas es bueno colocar carriles y ruedas con pestañas pudiendo también utilizarse ruedas giratorias para poder desplazar la carretilla por cualquier lugar de la planta. Las carretillas suelen tener dos filas de bandejas con 18 a 48 por fila de acuerdo a las dimensiones que tengan. Las bandejas pueden ser rectangulares o cuadradas de 0.37 a 0.74 m² cada una, y pueden ser construidas de cualquier material que no sea perjudicial a la calidad del producto, o que no vaya a ser afectada por la humedad o condiciones imperantes en el interior del secador. Es preferible que la distancia entre una y otra bandeja no sea inferior a los 25mm. (1 pulgada) con el fin de permitir una buena circulación. Por lo general el fondo de las bandejas puede ser de malla de material inoxidable con el fin de permitir una muy buena circulación de aire a través de ellas. Es preferible construir las bandejas de material metálico puesto que tiene mayor resistencia, mejor conducción del calor y soportan me-

por los malos tratos. El método usual de calentamiento es el vapor. La disposición corriente en estos secadores está constituida por un intercambiador colocado adelante del ventilador el cual obliga a pasar ^{el aire} y lo distribuye por medio de los conductos. en el caso que no haya vapor se puede utilizar electricidad para generar el calor, reemplazamos el intercambiador por resistencias con aletas de disipación.



BIBLIOTECA

TEORIA Y DATOS PARA EL PROYECTO
O DISEÑO

Ya hemos visto anteriormente bastante teoría la cual nos permite comprender mejor la naturaleza del proceso que vamos a efectuar. El paso del aire caliente sobre las superficies expuestas del material húmedo producen la transmisión del calor y la desecación. La intensidad de la desecación está en relación directa al flujo con que transmite el calor por convección desde el aire al material húmedo. En los secadores de bandejas cuando el área humedecida es constante, la intensidad de desecación depende del coeficiente total de transmisión de calor y de la diferencia entre las temperaturas del aire y la superficie del material que se desea secar.

Cuando circula el aire sobre una bandeja o sobre varias bandejas colocadas en serie se produce una caída de temperatura del aire la cual es posible calcular a partir de la velocidad del aire y del espaciamiento entre las bandejas.

Al calcular el tamaño del secador la diferencia de temperatura entre el aire y el sólido húmedo representará el promedio de las diferencias de temperatura en los bordes de entrada y salida de las bandejas. Durante el período de intensidad constante o sea al iniciarse el proceso de secado este promedio se reduce gradualmente y de una ma

nera poco apreciable en un análisis teórico, por tal motivo resulta bastante difícil estimar el tiempo real de secado en este tipo de secadores sin antes realizar pruebas reales de desecación.

El aire circula impulsado por ventiladores de tipo de hélice o centrífugos (turbinas). Si los ventiladores son integrales es decir que están en el interior del secador, los rulimanes o cojinetes deben ser de tipo adecuado preferiblemente autolubricados de la serie 2Z que garantizan un funcionamiento libre de lubricación y a una temperatura que pueda alcanzar hasta los 450° F, sin que sea necesario enfriarlos. Para los casos en que la temperatura de trabajo excede a los 200° C se hace necesario utilizar rulimanes enfriados o también pueden ser colocados en zona aparte del influjo de la temperatura.

La recirculación de aire en este tipo de secadores puede alcanzar en algunos casos entre 80 y 90%. Para los casos de productos o materiales que se secan durante el período de intensidad decreciente es necesario que la recirculación sea tan elevada como lo permita la construcción del secador. - Practicamente puede conseguirse esto con la ayuda de infiltraciones naturales y por medio de planchas móviles que permiten el ingreso o restringen la circulación de aire fresco según sea la necesidad del secado. .

Para calentar el aire es posible utilizar cualquiera de los tipos de intercambiadores ya conocidos especialmente los de superficie extendida con tubos y aletas de disipación pues tienen gran superficie y ocupan poco volumen.

Con el objeto de reducir al mínimo las pérdidas de calor y también evitar las grandes condensaciones (en caso de altas humedades), es necesario que el secador esté completamente aislado para lo cual es necesario colocar entre las juntas, las esquinas, en las puertas, empaques de asbeto por lo general de 1/8 inch que resiste mejor la temperatura y sirve para evitar fugas e infiltraciones.

Para facilidad y rapidez de operación especialmente en la carga y descarga del material sería conveniente tener un juego extra de carretillas y bandejas de modo que podríamos acelerar dichas operaciones.

RECALENTAMIENTO DEL AIRE

Hay algunos secadores que poseen calentadores internos con el objeto de recalentar el aire que efectúa el trabajo.

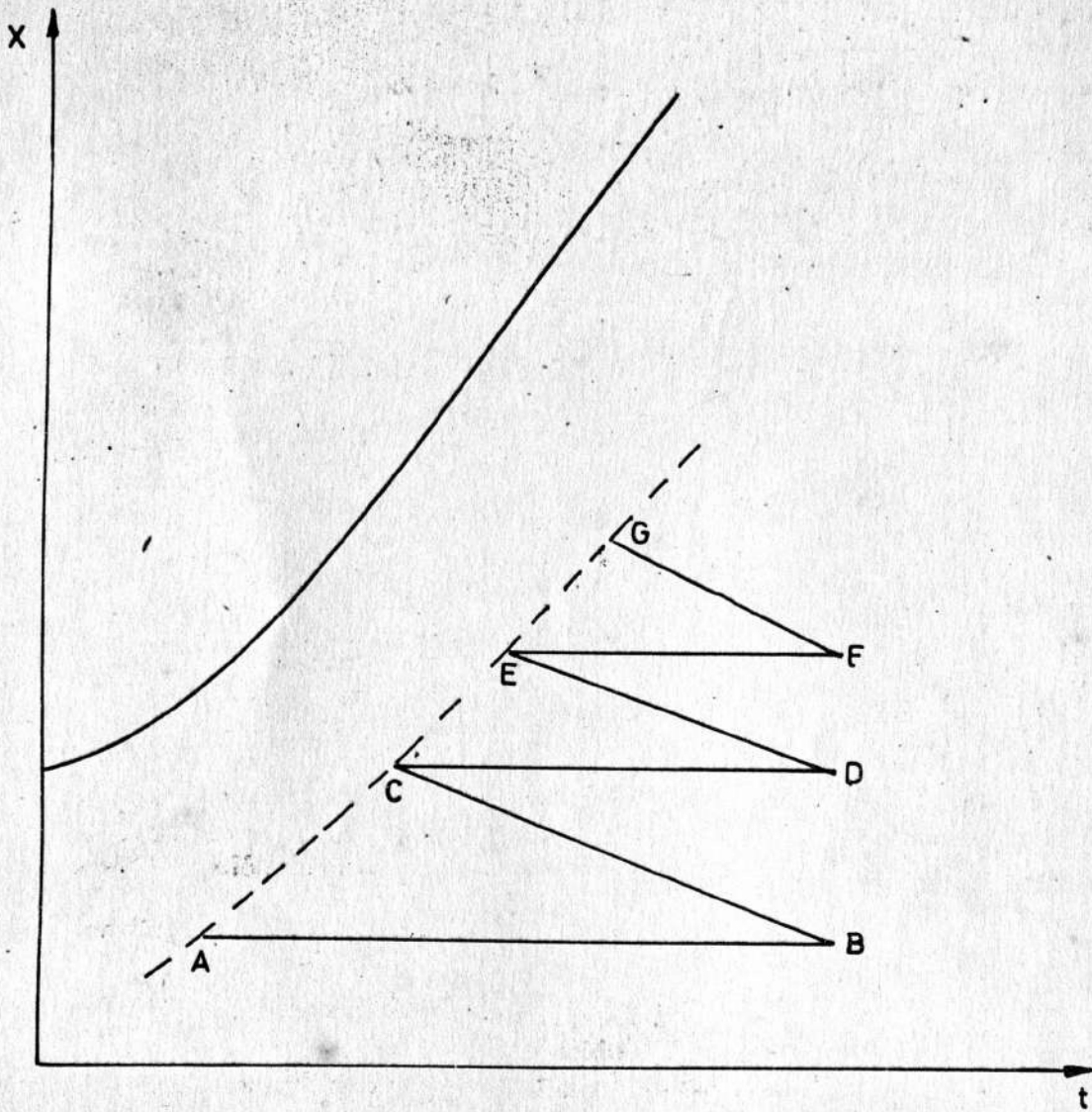
Para comprender mejor este asunto, estudiaremos la curva de la figura.5

Para el caso mas común, aquel donde no hay recalentamiento ni recirculación de aire, las condiciones del aire de trabajo están representadas por los puntos A-B y C.

El punto A representa la condición del aire fresco que ingresa al secador, y podemos concluir que cuando la temperatura es cero, al aire ya contiene algo de humedad.

Este aire lo calentamos hasta el punto B que indica la máxima temperatura del aire que puede utilizarse, debido a las condiciones del aire que sale del secador siguiendo la línea adiabática de enfriamiento a través del punto B, es decir que de B hasta C se produce el paso del aire sobre la superficie mojada del producto.

Con esta operación, el incremento de A - C es limitado y requiere una gran cantidad de aire por libra de humedad removida. Ahora bien, si el aire en C lo recalentamos hasta e



Secado con Recalentamiento del Aire Total

FIG. 5

el punto D que representa la máxima temperatura permisible, y luego lo hacemos pasar por el material con lo cual se consigue que el aire nuevamente se enfríe y a la vez recoge otra cantidad de humedad tal como podemos apreciar en E.

Si lo deseamos podemos repetir la operación similar hasta el punto G. Aun se requiere calor adicional para los pasos de recalentamiento, el efecto total es reducir la cantidad de calor que se usa por libra de agua evaporada ya que este método reduce el peso del aire descargado por libra de agua evaporada, el calor que se pierde de este modo en el aire, a la final es bastante reducido.

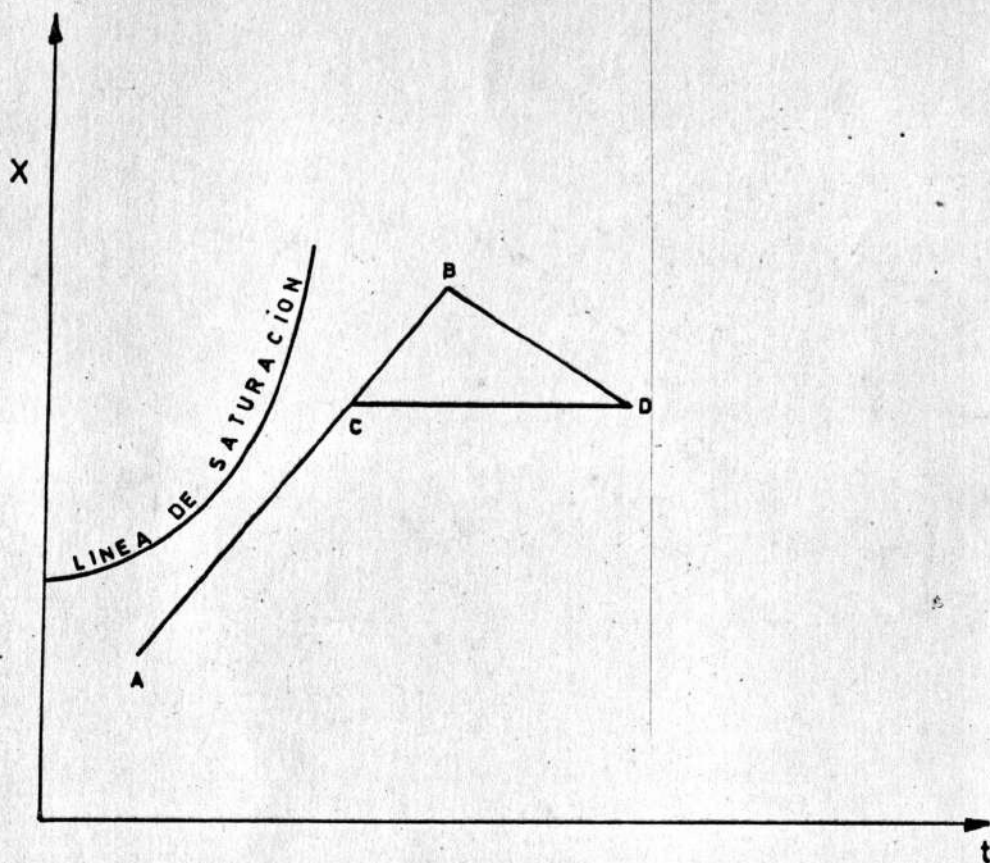
Recirculación de aire

En la mayoría de los procesos de secado se requiere controlar la temperatura de bulbo húmedo a la cual se opera. - Esto puede realizarse y más aún al mismo tiempo puede reducirse el calor requiriendo haciendo recircular parte del aire húmedo que sale del secador y combinarlo con aire fresco en determinada proporción.

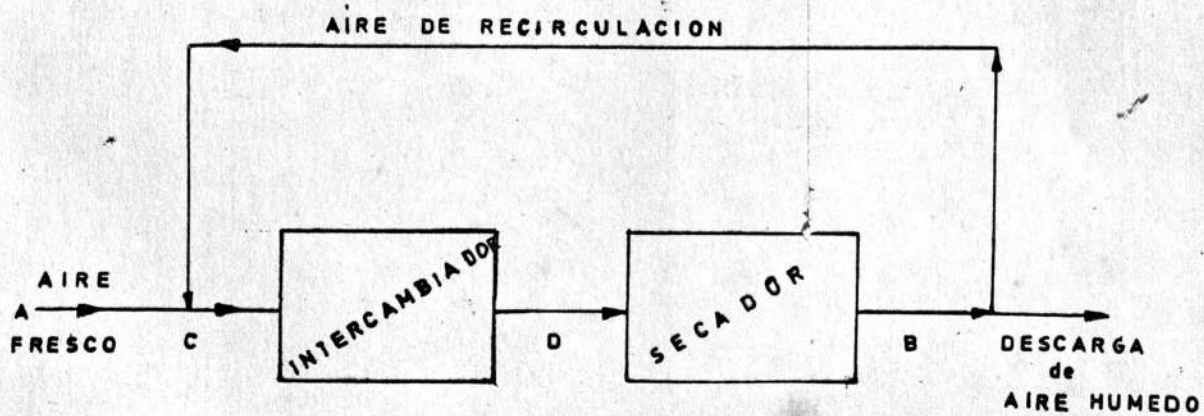
6

Observando la figura nos ilustraremos gráficamente del comportamiento del secador que recibe calor en un solo punto.

El punto A indica las propiedades del aire fresco que entra, este aire se sigue calentando y ganando humedad de acuerdo a las condiciones de operación normal hasta el punto B que indica las condiciones del aire que sale del seca-



(a)



(b)

FIG. 6

SECADO CON RECIRCULACION DE AIRE

dor, del cual solo cierta parte es expulsado y el resto se mezcla con aire fresco en proporciones tal que las condiciones de esta se representan en C.

Esta mezcla la hacemos calentar hasta la máxima temperatura de trabajo D y luego la hacemos pasar por el material húmedo recogiendo humedad y enfriándose adiabáticamente hasta alcanzar las condiciones de descargar en el punto B cerrándose de esta manera el ciclo.

Con este tipo de operación, se consigue reducir la cantidad de calor requerido por libra de agua evaporada, pero ya que el promedio de humedad del aire es más alto, se requiere velocidades de secado más lentas.

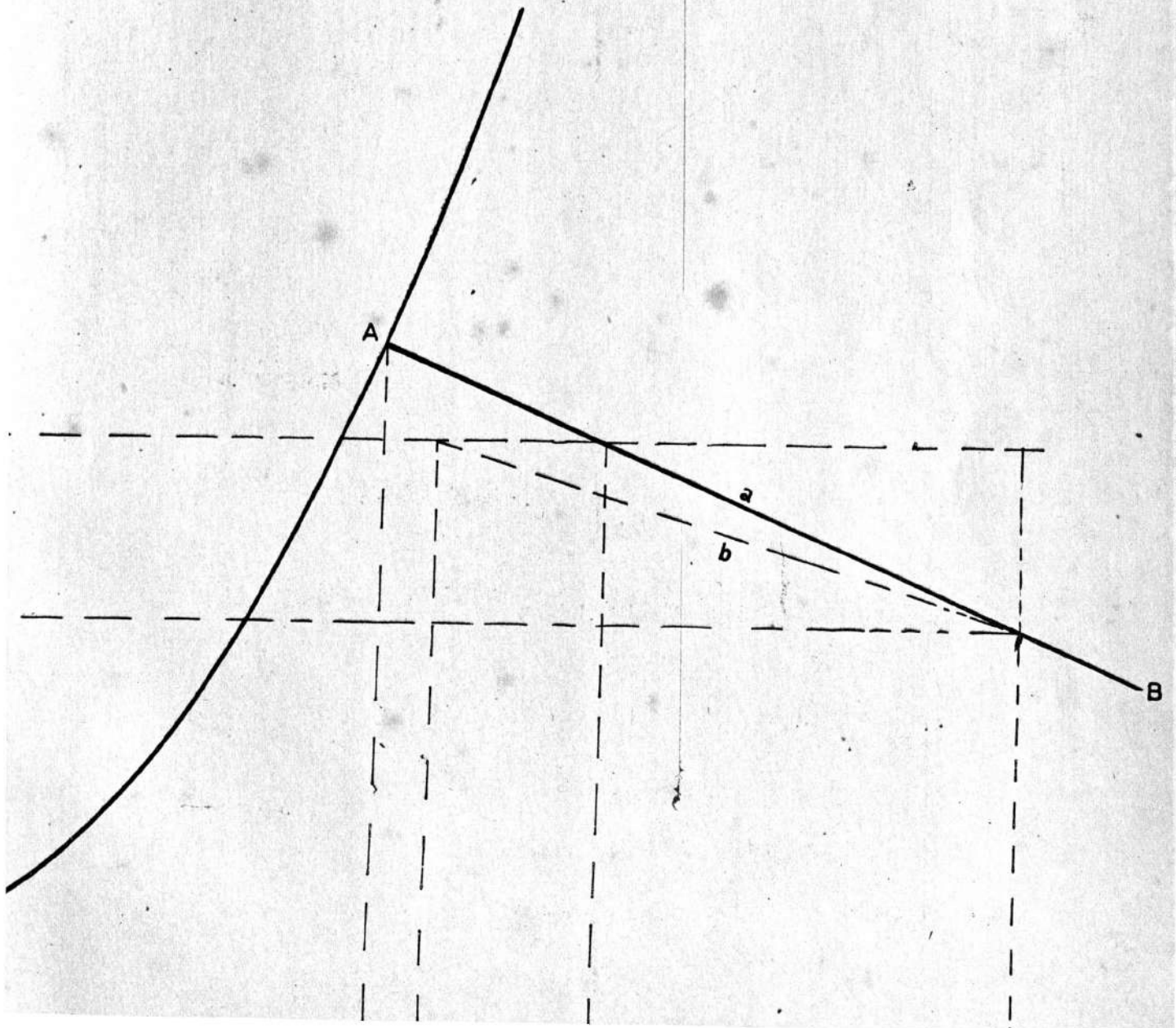
El siguiente gráfico, ^(Fig. 6) obtenido de Badger & Banchemo, nos ilustra más claramente el ciclo de operación para el caso de recirculación.

EFICIENCIA TERMICA DEL SECADOR

Para explicar mejor este concepto, nos remitiremos a la fig. 7, en la cual podemos observar la línea A-B de saturación adiabática y representa las condiciones del aire que entra al secador en el punto B, con t_1 y H_1 .

Este aire se enfría siguiendo esta línea de enfriamiento hasta el punto A de salida, con t y h , pero la temperatura del bulbo húmedo del aire sigue constante en t_w .

EFICIENCIA DEL INTERCAMBIADOR



Es un hecho por demás conocido que a pesar de todas las precauciones y aislaciones del caso, siempre se producen infiltraciones, con las consecuentes pérdidas de calor, por tal razón, el funcionamiento del secador no es exactamente adiabático, por lo cual, la temperatura real de salida, es algo inferior a t_2 , de modo que la recta b , con menor pendiente que la línea de saturación adiabática, nos indica la relación real existente entre la humedad y la temperatura, es decir a la misma H_2 la temperatura es t_3

Para determinar la eficiencia térmica de un secador en función de temperaturas de entrada, salida y real, - podemos utilizar la siguiente relación; denominando η a la eficiencia:

$$\eta = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_3} \times 100$$

Con la cual obtenemos en términos de porcentaje la eficiencia calorífica del secador.



CALCULO DE LA CAPACIDAD DEL SECADOR

Para poder determinar la capacidad de nuestro secador, es preciso analizar las necesidades o demandas que hay que suplir, tomando en cuenta las diferentes aplicaciones que este secador puede brindar, puesto que como ya hemos dicho anteriormente, es aplicable a varios productos pero para los efectos de cálculo nos concentraremos en las características de un producto determinado y - luego podemos generalizar las condiciones de operación imponiendo los pequeños cambios que sean requeridos para el efecto.

Ahora bien, siendo el cacao un producto de amplio consumo mundial y cuyo proceso de secado siempre ha sido objeto de estudios, pero en nuestro medio, siendo un país esencialmente exportador de cacao, poco o nada se ha hecho para tales efectos, considerando que en el pasado, y hasta hace poco tiempo, el cacao se ha secado en las calles, soportando las más antihigiénicas condiciones sujeto a las variaciones climatéricas y a la habilidad del encargado de esta operación: cuando más tarde se obligó a construir tendales e instalaciones especiales los costos de tales inversiones exigieron y en la actualidad exigen fuerte desembolso que para el caso de las grandes compañías - exportadoras no representan una carga monerosa pero para el pequeño agricultor, aquel que en su finca no posee las con-

diciones materiales para secar el grano, se ve obligado a entregarlo con mayor grado de humedad lo cual representa menores ingresos debido a las taras legales y arbitrarias que el comprador impone, ya que no existiendo un medio de control para la humedad, esta se efectúa de la manera más rústica, al ojo o al tacto.

Aquí reside el principal motivo de este estudio, beneficiar al pequeño agricultor, con el fin de que obtenga un mejor producto a un costo relativamente satisfactorio, entonces la capacidad del aparato estará de acuerdo a las necesidades del agricultor y luego podría proyectarse hacia el plano de la exportación para lo cual hay que realizar otra clase de estudios.

La capacidad que obtendremos la haremos sobre la base de que nuestro aparato producirá cacao para la elaboración de chocolates o bombones recordando siempre que su instalación debe efectuarse en el sitio de producción del grano con el fin de rebajar los costos de transporte y pérdidas (taras) de peso por humedad como indicaremos anteriormente.

Para el efecto, por investigaciones realizadas en las distintas fábricas que utilizan cacao para la elaboración de sus productos, hemos visto que las más grandes instalaciones del país en este ramo la Universidad e Inedeca tienen sus propios proveedores y secadores. Esta última tiene un consumo aproximado de 4000 libras de cacao por jornada de 8 horas, este dato constituye un promedio y nos da

un punto de partida, puesto que si asumimos que un solo secador nuestro puede abastecer el 25% de esta cantidad, es decir 1000 lbs. lo cual representa un calor considerable - que incidirá para el cálculo de costos y utilidades.

Experimentalmente se ha demostrado que se requieren 100 lbs de cacao húmedo para obtener 45 lbs de producto seco, por lo tanto:

$$\begin{array}{r} 100 \\ \times \\ \hline \end{array} \quad \begin{array}{r} 45 \\ 1000 \\ \hline \end{array} \quad x = 2200 \text{ lbs.}$$

Pero como el contenido de humedad de entrega será aprox. 5% la cantidad real requerida será alrededor de 2000 lbs de grano húmedo.

Ahora bien, la densidad del cacao, obtenida mediante varias pruebas experimentales se ha determinado en 40 lbs/cu. ft., aproximadamente, cantidad que nos servirá de referencia para nuestros cálculos.

Según Perry, al tamaño que se recomienda para las bandejas que soportan el material húmedo, debe ser 42 x 4 x 1.5 pulgadas.

Estas medidas nos da un área de:

$$\frac{42 \times 24}{144} = 7 \text{ sq. ft.}$$

y el volumen estará dado por:

$$\frac{42 \times 24 \times 1.5}{1728} = 0.88 \text{ cu. ft./bandeja}$$

Si la densidad es 40 lbs/cu. ft., el peso de producto que puede ser soportado en cada bandeja sera:

$$40 \times 0.88 = 35 \text{ lbs/bandeja}$$

Veamos ahora el número de bandejas necesarias, en base al dato de 2000 lbs de producto húmedo que se requieren para el caso nuestro, y si en cada bandeja se soportan 35 lbs, tendremos:

$$\# \text{ bandejas} = \frac{\text{peso total}}{\text{peso c/band}} = \frac{2.000}{35} = 57$$

pero como en realidad se necesitan menos de 2000 lbs podemos concluir que solamente se necesitan 56 bandejas, con las cuales calcularemos al número de carros que se van a introducir en el secador.

Si colocamos las 56 bandejas en una sola rama, y considerando el espacio entre ellas para circulación del aire, tendríamos:

$$56 \times 2.5 = 140 \text{ pulgadas de altura.}$$

que resulta sumamente inconveniente por la dificultad para la manipulación del material por tal razón optamos por colocar dos carros con 28 bandejas cada uno lo cual nos permite hacer un mejor diseño.

DISEÑO DE LAS DIMENSIONES DEL

SECADOR

El correcto diseño del secador esta supeditado a las diferentes partes que lo integran, así por ejemplo, la altura está determinada por el número de bandejas y la altura

•

de las carretillas que las soportan, así, tomando en cuenta que entre cada una de ellas debe haber una separación de por lo menos una pulgada, la altura del conducto, espacio para ventilación, espacio para circulación de aire por la parte inferior, la suma de todas estas consideraciones nos da una idea de la altura deseada.

Altura de las bandejas y espacio entre ellas.....	28x2 1/2	70	inches
Altura del conducto de aire que reparte a los deflectores.....		15	"
Altura para circulación del aire en la parte superior.....		4	"
Altura de circulación del aire en la parte inferior.....		6	"
Altura para que se pueda efectuar la vibración.....		5	"
		<u>100</u>	inches

de modo que la altura necesaria y suficiente para el caso nuestro es de cien pulgadas de medida interior, al igual que las que calculamos, ya que posteriormente haremos el cálculo del aislamiento.

La forma de determinar el ancho del secador es bastante similar y partimos del hecho que conocemos el largo de las bandejas (42"), entonces le damos otras 3" a cada lado para mejor circulación del aire lo cual nos da un total de 48" con lo cual obtenemos ya dos dimensiones, pasaremos -

ahora a calcular el largo del secador, análogamente.

Para este efecto consideremos el ancho de las bandejas, número de carros conductos, y demás elementos que hay que considerar.

El ancho de las bandejas es 4", como son dos carros tendremos 48", así mismo dejamos un espacio de 3" entre las paredes y entre ellas lo de la (cámara pr) cual hace un to total de 9", luego; $48 + 9 = 57"$ que representa el largo de la cámara propiamente dicho o sea el sitio donde se introducen los carros porta-bandejas.

Ahora bien, tenemos dos conductos para circulación de aire de 15" c/u a cada lado, lo cual hacen 30" y consideramos otras 30" para instalar el intercambiador, ventiladores, bulbos, etc., lo cual suma:

$$57 + 30 + 30 = 117 \text{ pulgadas}$$

Podemos concretar entonces que las medidas interiores del secador, para nuestro caso serán:

$$117 \times 100 \times 48 \text{ pulgadas}$$

Calcularemos ahora el área de las paredes de modo que sabremos la superficie total de transferencia que necesitamos aislar.

$$= 2 \times 117 \times 100 = \frac{234 \times 100}{144} = 162 \text{ sq.ft.}$$

$$= 2 \times 48 \times 100 = \frac{96 \times 100}{144} = 67 \text{ sq. ft.}$$

$$= 48 \times \frac{117}{144} = 39 \text{ sq. ft.}$$

Area de paredes sin considerar el piso de cemento:

$$A_{\text{paredes}} = 162 + 67 + 39 = 268 \text{ sq.ft.}$$

El volúmen total de la cámara será:

$$\frac{117 \times 100 \times 48}{1728} = 326 \text{ cb.ft.}$$

CALCULO DEL CALOR TOTAL

Para efectuar dicho cálculo es necesario obtener y luego sumar los siguientes calores:

$$Q_T = Q_{\text{paredes}} + Q_{\text{puercos}} + Q_{\text{aire}} + Q_{\text{carros}} + Q_{\text{agua}}$$

Cálculo del calor por las paredes.-

Para tal efecto utilizaremos la fórmula general:

$$Q_{\text{paredes}} = U A (t_1 - t_2)$$

de la cual sabemos los valores de A, y las temperaturas t_1 y t_2 debiéndose calcular el valor de U por medio de la fórmula:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{2L_1}{k_1} + \frac{1}{h_2} + \frac{L_2}{k_2}}$$

$$h_1 = 7 \text{ kcal} / \text{m}^2 \text{ hr} \text{ } ^\circ\text{C.}$$

$$h_2 = 25 \text{ kcal} / \text{m}^2 \text{ hr} \text{ } ^\circ\text{C.}$$

$$\frac{1}{7} = 0.143$$

$$k_1 = 55 \frac{\text{kcal}}{\text{m} \cdot \text{hr} \cdot \text{C}} \quad \frac{0.002}{55} = 0.0000365$$

$$k_2 = 0.035 \frac{\text{kcal}}{\text{m} \cdot \text{hr} \cdot \text{C}} \quad \frac{0.050}{0.035} = 1.43$$

$$L_1 = 0.001 \text{ mt.}$$

$$L_2 = 5 \text{ mm} - 12 \text{ mm} \quad \frac{11}{25} = 0.04$$

$$= 1.6130365 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{hr} \cdot \text{C}}$$

Vamos calcular dos valores de U para dos diferentes espesores con el fin de analizar cual es más conveniente de usar y económicamente por que razón lo hacemos así, para el caso del espesor de 5 mm tenemos el valor arriba indicado, veamos ahora que pasa con 12 mm.

$$U_5 = \frac{1}{1.613} \approx 0.612$$

$$U_{12} = 0.183 \quad 3.425 \quad 3.608$$

$$U_{12} \pm \frac{1}{3.608} = 0.273$$

$$U_5 = 0.612$$

$$U_{12} = 0.273$$

$$Q_5 = U_5 \cdot A (t_1 - t_2) = 0.612 (75 - 33) \cdot 25 = 25 \times 4.2 \times U = 1050U$$

$$Q_5 = 1050 \times U_5 = 1050 \times 0.612 = 642 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

$$Q_{12} = 1050 \times U_{12} = 1050 \times 0.273 = 291 \text{ (igual dimensión)}$$

Como podemos observar, existe una diferencia de 351 Kcal/h que representa una considerable cantidad de calor, que se perdería o pierde, entonces hay que ver que nos resulta más conveniente, si poner el aislamiento de 12 mm lo cual eleva considerablemente el costo inicial de instalación o le ponemos la capa de 5 mm a menor costo de instalación pero que nos permite fuga de calor.

El estudio económico nos dará la razón de que el menor espesor es el más aconsejable debido a que para generar el calor que no se utiliza, el costo es relativamente bajo ya que se requieren generar 55 lb. v/hr para suplir el calor desperdiciado, esto representa al día 880 lbv/día, cantidad infima si consideramos que nuestra capacidad de generación es muy superior y el costo del combustible resulta a la larga más barato que poner aislamiento más grueso.

Estos lo veremos más detalladamente en el capítulo correspondiente a la parte económica, de modo que sigamos adelante con los cálculos.

CALCULO DE AREA DE ANGULOS, BANDEJAS, CARROS, etc.

Para el efecto hay que referirse al plano ^{A-01} del cual tenemos las medidas que previamente hemos calculado.

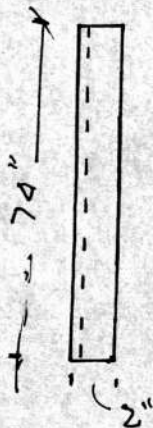
Area de angulos puntales de las carretillas.-

Δ 2 x 2 x 1/4 in. Area = $7\frac{1}{2} \times 4 = 296$ sq. in. = 2.05 sq.ft.

Como son cuatro ángulos: $2.05 \times 4 = 8.20$ ft.sq.

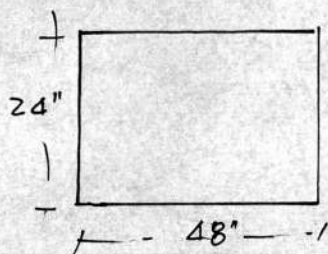
Debido a que el calor se recibe por ambos lados: el calor se duplicará: $8.20 \times 2 = 16.40$ sq. ft.

Este es el valor para un solo carro, en dos será:



32.80 sq. ft. área de ángulos

Área de las bases de los carros.-

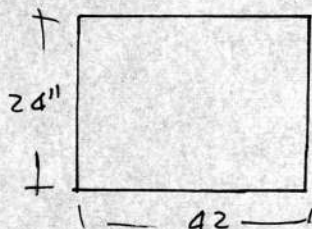


$$P = (48 + 24) \times 2 = 144 \text{ in.}$$

$$A = \frac{144 \times 4}{144} = 4 \text{ sq. ft. como son 2 carros:}$$
$$= \underline{8 \text{ sq. ft. área bases}}$$

Área de ángulos de Bandejas.-

└ 1 1/2 x 1 1/2 x 3/16 pulgadas.



$$P = (24 + 42) \times 2 = 132 \text{ in.}$$

$$A = \frac{132 \times 6}{144} = 5.5 \text{ sq. ft./bandeja}$$
$$= 5.5 \times 58 = \underline{320 \text{ sq. ft.}}$$

Área total de ángulos, bandejas, bases = $32 + 8 + 320 = 360 \text{ sq.ft.}$ a este total le aumentamos 20 sq.ft. por cualquier falla y tenemos en total $360 + 20 = \underline{380 \text{ sq.ft.}}$

Calculo del calor requerido para calentar Angulos, bandejas etc. para tal efecto aplicaremos la siguiente fórmula:

$$Q = V \rho C_p (t_1 - t_2) \text{ Btu}$$

en la cuál:

V = volumen del material, cub. fts.

ρ = densidad del material, lb./cub.ft.

C_p = calor específico del material, Btu/lb.xF

t = temperaturas, °F.

Debemos aclarar que el material de los ángulos de los carros es fierro de 2 x 2 x 1/4 pul. y el de las bandejas

es de aluminio de $1\frac{1}{2} \times 1\frac{1}{2} \times \frac{3}{16}$ pulgs., para lo cual necesitamos calcular los volúmenes de dichos materiales, al menos más aproximadamente posible y tendremos:

Ángulos de hierro, Volumen = $74 \times 4 \times \frac{1}{2} \times 4 = 296$ cub.in.

Bases de carros, Volumen = $144 \times 4 \times \frac{1}{2} \times 2 = 288$ cub.in.

Ángulos de aluminio, Vol. = $132 \times 3 \times \frac{3}{16} \times 58 = 4800$ cu. in.

Ángulos d hierro, total = $296 + 288 = 584$ cu.in.

$$\frac{584}{1728} = 0.35 \text{ cub. ft.}$$

Ángulos de aluminio, total $\frac{4800}{1728} = 2.78$ cub. ft.

Aplicando los valores en el primer caso tendremos:

$$\rho_{\text{Fe,gray,cast}} = 442 \text{ lbs/cub.ft.}$$

$$C_p = 0.136 \text{ Btu/lb.}^\circ\text{F}$$

$$t_1 = 167 \text{ F}, t_2 = 91^\circ\text{F, reemplazando nos queda:}$$

$$\begin{aligned} Q &= 035 \times 442 \times 0.136 \times (167 - 91) \\ &= 154 \times 10.2 = 1.590 \text{ Btu.} \end{aligned}$$

En el caso de los ángulos de aluminio, tendremos:

$$\rho = 165 \text{ lb./cub. ft.}$$

$$C_p = 0.1824 \text{ lb./cu. ft.}$$

$$\begin{aligned} Q &= 2.78 \times 165 \times 0.1825 \times (167 - 91) \\ &= 460 \times 13.9 = 6400 \text{ Btu.} \end{aligned}$$

Total del calor = $1590 + 6400 = 7.990 \approx 8.000$ Btu.

Este calor obtenido en Btu, debemos transformarlo en Kcal para mantener las unidades en un sólo sistema - unificado, así:

$$8000 \text{ Btu} \times 0.252 \text{ Kcal/btu} = 2020 \text{ Kcal}$$

dividendo para el tiempo de secado, obtenemos:

$$2020 : 8 \text{ hr.} = 252 \text{ Kcal/hr.}$$

$$\text{total en este caso} = 252 \text{ Kcal/hr}$$

TRANSMISION DE CALOR POR EL PISO

El piso del secador esta compuesto de la siguiente manera:

Una capa de laton de 2 mm de espesor, otra capa de ruberoid de 2mm y todo esto va asentado sobre unabase de concreto de 100 mm de grueso. Encontraremos la transmisión de calor por el piso, aplicando la ecuación general que utilizamos para el cálculo de paredes.

$$l_1 = 2\text{mm} \quad \text{Laton, } K = 55$$

$$l_2 = 2\text{mm} \quad \text{Ruberoid, } K = 1.4$$

$$l_3 = 100\text{mm} \quad \text{Concreto, } K = 51.2$$

$$h_1 = 24.4$$

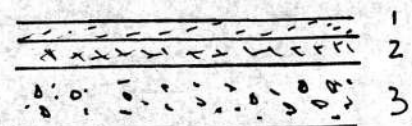
$$h_2 = 0$$

$$k_1 = 55$$

$$k_2 = 1.4 - \frac{\text{Kcal}}{\text{Hr} \times \text{sq mt} \times ^\circ\text{C}}$$

$$k_3 = 51.2$$

U



Piso

- 1 = Laton
- 2 = Ruberoid
- 3 = Concreto

$$U = \frac{1}{\frac{1}{1} + \frac{0.002}{0.002} + \frac{0.002}{0.002} + \frac{0.100}{0.100}}$$

$$= \frac{1}{0.4117} = 2.42$$

$$Q = 2.42 \times 3.72 \times 42 = 380 \text{ Kcal}$$

dividiendo para el tiempo de operación:

$$Q = \underline{47.5 \text{ Kcal/hr}}$$

CALCULO DEL CALOR SENSIBLE DEL PRODUCTO

Según Rumor, para encontrar este calor, utilizaremos nuevamente nuestra ya tan conocida fórmula:

$$Q = V C_p (t_1 - t_2) \text{ Btu.}$$

cuyos términos fueron definidos anteriormente, tenemos:

reemplazando valores:

$$C_p = 0.7 \frac{\text{Btu}}{\text{lb of}}$$

$$V = 45 \text{ lb/h}$$

$$C_p = 0.7 \text{ Btu/lb.}^\circ\text{F}$$

$$t_1 = 167 \text{ F}, t_2 = 91 \text{ F}$$

72°C 33°C

$$Q = 45 \times 0.7 \times 75$$

$$= 45 \times 0.7 \times 75$$

$$= 2360 \text{ Btu/lb.}$$

$$= 2360 \times 0.252 = 600 \text{ Kcal/hra.}$$

$$Q = \underline{600 \text{ Kcal/hr}}$$

Hagamos un resumen de los calores hasta aquí encontrados:

Calor Paredes =	642	Kcal/hr	
Calor carros =	252	Kcal/hr	
Calor piso =	48	Kcal/hr	Q = 1.542 $\frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$
Calor producto =	600	Kcal/hr	

Es decir, que nos falta calcular el calor necesario para eliminar el agua contenida en el producto, y el que se requiere para calentar el aire de secado que ingresa, lo haremos a continuación:

CALCULO DEL CALOR PARA ELIMINAR EL
AGUA Y CALENTAR EL AIRE

De 100 libras de cacao recién pelado de la mazorca que se sometieron al secado en un túnel secador del Laboratorio de Operaciones Unitarias de la facultad de Ing. Química de la Universidad de Guayaquil, se obtuvo finalmente un promedio de 42.8 libras de producto completamente seco. Ya que carecíamos de los instrumentos adecuados para la determinación del contenido de humedad, al menos exactamente, hubimos de someter el secado a diferentes paradas con el fin de comprobar directamente por el tacto, el estado de la pepa.

Sin embargo, una investigación de la literatura al respecto, nos indicó una muy buena aproximación de nuestro método.

Así, la humedad, referida al producto seco que obtuvimos fue:

$$H = \frac{\text{peso del producto húmedo} - \text{peso prod. seco}}{\text{peso del producto seco}}$$

$$H = \frac{100 - 42.8}{42.8} = 134 \%$$

El cacao para la exportación se lo entrega por acuerdos internacionales con una humedad promedio del 5%.

Hemos considerado que los pequeños productores podrían realizar el secado de este producto a una razón promedio de 45 lbs./hr. en vista de que una mayor proporción demandaría lógicamente mayores instalaciones que resultarían operosas para aquellos y que sólo estarían en capacidad de hacerlo los grandes exportadores y sería objeto, de otro estudio ampliatorio.

Cantidad de agua a extraerse del producto.-

Todo la operación del secado se dirige finalmente a la extracción de la humedad en el secador, por lo que tal cantidad es el elemento de trabajo en el equipo.

La cantidad de agua será:

$$W = \frac{45}{1.05} (1.34 - 0.05) = 55 \text{ lbv/hr.}$$

Esto es 55 lbs de agua por hora.

Método del secado.-

Este se efectuará con aire calentado hasta 75°C con un punto de rocío de 45°C . ^{113°F} Este se lo hará recircular sobre el producto de modo que salga a la temperatura de 50°C con una humedad relativa de 60%. En el diagrama correspondiente se puede apreciar el proceso que sigue el aire en la carta psicrométrica. En el se ve claramente cada uno de los parámetros que lo afectan en su recorrido hasta ser recirculado y expulsado.

Las condiciones iniciales del aire fresco que ingresa fueron examinadas experimentalmente y obtuvimos los siguientes valores:

$$t_1 = 33^{\circ}\text{C}$$

$$x_1 = 24 \text{ grv/Kgs a s.}$$

lo cuál indica que la humedad del aire de entrada es 24 gramos de vapor por kilogramo de aire seco.

La humedad del aire a 45°C se la obtiene de las cartas psicrométricas o de la expresión:

$$x_2 = \frac{0.622 p_v}{760 - p_v} ; \text{Kgv/kg as.}$$

y operando con las tablas de Keenan podemos encontrar el valor de p_v para 45°C .

Tal expresión nos da:

$$x_2 = 65 \text{ grv/Kg as.}$$

El contenido de humedad, x_3 , se obtiene utilizando la temperatura húmeda (50°C) la cual representa también la tempe-

ratura de la superficie húmeda del producto, y la curva de humedad relativa señalada de 60%, y así tenemos:

$$x_3 = 75 \text{ grv/Kg as.}$$

de modo que la cantidad de absorción de agua del aire de secado será:

$$x_3 - x_2 = 75 - 65 = 10 \text{ grv/Kg as.}$$

Entonces, la cantidad de aire seco que se requiere hacer circular por hora en el secador para absorber 55 lbs de agua por horaes:

$$V = \frac{55 \times 0.454}{0.010} = 2.500 \text{ Kg as/hr}$$

Estos Kilos de aire seco los podemos transformar en Metros cúbicos por hora multiplicándolos por el volumen específico del aire seco. Esta cantidad nos representa también la capacidad del ventilador que se requiere para nuestra operación.

CALCULO DE LA CANTIDAD DE AIRE DE RECIRCULACION

La operación de recirculación del aire se ha proyectado con el fin de obtener una elevada economía en el proceso utilizando el aire caliente que sale del producto, y cuyas características vimos anteriormente.

Pero como no se puede hacer recircular todo el aire debido a que se saturaría y ya no extraería más humedad del producto, es necesario entonces retirar una proporción de aire ya usado y reemplazarlo con aire fresco - a las condiciones iniciales.

Denominando m al porcentaje de aire a recircular, la cantidad de aire recirculado será:

$$mV \text{ Kg as/h (A)}$$

y la cantidad de aire fresco es:

$$(1 - m) V \text{ Kg as/h (B)}$$

De este sistema de ecuaciones despejamos, por medio de un balance de masas en el sistema del aire, el valor de m :

$$mx_3 + x_1 (1 - m) = x_2$$

$$m = \frac{x_2 - x_1}{x_3 - x_1} = \frac{65 - 24}{75 - 24} = 41.2\%$$

Entonces la cantidad de aire a recircular será:

$$\text{En la ecuación (A) ; } V_r = mV = 0.412 \times 2500 = 1.030 \text{ Kg as/hr}$$

En la ecuación (B) reemplazamos valores y determinamos la cantidad de aire fresco que ingresa al sistema:

$$V_f = 2500 - 1030 = 1.470 \text{ Kg as/hr.}$$

CALOR NECESARIO PARA EL SECADO

La carga de calor necesario para secar el producto se compone del calor para calentar y evaporar el agua a la temperatura de 50 C más el calor requerido para elevar la temperatura del aire desde la condición exterior hasta la condición de bulbo húmedo o sea 50 C.

Previamente haremos las transformaciones necesarias para unificar las unidades.

$$55 \text{ Lbs va/hr} \times 0.454 \text{ kg/lb} = 25 \text{ kgv/hr}$$

$$h_{g50} = 1114 \text{ Btu/lb v} = \frac{1114}{1.8} = 630 \text{ Kcal/Kgv.}$$

$q = \text{calor para el agua} = W (h_g) + x_1 (h_g)$ reemplazando valores:

$$= 25 \times 630 + 0.024 \times 630$$

$$q = 15.400 \text{ kcal/hr aproximadamente.}$$

El calor que necesitamos para calentar el aire de reposición, (1 - m) o sea aire fresco que ingresa, será:

$$q = V_f \times C_p \times (t_3 - t_1)$$

$$= 1470 \times 0.24 \times (50 - 33) = 9.500 \text{ Kcal/hr.}$$

Y la carga total será:

$$Q = q_1 + q_2 = 15.400 + 9.500 = 24.900 \text{ Kcal/hr.}$$

$$\text{o mejor } Q = 25.000 \text{ Kcal/hr.}$$

Esta cifra representa la cantidad de calor requerida por hora para eliminar la masa de agua contenida en el producto y elevar la temperatura del aire de ingreso, si quisieramos saber la cantidad de calor para evaporar un Kg de agua del producto dividimos para W Kgv/hr.

$$25.000 \text{ Kcal/hr} \quad 25 \text{ Kgv/hr} = 1000 \text{ Kcal/Kgv.}$$

Naturalmente que a la cantidad arriba encontrada, debemos sumar los calores anteriormente calculados por otros conceptos tales como:

paredes, carros, piso, calor sensible, etc.

$$Q_{\text{total}} = 1.542 + 25.000 = 26.542 \text{ Kcal/hr.}$$

a dicha cantidad le agregamos un porcentaje para compensar cualquier error u omisión y como factor de seguridad nos queda entonces:

$$Q_{\text{total}} = 27.000 \text{ Kcal/hr}$$

que representa el valor total de la Velocidad de transmisión de calor. Ahora, bien vamos a calcular la cantidad de calor, y la capacidad que debe tener el caldero para suministrarnos dicho calor.

CALCULO DEL CALDERO

El mecanismo a seguir es el siguiente:

El suministro de vapor será a 45 lb.abs/sq.in. ($t = 274^{\circ}\text{F}$) saturado, entonces debemos considerar que se requieren dos calores que integran el total de nuestro cálculo; uno que sirve para calentar y vaporizar el agua, así:

$$q = h_g(274) - h_f(80) = 1172 - 48 = 1124 \text{ Btu/lb}$$

El otro calor requerido sirve en el radiador y corresponde a la condensación del agua, veámos:

$$q' = h_{fg}(274) = 928 \text{ Btu/lb.}$$

Esto significa que parte del calor se va en el agua condensada sin haber sido utilizado; tendremos entonces:

$$q = 1127 - 928 = 196 \text{ Btu/lb.}$$

de tal forma, que la cantidad de agua a condensarse será:

$$W_a = \frac{Q}{928} \text{ Lb/hr} \quad \text{or} \quad \frac{Q \times 0.01721}{928 (3,28)} \text{ m}^3/\text{hr.}$$

De modo que la capacidad del caldero debe suministrar la suma de ambos calores que ya hemos calculado, así:

$$Q_t = Q + \frac{196 Q}{928} = \frac{1124 Q}{928} = 1.2 Q \text{ Btu/hr.}$$

Como una comprobación, podemos efectuar el mismo cálculo pero utilizando otro razonamiento o alternativa, veamos:

Calor suministrado: $h_g (274) = 1172 \text{ Btu/lb}$

La cantidad de condensado representa un calor $Q/928 \text{ lb/hr}$, entonces el calor total del caldero será:

$$\frac{Q}{928} \times 1172 \text{ Btu/hr.}$$

pero como el agua ya tiene un calor de 48 Btu/lb que representa:

$$48 \times \frac{Q}{928} \text{ Btu/hr.}$$

de modo que el calor total será:

$$Q_t = \frac{1172 Q}{928} - \frac{48 Q}{928} = \frac{1124 Q}{928} \text{ Bt/hr.}$$
$$= 1.2 Q \text{ Btu/hr.}$$

Como podemos apreciar, el resultado obtenido es idéntico y sirve como corroboración a nuestro cálculo.

Transformaremos entonces las Kcals en Btu, así:

$$27.000 \frac{\text{kcal}}{\text{hr}} \times 3.968 \frac{\text{Btu}}{\text{Kcal}} = 107.000 \text{ Btu/hr.}$$

este valor lo reemplazamos para encontrar el calor total que debe suministrar el caldero:

$$Q_t = 1.2 \times 107.000 = 128.400 \text{ Bt/hr.}$$

Calcularemos ahora la cantidad de agua que se condensa:

$$W_{ac} = \frac{Q_t}{h_{fg}} = \frac{128.000 \text{ Btu/hr.}}{970 \text{ Btu/lb.}} = 132 \text{ lbs/hr.}$$

esta cantidad de agua que se condensa, debe ser ingresada o repuesta al caldero para lo cual instalaremos una bomba que a más de solo introducir agua para mantener el nivel, pueda servirnos para las operaciones de limpieza mediante una instalación de by-pass.

Las 132 lbs/hr de agua condensada, representa 60 lts/hr de agua que equivale a una razón de alimentación de 1 lt/min cantidad que comparada a otras operaciones similares resulta aceptable.

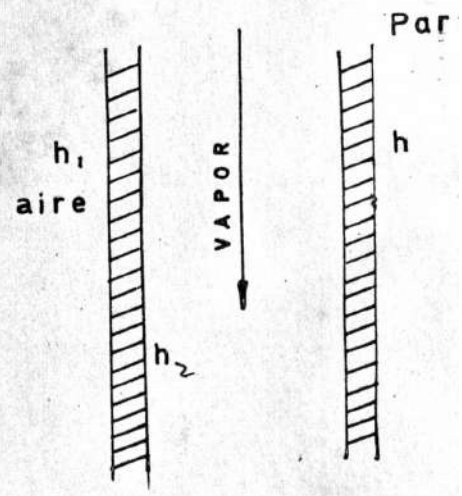
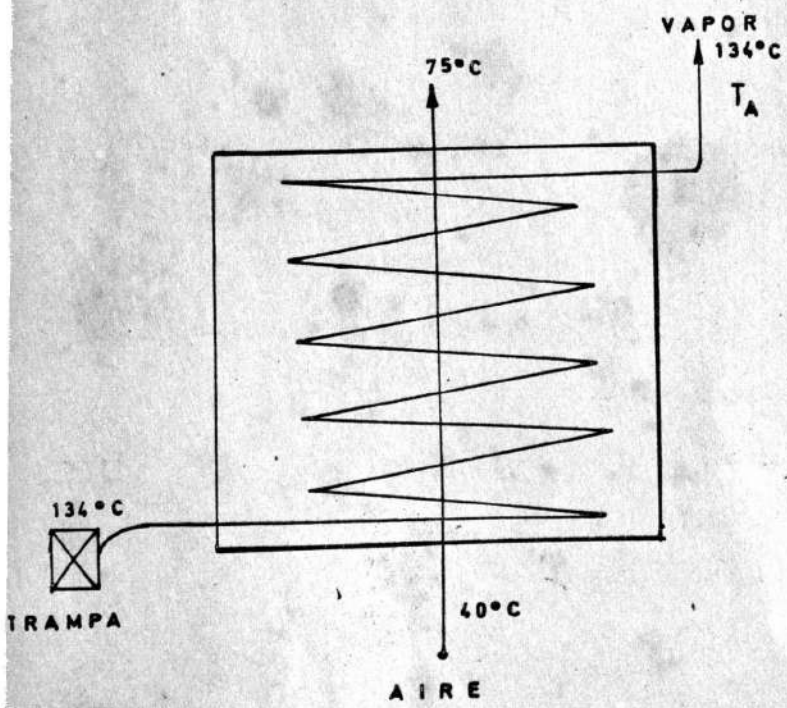
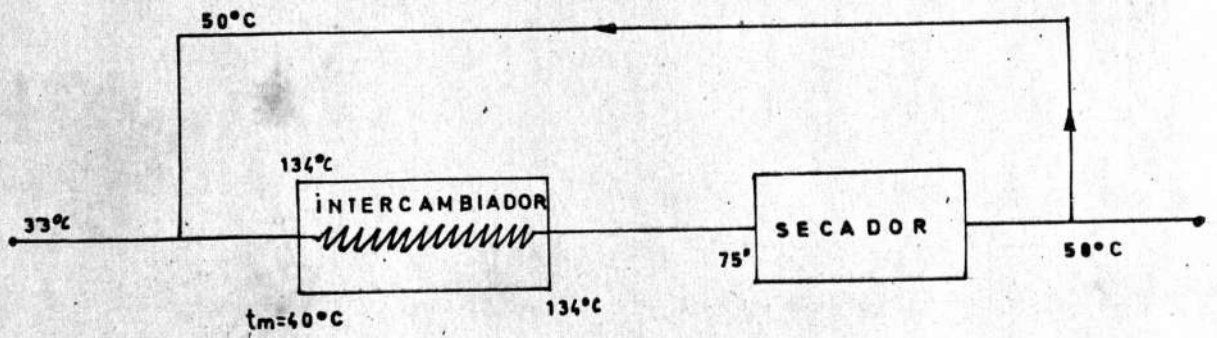
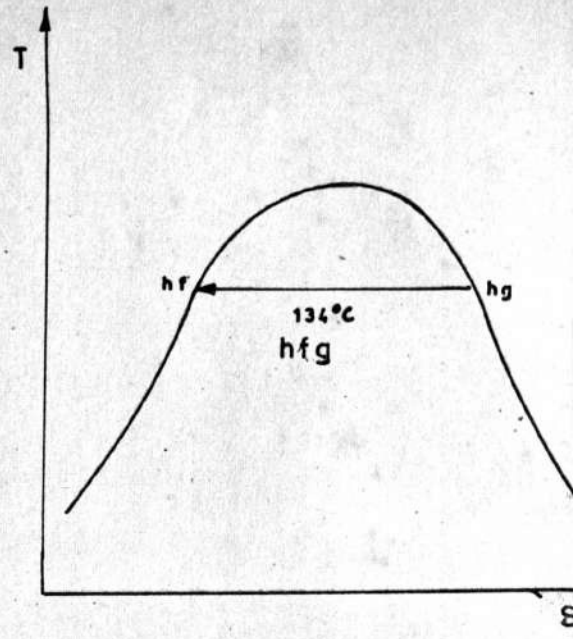
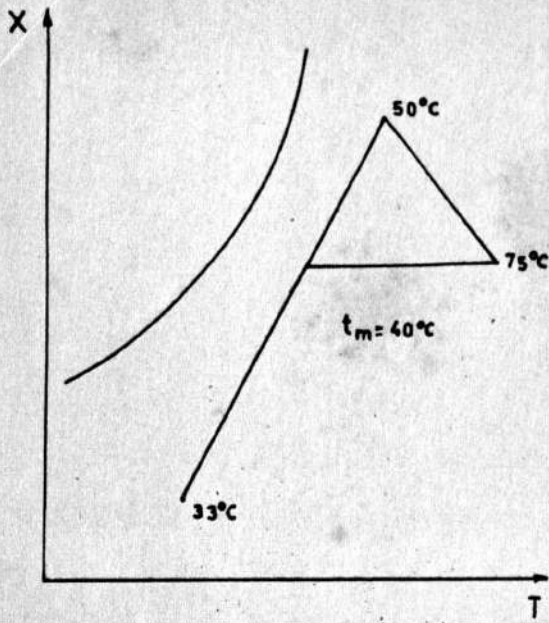
Calculemos ahora las libras de vapor necesarias, para lo cual:

$$W_v = \frac{Q_t}{h_g} = \frac{128.00 \text{ Btu/hr}}{1.172 \text{ Btu/lb}} = 110 \text{ lbs v/hr.}$$

luego para encontrar la potencia en HP de vapor, tendremos:

$$\text{HP}_{\text{vapor}} = \frac{110 \text{ lb.v/hr}}{34.5 \text{ lb.v.hr}} = 3.2 \text{ HP}$$

Pero como es un hecho conocido, que los fabricante de



CALCULO DEL INTERCAMBIADOR
 FIG. # 8

calderos no producen calderos con rangos de fracciones mínimas, escogeremos por motivos de seguridad y como excedentes un caldero de 4 H⁴.

Nuestro siguiente cálculo será el intercambiador que se necesita para calentar el aire, en base de los datos que ya hemos obtenido anteriormente.

CALCULO DEL INTERCAMBIADOR

Para tal efecto, conocemos que el aire necesario para realizar el secado es 2500 Kg.as/hr.

El peso del aire seco a 45 C = 1.11 Kg/m³.

Sabemos que el aire de secado que pasa por el intercambiador, es una mezcla de aire de recirculación y aire fresco en proporciones que ya hemos determinado, debemos entonces, calcular la temperatura de la mezcla, o sea el promedio, así:

$$t_{mz} = \frac{50 \times 1030}{2500} + \frac{33 \times 1470}{2500} = 20.6 + 19.4 = 40 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

Según Rumor, 351 debemos calcular la media logarítmica de las temperaturas que intervienen y según la fig. 8- podemos darnos cuenta de que la transferencia entre fluidos se efectúa por medio de flujos. contrarios, en el intercambiador. De modo que tendremos:

$$T_a = 134 - 40 = 94 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_v = 134 - 75 = 59 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Atm =$$



$$\Delta t_m = \frac{T_a - t_v}{\ln \frac{T_a}{t_v}} = \frac{94 - 59}{\ln \frac{94}{59}} = \frac{35}{0.7663} = 45.7^\circ \text{C.}$$

CALCULO DEL COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR
DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.- "U"

Según Polhman 67, y de acuerdo a nuestros conocimientos, el factor U, esta en función de los coeficientes peliculares tanto del interior como del exterior, puesto que el valor L/K del material tiende a hacerse tan pequeño y por lo tanto no influye mayormente en la determinación de este valor. El valor de H_1 es una función de la velocidad del aire que pasa por el exterior del intercambiador, de modo que es necesario saber cual es la velocidad que tenemos, para poder proseguir,

$$2500 \frac{\text{Kg. as}}{\text{hr}} \times \frac{\text{m}^3}{1.11 \text{ Kg as}} = \underline{2208 \text{ m}^3/\text{hr}}$$

Ahora bien, Rumor recomienda usar intercambiadores de area rectangular porque presenta mayores ventajas - para la instalación de los tubos y de acuerdo a nuestra cantidad de calor sugiere las dimensiones de 90 x 76 cms que nos representa un área de 0.684 m^2

$$\text{Velocidad del aire} = \frac{2208 \text{ m}^3/\text{hr}}{0.684 \text{ m}^2} = 3.225 \frac{\text{mts.}}{\text{hr.}}$$

Esta cantidad nos indica que la velocidad del aire de entrada es aproximadamente 1 m/seg. Según Polhmann lo ha comprobada y lo expresa en sus tablas para velocidades del aire de 1 m/seg. Por extrapolación de dichos valores hemos encontrado que $h_1 =$

$$29.5 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{ hr. C}}$$

Así vemos que el valor para el vapor que circula por el interior del intercambiador, para dicha temperatura es $4000 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{hr} \cdot \text{C}}$ los tubos de 0.9 mts de largo.

Rumor 357, especifica y recomendada el uso de tubos de cobre de 3/8, de modo que nuestro cálculo de "U" será:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{1}{k} + \frac{1}{h_2}} = \frac{1}{\frac{1}{29.5} + \frac{0.0015}{330} + \frac{1}{4000}}$$

$$U = \frac{1}{0.03445} = 29.7 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{hr} \cdot \text{C}}$$

Con todos estos elementos, estamos ya en capacidad de encontrar el área total de transferencia de calor del intercambiador, así:

$$Q = U A \Delta t_m \text{ de donde } A = \frac{Q}{U \Delta t_m}; \text{ mts}^2$$

$$A = \frac{27.000}{29.5 \times 45.7} = 19.6 \text{ mts}^2$$

Lógicamente que estas medidas implican solamente la parte de transferencia, y no incluye la estructura, así $L = \frac{19.6}{0.0295} = 650 \text{ mts.}$ pero como hemos escogido la altura de 90 cmts. veremos cuantos pedazos son:

$$\# \text{ pedazos} = \frac{650}{0.9} = 740 \text{ pedazos.}$$

Vemos ahora la forma de acomodarlos, sabiendo que hemos impuesto la condición de que el ancho debe ser aproximadamente 76 cmts, y que dejaremos un espacio de D/2 entre tubo y tubo, planteamos la ecuación:

$$76 = XD + (X - 1) \frac{D}{2} = 0.94D + (X - 1) \frac{0.94}{2}$$

de donde $X = 54$ tubos de 0.9 mts de largo.

Una vez que hemos encontrado el número de tubos que van en una fila, podemos calcular el número de filas componentes:

$$\# \text{ filas} = \frac{740}{54} = 13.7 = 14 \text{ filas}$$

Veamos que espacio hacia el fondo nos van a ocupar estas 14 filas, para lo cual aplicamos un criterio igual que el cálculo del ancho. Por relación encontramos que este valor es:

$$14 \text{ filas} = 20 \text{ cmts.}$$

De esta forma, las dimensiones de nuestro intercambiador serán:

$$90 \times 76 \times 20 \text{ cmts.} \dots$$

Lógicamente que estas medidas implican solamente la parte de transferencia, y no incluye la estructura, ni ángulos de sustentación, y además, no se consideran las aletas difusoras, por lo cual, una vez que entremos al campo de la construcción, veremos que en el mercado se pueden adquirir intercambiadores de este tipo, con la superficie de transferencia que nosotros queremos, para nuestro caso, 19.6 mts².

Así por ejemplo, la Nippon Radiators Co., ofrece este tipo de intercambiadores, a un precio bastante cómodo en relación con los de la Lydon, Brothers, Inc. que son más caros, pero este asunto de precios los veremos más detalladamente en el capítulo correspondiente a Costos.

COMPARACION DE UN SISTEMA ELECTRICO

Si en lugar de un intercambiador de calor por medio de vapor, se decidiera utilizar un sistema de resistencias, así mismo con aletas, la cantidad de calor que debe suministrar dichas resistencias debe ser la misma que se requiere con el otro sistema, o sea: $27.000 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr.}}$

$$1 \text{ Kcal} = 0.001163 \text{ Kw} \quad \text{Hr}$$

$$1 \text{ Kw-hr} = 0.46 \text{ sucres/hr.}$$

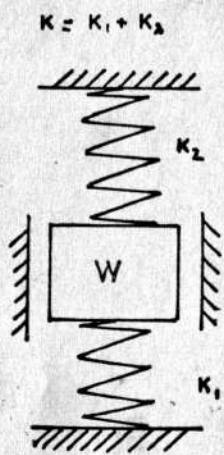
$$\begin{aligned} Q &= 27.000 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr.}} \times \frac{0.001163 \text{ Kw} - \text{hr}}{\text{Kcal}} = \\ &= 31.4 \frac{\text{kw} - \text{hr}}{\text{hr.}} \end{aligned}$$

El costo será:

$$\begin{aligned} 31.4 \frac{\text{kw} - \text{hr}}{\text{hr.}} \times 0.46 \frac{\text{sucres}}{\text{Kw} - \text{hr}} \\ = 14.4 \frac{\text{sucres}}{\text{hr.}} \end{aligned}$$

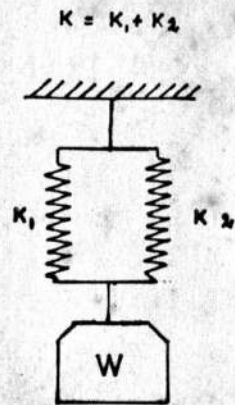
Este valor lo tendremos presente para luego establecer cual de los dos sistemas es más conveniente, en base a sus respectivos costos de operación, costos de instalación, mantenimiento, etc.

Pasaremos entonces a estudiar el sistema vibratorio de las carretillas portadores del producto a ser secado.



(a)

PARALELO



(b)

PARALELO

$$K = \frac{K_1 K_2}{K_1 + K_2}$$

$$\frac{K_s}{m_t}$$



(c)

SERIE

FIG # 9

SISTEMA de RESORTES

ANÁLISIS VIBRATORIO DE LAS CARRE-
TILLAS.

Las carretillas constan de cuatro resortes en paralelo, según podemos apreciar en la figura anterior, suponemos primeramente que cada resorte tiene una constante K y hagamos un análisis de los dos casos; fig. 6.

Por definición, la constante de un resorte es la razón de dividir el peso W por su acortamiento es:

$$K = \frac{W}{d}; \text{ Kg/cm}$$

Al estar en serie, cada resorte tiene un acortamiento distinto, los llamaremos d' y d'' :

$$K' = \frac{W}{d'}$$

$$K'' = \frac{W}{d''}$$

El alargamiento total será:

$$d = d' + d'' = \frac{W}{K'} + \frac{W}{K''} = W \left(\frac{1}{K'} + \frac{1}{K''} \right)$$

o sea:
$$\frac{1}{\frac{1}{K'} + \frac{1}{K''}} = \frac{W}{d} =$$

que arreglando nos da:

$$\frac{1}{\frac{1}{K'} + \frac{1}{K''}} = \frac{W}{d} \quad (1)$$

Entonces el primer miembro de la ecuación (1) representa la constante equivalente de los dos resortes en serie.

Estudiemos ahora dos resortes colocados en paralelo, fig. A y B. En este caso, el acortamiento para ambos resortes es igual a L y la carga esta repartida entre los dos.

Se tiene:

$$k' = \frac{W/2}{L}, \text{ y } k'' = \frac{w/2}{L}$$

sumando miembro, a miembro estas dos ecuaciones se tiene:

$$K' = K'' = 2 \frac{(W)}{2L} = \frac{W}{L}, (2)$$

El primer miembro de la ecuación (2) es la constante del resorte equivalente de los dos resortes colocados en paralelo. Por lo tanto, el enunciado matemático de las dos ecuaciones halladas nos dice que:

- (1) La constante del resorte equivalente a dos resortes en serie es igual a la razón entre el producto de las dos constantes dividido para su suma, y
- (2) La constante del resorte equivalente a dos resortes colocados en paralelo, es igual a la suma de sus respectivas constantes.

En las carretillas tenemos en total 8 resortes colocados de dos en dos (caso A) en las cuatro esquinas, Entonces tenemos cuatro resortes en paralelo y cada resorte consta de dos resortes en paralelo debido a la naturaleza del diseño. Cada resorte individual sigue la ley:

$$K = \frac{G d^4}{64 n R^3} \text{ Kg/m} \quad (3)$$

en la que:

G = Modulo de torsión cortante, Kg/m²

d = diámetro del alambre,

n = número de espiras del resorte,

R = diámetro del cilindro formado por el resorte,

Esta ley se cumple, tal como veremos más adelante.

Para iniciar nuestro diseño, vamos a imponer que los resortes de arriba tengan n = 8 y los de abajo n = 6 espiras respectivamente.

Entonces, de acuerdo a las ecuaciones (1) y (3), tenemos:

$$k' = \frac{G d^4}{384 R^3}$$

$$k'' = \frac{G d^4}{512 \times R^3}$$

Analíticamente, los resortes en serie dan una constante de resorte equivalente menor que en paralelo.

En vista de esta característica, hemos preferido utilizar el sistema paralelo e la fig (a) cuya constante e-

equivalente es:

$$K_0 = k_1 + k_2$$

como tenemos cuatro resortes equivalentes en paralelo, la constante final del resorte equivalente en las carretillas de nuestro caso estará dada por la expresión:

$$K = 4 k_0 = 4 (k_1 + k_2), \text{ kg/m.}$$

aplicando y reemplazando en la ecuación (3), tenemos:

$$k_1 = \frac{G d^4}{64 n_1 R^3}$$

$$k_2 = \frac{G d^4}{64 n_2 R^3}$$

sumando nos da:

$$K = 4 \left(\frac{G d^4}{64 n_1 R^3} + \frac{G d^4}{64 n_2 R^3} \right)$$

Factorizando:

$$K = \frac{4 G d^4}{64 R^3} \left(\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2} \right) \quad (4)$$

pero como hemos establecido que:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{6}{8} = \frac{3}{4}$$

de modo que tenemos una relación de n_1 en términos de n_2 :

por lo que reemplazando en (4), obtenemos:

$$k = \frac{4 G d^4}{64 R^3} \left(\frac{4}{3 n_2} + \frac{L}{n_2} \right) =$$

$$\frac{4 \times 7 \times G d^4}{64 \times 3 n_2 R^3}$$

$$k = \frac{7 G d^4}{48 n_2 R^3} \quad (5)$$

La velocidad angular de un resorte se expresa por:

$$W = \sqrt{\frac{k g}{W}} = 2 \pi f \quad (6)$$

siendo f = la frecuencia de vibración en ciclos/seg.

Si la ecuación (5) la reemplazamos en la (6), tendremos:

$$f = \frac{1}{2 \pi} \sqrt{\frac{7 G d^4 g}{48 n_2 R^3 W}} \quad \text{c/seg} \quad (7)$$

Conviene aquí establecer lo que Hartog 259 explica para la fecha del resorte, indicando que la naturaleza de los esfuerzos que ocurren en un resorte sometido a cargas en sentido axial, obedecen a:

$$dst = \frac{8 W n D^3}{G, d^4}, \text{ mts} \quad (8)$$

en la que:

W = carga en Kg

n = número de espirales que forman el cilindro

D = diámetro de la espiral, mts.

G = módulo de elasticidad a la cortadura, Kg/m^2

d = diámetro del alambre del resorte, mts.

ds^t = deflexión o flecha producida por la carga, mts.

Asimismo, tenemos fundamentalmente que:

$$k = \frac{W}{ds}, \text{ Kg/mt} \quad (9)$$

de la expresión (8) podemos obtener, sucesivamente:

$$\frac{G \cdot d^4}{8 n D^3} \frac{W}{ds} = k$$

y en vista de que $2R = D$, reemplazamos:

$$k = \frac{G \cdot d^4}{64 n R^3}, \text{ kg/mt} \quad (10)$$

Del análisis de la ecuación (9) podemos observar que un resorte tendrá mayor capacidad cuando la flecha ^{sea} pequeña al conservar la misma carga W . Una flecha grande no es conveniente porque se corre el riesgo de perder la elasticidad del resorte y someter a la carga a grandes saltos, que podrían ser peligrosos para la maquinaria.

De aquí entonces vemos que nos conviene investigar cuál sería, o que características debe tener un resorte para que sea compatible con el diseño nuestro, es decir que cumpla con la condición de soportar gran carga para una flecha pequeña.

Respecto a las relaciones entre n_1 y n_2 vamos a realizar un análisis:

a) cuando $n_1 = n_2 = n$

b) cuando $n_1 \neq n_2$

Para el primer caso tendremos:

a) la ecuación (4) se transforma en la siguiente:

$$K = \frac{4 G d^4 \times 2}{64 n R^3} = \frac{G \cdot d^4}{8 n R^3} \quad (11)$$

b) En este caso suponemos que $n_1 = 3/4 n_2$, y la ecuación (4) se transforma en (5), o sea:

$$K = \frac{7 G \cdot d^4}{48 n_2 R^3}$$

Comparando ambas ecuaciones, la (11) y la (5), vemos que aparentemente la ecuación (5) es mayor que la (11), pero una ulterior investigación nos dice que n debe tener 14 espiras cuando n_2 tiene 8, entonces, reemplazando valores tendremos:

$$k = \frac{G \cdot d^4}{8 \times 14 \cdot R^3} = \frac{G \cdot d^4}{112 R^3} = 0.0092 \frac{G \cdot d^4}{R^3} \quad (11')$$

en cambio en la (5) tendremos:

$$k = \frac{7 G \cdot d^4}{48 \times 8 \cdot R^3} = \frac{7 G \cdot d^4}{384 R^3} = 0.0183 \frac{G \cdot d^4}{R^3} \quad (5')$$

Al observar estos valores, deducimos que nuestra inicial investigación estuvo acertada puesto que (5') es mayor que (11') y nos confirma que el segundo valor representa el me jor resorte, y nos obliga a realizar $n_1 \neq n_2$, y a mantener

la relación:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{3}{4} = \frac{6}{8} = \frac{8}{12} \text{ etc.}$$

Entonces la ecuación (6) toma la forma definitiva:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{7 G \cdot d^4 \cdot g}{384 R^3 W}} \quad (12)$$

Para nuestro caso tenemos los siguientes valores:

$$W = 850 \text{ kgs.}$$

$$G = 84 \times 10^8 \text{ Kg/m}^2 \text{ (acero)}$$

$$d = 0.010 \text{ mts.}$$

$$dst = 0.030 \text{ mts (máxima deflección permisible)}$$

En nuestra ecuación original reemplazamos para encontrar K

$$k = \frac{W}{dst} = \frac{850}{0.030} = 28.250 \text{ Kg/mt}$$

o también:

$$k = \frac{7 G \cdot d^4}{384 R^3} = 28.250$$

de cuya relación nos proponemos despejar el radio R, así:

$$R^3 = \frac{7 G \cdot d^4}{384 \times 28.250} = \frac{7 \times 84 \times 10^8 \times 10^{-8}}{384 \times 28.250}$$

$$R^3 = \sqrt[3]{\frac{1.12}{28.50}} = 10^{-1} \sqrt[3]{\frac{1.12}{28.2}}$$

$$= 10^{-2} \sqrt[3]{19.8} = 2.705 \text{ cmts.}$$

$$D = \underline{5.410 \text{ cmts.}}$$

En base a lo anteriormente calculado, la frecuencia será:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{kg}{W}} = \sqrt{\frac{28.250 \times 9.81}{850}}$$

$$= 1/2 \sqrt{33.4} = 1/2 \times 5.78 = 2.89 \text{ cps.}$$

Las revoluciones por minuto serán:

$$\text{RPM} = 2.89 \times 60 = 173.4$$

Esto significa que a la velocidad de 173,4 RPM se tiene la máxima flecha o punto de velocidad crítica, según se explica por:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{dst}}$$

se nota que al aumentar la frecuencia disminuye la flecha por lo que para cruzar la barrera de la velocidad crítica debemos aumentar la velocidad y justamente lo hacemos hasta 400 rpm.

Entonces, la flecha en el resorte, tomará el valor:

$$\frac{400}{60} = f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{dst}}$$

$$= \frac{20}{3} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{9.81}{dst}}$$

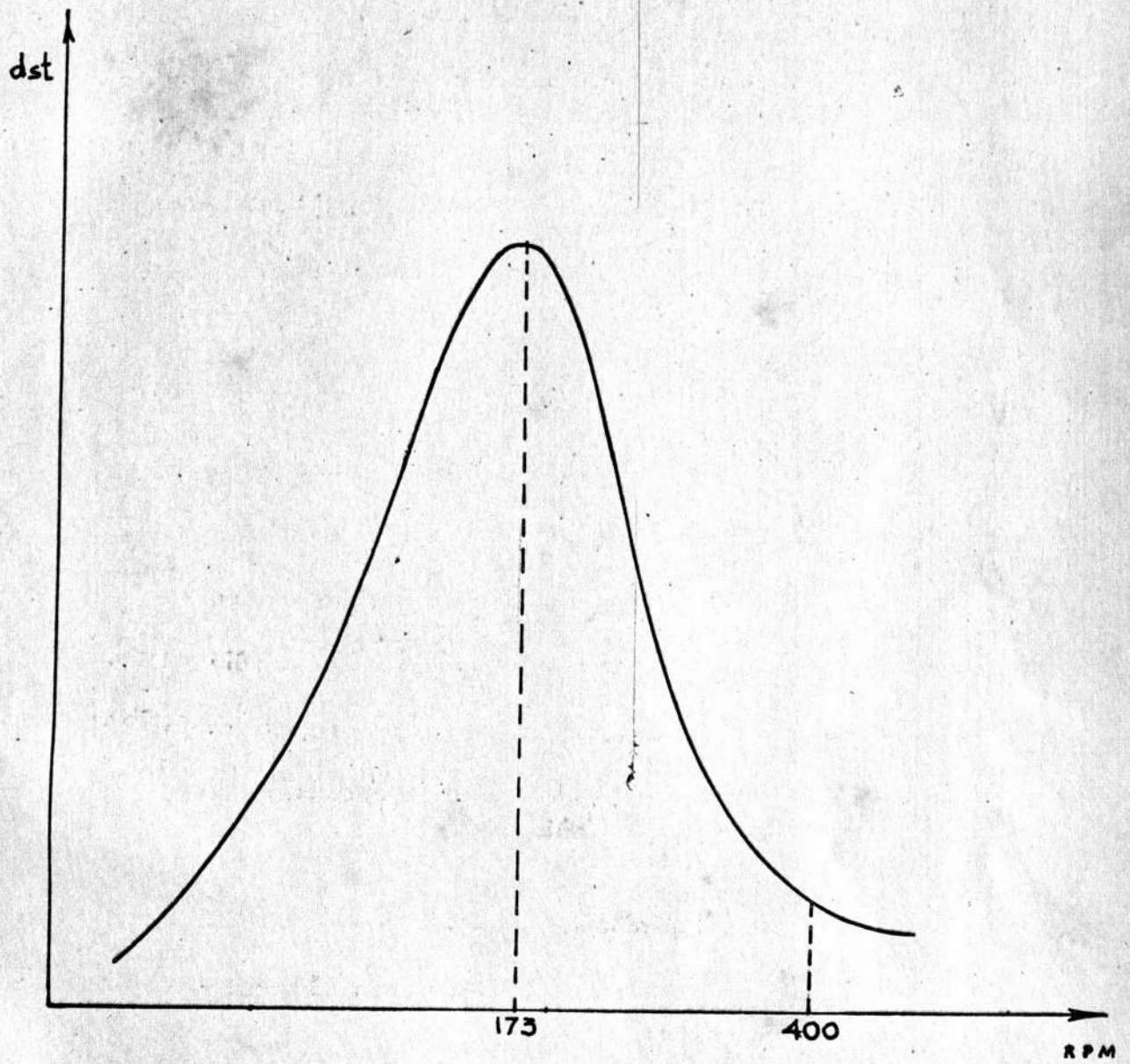
$$= 1/2 \sqrt{\frac{1}{dst}}$$

$$= \sqrt{dst} = 3/40$$

$$dst = 9/1600 = 0.0056 \text{ mts.}$$

$$dts = 5.6 \text{ mm}$$

que representa el valor real que tendrá la flecha cuando la velocidad sea de 400 rpm. Veamos la gráfica siguiente para poder visualizar mejor cuales son los puntos de velocidad crítica y máxima deflección que son perjudiciales y que debemos evitar en lo posible.



Velocidad crítica
Fig. 9

Para cualquier valor de N que no sea 2 o múltiplo de este se puede obtener una velocidad diferente de la crítica, esto lo decimos en base del siguiente cálculo:

$$N = 2N = 346$$

$$\frac{346}{60} = \frac{1}{2 \pi} \sqrt{\frac{9.81}{dst}}$$

$$dst = \sqrt{0.86} = 0.029 \text{ aprox. } 0.030$$

Si $N = 3$ el valor de dst disminuye hasta 0.024 mts, lo cual nos dice que para cualquier múltiplo de este número, los valores de la deflección serán siempre del orden descendente, o ascendente, pero sin llegar nunca a obtener valores críticos.

Con estas últimas apreciaciones damos por concluido el presente estudio del elemento vibrador.

ESTUDIO DEL SISTEMA ELÉCTRICO

Como podemos apreciar en el diagrama correspondiente, este aparato está diseñado para trabajar con corriente de 220 voltios, 3 fases, 60 ciclos pero el circuito del control opera con corriente monofásica de 220 voltios y 60 ciclos, por razones de seguridad. La fuente de poder es conectada a los terminales del arranque manual del motor principal o sea el que mueve los ventiladores, y que trabaja independientemente del motor que mueve los volantes agitadores.

Es recomendable usar alambre que pueda soportar un rango de no menos 20 amps, se puede utilizar alambre # 12 o su equivalente.

Asimismo, debe instalarse un switch general de desconexión que tenga un rango de 250 volts, 30 amps, 3 terminales, con el fin de tener la completa seguridad de que el secador queda libre de fuerza para poder realizar las operaciones de mantenimiento y reparaciones.

Antes de poner en funcionamiento el secador, hay que asegurarse que los motores estén bien instalados, y que los ventiladores están girando en la dirección que indica la flecha de rotación.

En lo que respecta al motor que mueve los volantes vibradores, es indiferente el sentido de giro puesto que como el movimiento de rotación se transforma en vibrato

rio puede girar para cualquiera de los dos sentidos, pero es preferible que cada cierto tiempo se le invierta el sentido de giro con el fin de propender a un desgaste uniforme de las piezas.

En lo que si hay que ser estricto es en el motor de los ventiladores puesto que el sentido de rotación es esencial para una operación correcta y segura del secador. Pasemos a ver el consumo de energía:

Tenemos dos motores de 3 y 1.5 HP respectivamente, a los cuales les sumamos 0.5 HP como medida de seguridad, total 5HP.

$$5 \text{ HP} \times 16 \text{ horas} = 80 \text{ HP} - \text{hr}$$

$$80 \text{ HP} - \text{hr} \times 0.7457 \frac{\text{kw} \cdot \text{Hr}}{\text{HP} - \text{hr}} = 60 \text{ Kw} - \text{hr}$$

$$60 \text{ Kw} - \text{hr} \times 0.46 \frac{\text{suces}}{\text{Kw} - \text{hr}} = 27.60 \text{ suces.}$$

A este valor le incrementamos al rededor del 8% por concepto de luz y otros, lo que nos da una cifra redonda de 30 suces diarios, valor que tendremos presente para nuestro próximo estudio de Costos.

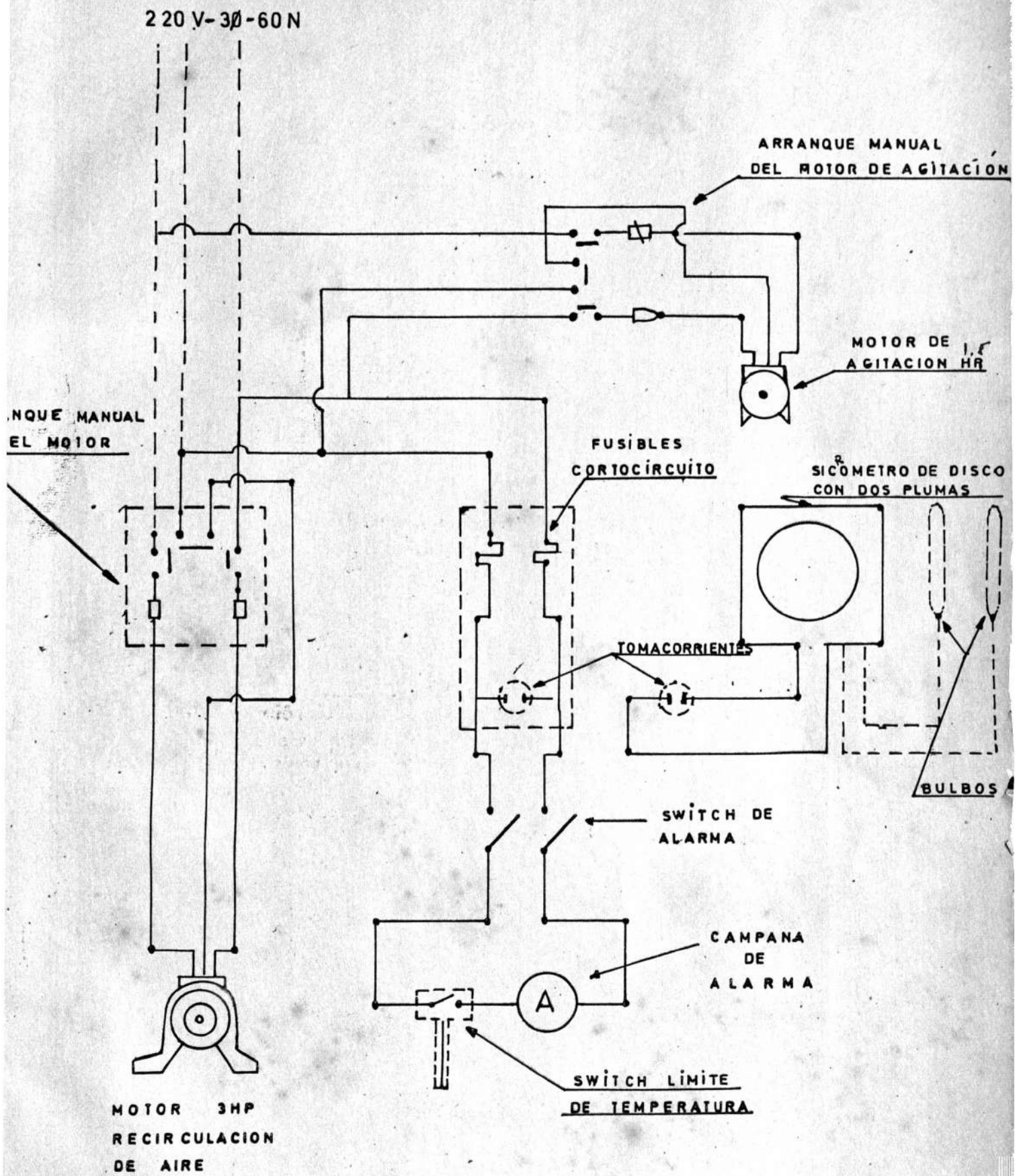


DIAGRAMA DEL SISTEMA ELECTRICO

FIG.10

ESTUDIO DE LOS ELEMENTOS DE CONTROL

Hemos denominado Elementos de Control a todos los diferentes aparatos que nos van a ayudar a nuestra operación de secado, m's aún, nos permitiran controlar casi exáctamente y en cualquier instante la calidad del producto, con el fin de evitar que por falla de uno u otro motivo se perjudique o dañe el producto.

Control de temperatura.- La temperatura del interior del secador esta controlada por medio de un Regulador de Temperatura, manufacturado por la Farris Stacon Corp. el cual está integrado principalmente de dos partes, la primera es un tubo capilar en cuyo extremo tiene un bulbo el cual se introduce en el interior de la cámara y recoge las variaciones que se producen dilatándose al aumentar la temperatura y produciendo la expansión de fuelle en el otro extremo el cual a su vez acciona un sistema de resortes que impide el paso de vapor al intercambiador, en caso de que haya exceso de calor. Este aparato puede trabajar con rangos de temperatura de 0 - 220 C. Las recomendaciones de instalación y mantee niendo se pueden apreciar en el Boletín ST 1123, de la casa productora.

Válvula reductora de presión.- Es objeto de instalar esta válvula para evitar que por cualquier motivo, haya una sobrepresión que nos puede causar un repentino cambio e temperatura con el consiguiente perjuicio del material. Es conveniente insta-

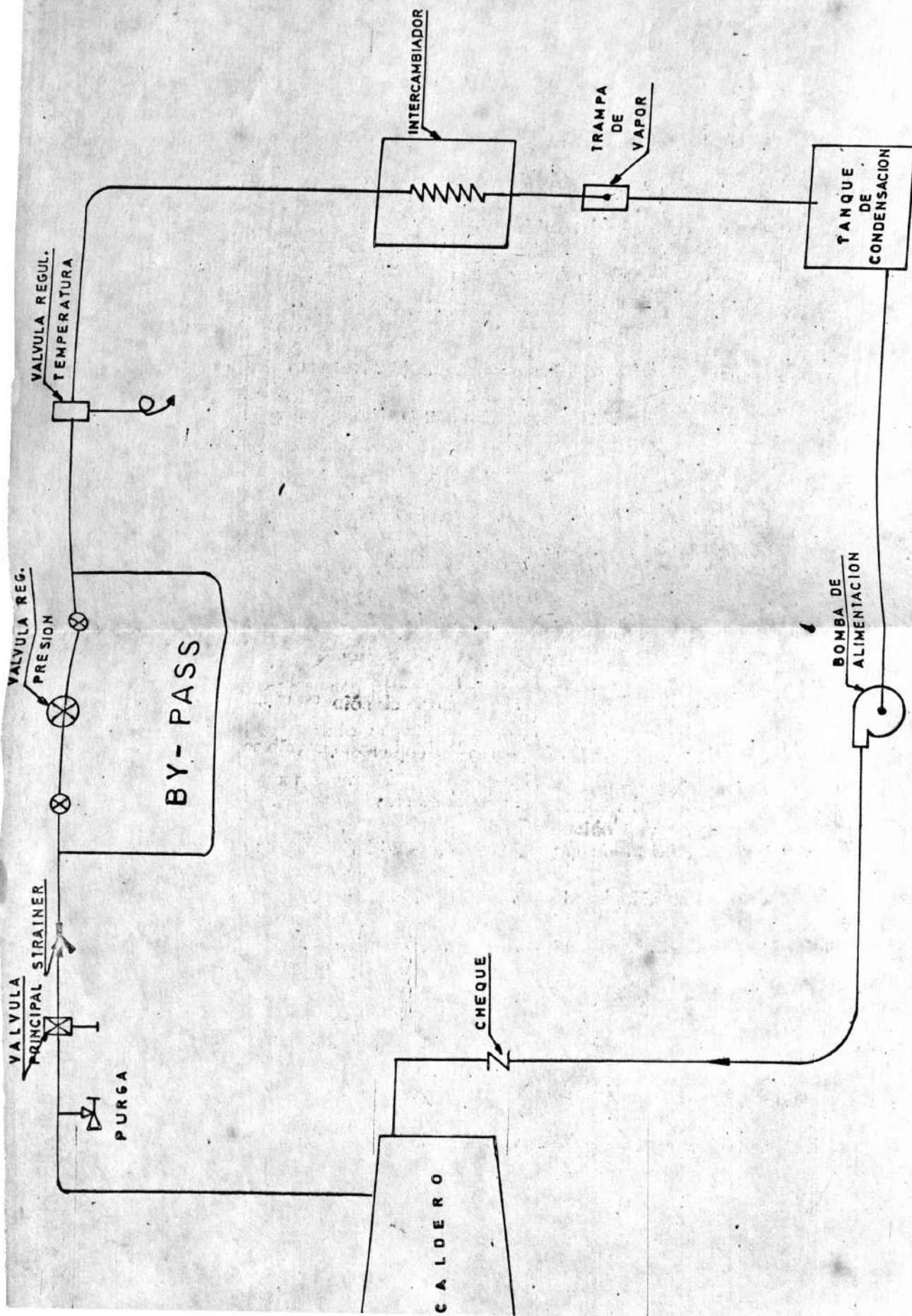


DIAGRAMA: CIRCUITO DE VAPOR

FIG. 11

lar un "strainer" o recolector de impurezas, con el fin de evitar que objetos extraños obstruyan la válvula y - puedan causar serios daños. Todos estos elementos pueden ser identificados en el diagrama del Circuito de vapor. Asimismo, las instrucciones correspondientes vienen incluidas en el Catálogo RVI - 4 de la LESLIE Co. que es la compañía vendedora.

Control Psicométrico de la humedad y temperatura.- Este aparato que en si es un par de termómetros cuyos bulbos estan situados en la cámara de secado, el uno seco y el otro húmedo, tiene dos plumillas con tinta que van graficando en un disco (el cual gira accionado por un mecanismo de relojería) las diferentes temperaturas de secado. Este aparato ampliamente conocido en la industria por sus diferentes aplicaciones es vendido por la Brown Controllers, y el modelo que usaremos en el secador será el 602X21DD-X-74.

ALARMAS DE SEGURIDAD/- Para el efecto de explicar mejor vamos a describirlas separadamente:

1.- Switch de temperatura límite y alarma.- El switch en mención es un elemento sumamente sensitivo que se introduce en la parte superior de el compartimiento de calentamiento, es decir que recibe la temperatura directa del flujo del aire sa-

liente que es atraído por los ventiladores.

La misión de este elemento es proteger al secador de las excesivas temperaturas en los casos que pueda fallar la válvula de control de temperatura que ya describiéramos anteriormente, o en caso de que se rompan las bandas del ventilador y no haya circulación de aire. Para instalar este switch hay que ajustarlo a la temperatura requerida, luego se le sube el rango unos 30 C sobre la temperatura de trabajo luego se lo rebaja lentamente hasta - aproximadamente 10 C sobre la temperatura real de trabajo hasta que el micro-switch en el límite de la temperatura se abre y hace sonar la alarma.

2.- Relays de sobrecarga de motores.- Los arranques manuales de los motores están equipados con relays de sobrecarga que desconectan el motor en caso de producirse una sobrecarga. En el caso del motor grande, el de recirculación de aire, al pararse se producirá rápidamente un aumento de temperatura que hace operar el switch límite y conecta la alarma.

4.- Control de la circulación del aire.- Como sabemos, este secador puede operar con simple paso de aire o con recirculación. Para efectuar estas operaciones se mueven desde el exterior dos placas deflectoras que trabajan en tandem de la siguiente

manera:

Cuando la placa de recirculación que queda en el interior de la cámara se mantiene cerrada, la placa de admisión esta abierta y entonces el aire que ingresa a la cámara es completamente fresco.

Si ocurriere el caso, contrario, es decir, que la entrada de aire fresco se la mantuviera cerrada, la placa de recirculación estaría completamente abierta y todo el aire se estaría recirculando.

Para mantener una cantidad de aire fresco que ingresa es necesario se fije la manija en un punto determinado cosa que exista una mezcla de aire fresco y aire de recirculación, con las ventajas que esta operación ofrece y que ya vimos anteriormente.

COSTO DE OPERACION

La determinación del costo resultante por concepto de operación propiamente dicha, esta en función de la energía consumida, de la demanda de vapor y del costo de la mano de obra.

En razón de que existen pérdidas de calor desde el caldero hasta el secador propiamente dicho, asimismo hay que considerar que se requiere una energía adicional para calentar el agua del caldero y por infiltraciones también hay pérdidas, debemos tomar un valor máximo para la demanda horaria del calor, con el fin de hacer un buen cálculo del consumo de combustible.

Así que por todos estos conceptos, tomaremos un 50% en exceso del valor calculado o sea $27.000 \times 1.5 = 40.500$ kcal/hr.

Según Rumor, el valor del coeficiente calorífico del diesel o el :

$$\text{HHV} = 10.000 \text{ Kcal/kg.diesel}$$

dividiendo para el HHV del diesel tendremos:

$$\frac{40.500}{10.000} = 4.05 \text{ Kg. diesel/hr.}$$

en el día tendremos un total de:

$$4.05 \times 16 = 64.8 \text{ Kg. diesel/día.}$$

el peso específico del diesel es: 0.84 kg/lt, entonces dividimos:

$$\frac{64.8}{0.84} = 77 \text{ lts.}$$

estos litros nos representan, en galones:

$$\frac{77}{3.785} = 20.5 \text{ gals.}$$

multiplicamos por el costo del galón de diesel:

$$20.5 \times 2.55 = 52 \text{ sucres/día.}$$

En lo que respecta al consumo de energía eléctrica, ya vimos que el costo diario es alrededor de 30 sucres.

Hagámos una comparación, para ver que nos resulta más barato, si el vapor, cuyo costo ya lo sabemos, o si usamos electricidad o sea el conjunto, de resistencias con aletas que nos proporcionen el calor equivalente para efectuar el secado.

Como en este caso las pérdidas de calor son menores, aunque de todas formas hay pérdidas, consideraremos que la demanda total horaria es 30.000 kcal/hr. o también 8.35 Kcal/seg.

$$1 \text{ kcal/seg} = 4.187 \text{ kw}$$

$$4.187 \times 8.35 = 34.6 \text{ Kw.}$$

en el día tendremos:

$$34.6 \times 16 = 552 \text{ Kw-hr.}$$

el costo del Kw-hr es próximamente 0.56, y tendremos:

$$552 \times 0.56 = 306 \text{ sucres/día.}$$

A este valor hay que sumarle los 30 sucres que consumen los motores y demás aparatos que ya hemos descrito, lo que nos da totalmente:

336 sucres/día

que comparado con el costo del vapor, que es S/ 82 sucres/día., nos da una apreciable diferencia.

$336 - 82 = 254$ sucres diarios de economía.

Claro, está que existe también la mayor facilidad de instalar un generador de vapor en cualquier parte para que trabaje el secador, y los motores pueden ser accionados por medio de un pequeño motor lo que cambiaría si tuviera que suministrar energía para el secado eléctricamente.

Lo anteriormente expuesto nos sirve como una conclusión que no admite mayores dudas, por lo cual seguiremos adelante con nuestro secador por medio de vapor saturado. Veamos entonces el costo de la mano de obra, suponiendo que trabajen 2 operarios a razón de S/ 20,00 día. a lo cual hay que sumar un 26.16% como cargas sociales. Toda esta operación nos da por mano de obra en sucres 50.50, que sumados a los costos anteriores nos da totalmente 132,50 sucres como costo de operación diaria.

Pues bien, si este costo lo dividimos para el número de libras que originalmente se introducen en el secador

o sea 2000 lbs., veremos que el costo sería:

$$\frac{132,5}{2.000} \text{ suc.} = 0.066 \text{ suc/lib.}$$

Tráigamos presente este costo para compararlo más luego.

Para secar una misma cantidad de cacao, me requiere de 32 o 40 horas por medio del secado natural u oreado, horas no contínuas sino sólo aprovechando la luz del sol por lo que el costo del manipuleo sube amén de que la calidad y las condiciones higiénicas dejan bastante que desear.

Suponiendo los dos mismos hombres para efectuar esta operación, y aunque se les pague el mismo salario, el costo será más elevado y en mayor tiempo y sujeto a las condiciones ambientales.

$$40 \times 4 = \frac{160}{2.000} = 0.08 \text{ sucres/lib.}$$

La diferencia entre ambos costos es 0.014 sucres/lb. cantidad aparentemente pequeña pero que comparándola con todas las ventajas que ofrece el secado al vapor veremos que si nos reporta halagadores resultados.

COSTO DE CONSTRUCCION

Para llegar a establecer un costo lo más aproximado posible, hemos tenido que realizar una serie de cotizaciones que se enviaron a diferentes casas comerciales tanto del país como del extranjero, de esa serie de respuestas, ofertas, propuestas, proformas, etc. que recibimos tuvimos que dedicarnos a estudiar las que convenían más a nuestros intereses.

En el caso de propuestas para la construcción de la parte estructural del aparato, que comprende paredes armables, carretillas vibradoras e instalación del equipo en su sitio de trabajo, tomando como base que se puede instalar en cualquier zona productora de cacao, hemos considerado valores promedios que se acercan bastante a la realidad; tres talleres presentaron presupuestos de construcción e instalación integral del aparato, escogimos la propuesta del Taller Mecánico Donoso por considerarla razonable en lo que a costo se refiere, además de su reconocida experiencia en este tipo de trabajos, la compañía ALPACA presenta propuesta por la construcción de las bandejas portadoras del producto, pero sujeta a cambio por subir el costo del material próximamente.

En lo que se refiere a los elementos de control, tales como reguladores de temperatura presión, alarmas, etc., se escogieron los más convenientes a la naturaleza y ran-

go de trabajo, el precio que aparece en los catálogos es CIF por lo que hay que convenir que son bastante aceptables así como de buena calidad.

En general, considerando el estado de transición (en lo que apracios se refiere), por el que estamos atravesando, hemos creído conveniente el tomar cierto margen de seguridad para poder tener alguna elasticidad en caso de cualquier eventualidad.

Se ha realizado una estimación en lo respecta al tiempo de construcción e instalación, con referencia a anteriores trabajos realizados, se estima que puede concluirse la construcción en un mes y la instalación ^{la} podría llevarse a cabo en aproximadamente ocho días.

Pasemos ahora a enumerar los distintos rubros que concurren a engrosar el gran total del costo de construcción.

MATERIALESCOSTO

20	Planchas galvanizadas, 4 x 8 1/32 in., S/ 120 c/u.....	S/ 2.400,00
5	Planchas galvanizadas, 4 x 8 ft 1/16 in., S/ 140 c/u.....	700,00
20	Angulos de hierro 2 x 2 x 1/4	2.400,00
25	mts ² de Aislapor, 50 mm espesor, 75 suc/ mt ² incluye cortada.....	2.000,00
4	Bisagras, tornillos, manubrios, etc.....	500,00
1	Caldero Clayton, 5 HP, incl, bomba	8.500,00
1	I Intercambiador, Nippon Radia....	3.000,00
1	Juego de elementos de control, tem. presión, alarma, recorder.....	4.000,00
2	Motores eléctricos, 3 y 1.5 HP..	5.000,00
56	Bandejas aluminio, S/ 100,00 c/u	5.600,00
1	Tanque 1.000 gals, diesel.....	4.200,00
1	Trampa de vapor	600,00
8	Resortes, rulmanes, volantes, etc	2.400,00
	Costo armar piezas	4.000,00
	Flete por transporte	500,00
	Costo instalación	3.000,00
	Varios	1.200,00
	suman.....	<u>S/ 50.000,00</u>
	5% factor reajt.	2.500,00
		<u><u>S/ 52.500,00</u></u>

Si consideramos que para los efectos de depreciación, una máquina de este tipo esta llamada ser depreciada o se le atribuye una vida útil de 10 años, el valor anual será alrededor de 5.300 sucres valor que puede ser considerado dentro del rubro de los gastos fijos, al igual que la mano de obra directa, los costos de Reparación y "anténimiento, "aprevistos, transporte, etc.

En relación a estos últimos costos y los que se refieren a gastos variables, o análisis de su comportamiento, es posible que nosotros lo hagamos, pero aunque recibimos conocimientos al respecto, considero que el indicado para efectuarlo sería un economista ya que lo que en realidad nos concierne es demostrar que nuestro secador es efectivo, que tiene tal costo de construcción y tal de operación y que es conveniente su utilización por su bajo costo, condiciones higiénicas para mejor calidad, continuidad, uniformidad, etc.

La factibilidad para la construcción de la cámara que hemos diseñado, es una resultante o función directa de los estudios de Costos de Operación y Construcción.

Según investigaciones realizadas, tanto a los productos en pequeña escala, exportadores, particulares, Asociación de Exportadores, etc., podemos sacar en conclusión que la instalación de un medio secador como el que ha sido el objeto del presente trabajo, traería indiscutibles beneficios en lo que a calidad, higiene y conservación del producto se refiere.

Como se dijo anteriormente, su principal objetivo sería beneficiar al pequeño agricultor, el cual como es lógico no tiene mayor capital para emprender en inversiones de gran demanda, pero si le es posible financiar ya sea asociándose en Cooperativas, o mediante prestamos al Banco de Fomento, la construcción de una cámara secadora que le reportaría al cabo de un tiempo los beneficios esperados.

Se ha pensado que la instalación de estas cámaras sería más aconsejable hacerlo en la zona de Quevedo, Ventanas, Coihimes, etc., que según las estadísticas del Centro de Desarrollo Agropecuario, representan los puntos de principal producción, claro está que para pensar en la factibilidad de su instalación, es primordial estudiar

previamente las condiciones de la zona escogida, y analizar los diferentes factores que influyen directamente en la optimización de la operación.

Así por ejemplo, hay que estudiar si en la zona existe fuerza para mover los motores, en caso de no haberla, habría que considerar la compra de un pequeño motogenerador para que realice dicha función, lo cual como es lógico, nos elevará un tanto los costos ya enunciados.

Así mismo hay que considerar las condiciones climáticas imperantes en el medio, con el fin de efectuar los ajustes necesarios para el porcentaje de recirculación y temperaturas de secado.

Con el acopio de todos los elementos anteriores podemos formarnos una idea más concreta de la factibilidad de su instalación, y en lo que respecta a las zonas anteriormente escogidas, hemos visto que sería factible su instalación partiendo del hecho de que tenemos casi todos los elementos en nuestro favor.

Es necesario recalcar, que el presente estudio se ha particularizado al cacao por considerarlo un producto que arroja un apreciable ingreso de divisas y con el fin de hacer un modesto aporte en beneficio del hombre del campo que desgraciadamente vive al margen de los últimos ade

lentos de la ciencia causando de esta manera un retraso en el desarrollo económico de la nación, pero, en lo que a operación se refiere, ya hemos visto que la cámara esta en capacidad de trabajar con otros productos similares, introduciendo ciertas modificaciones para la operación, de acuerdo a la naturaleza del producto.

Resumiendo lo que respecta a factibilidad, expresaremos que los costos que hemos establecido nos permitirán una operación económica del secador, y la inversión que se requiere para su construcción no es generosa si la compramos con otros tipos de inversiones que los productores realizan para mantener la calidad de sus plantaciones (fumigaciones, insecticidas, abonos, etc.)

Con lo anteriormente expuesto, damos fin a nuestro estudio.

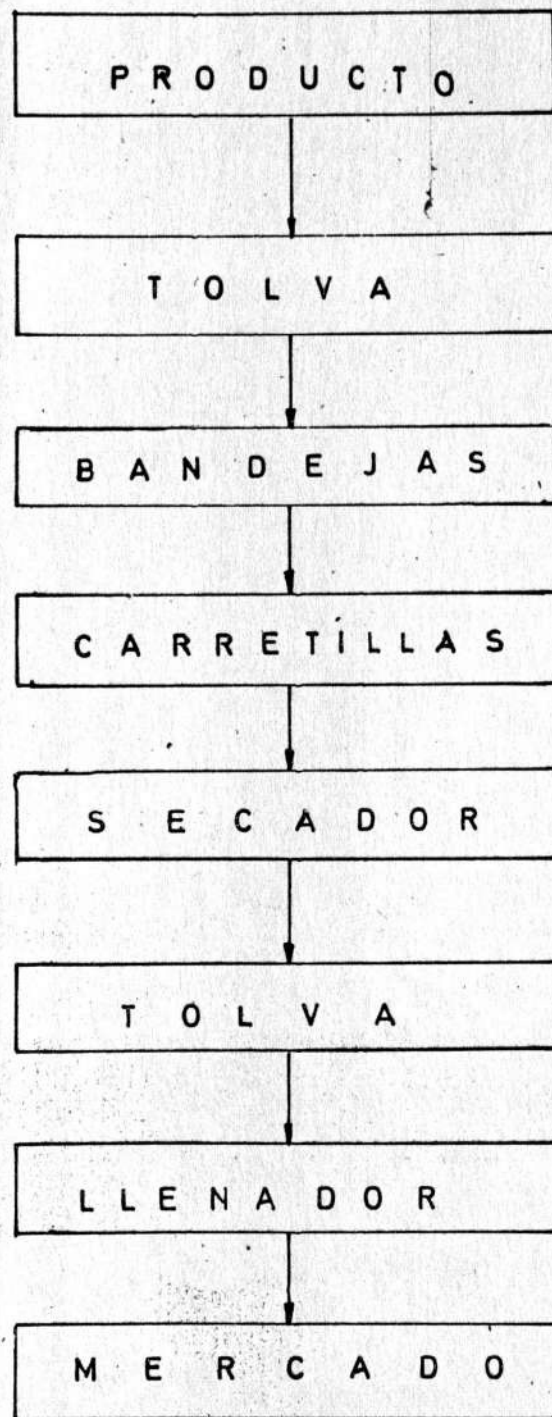
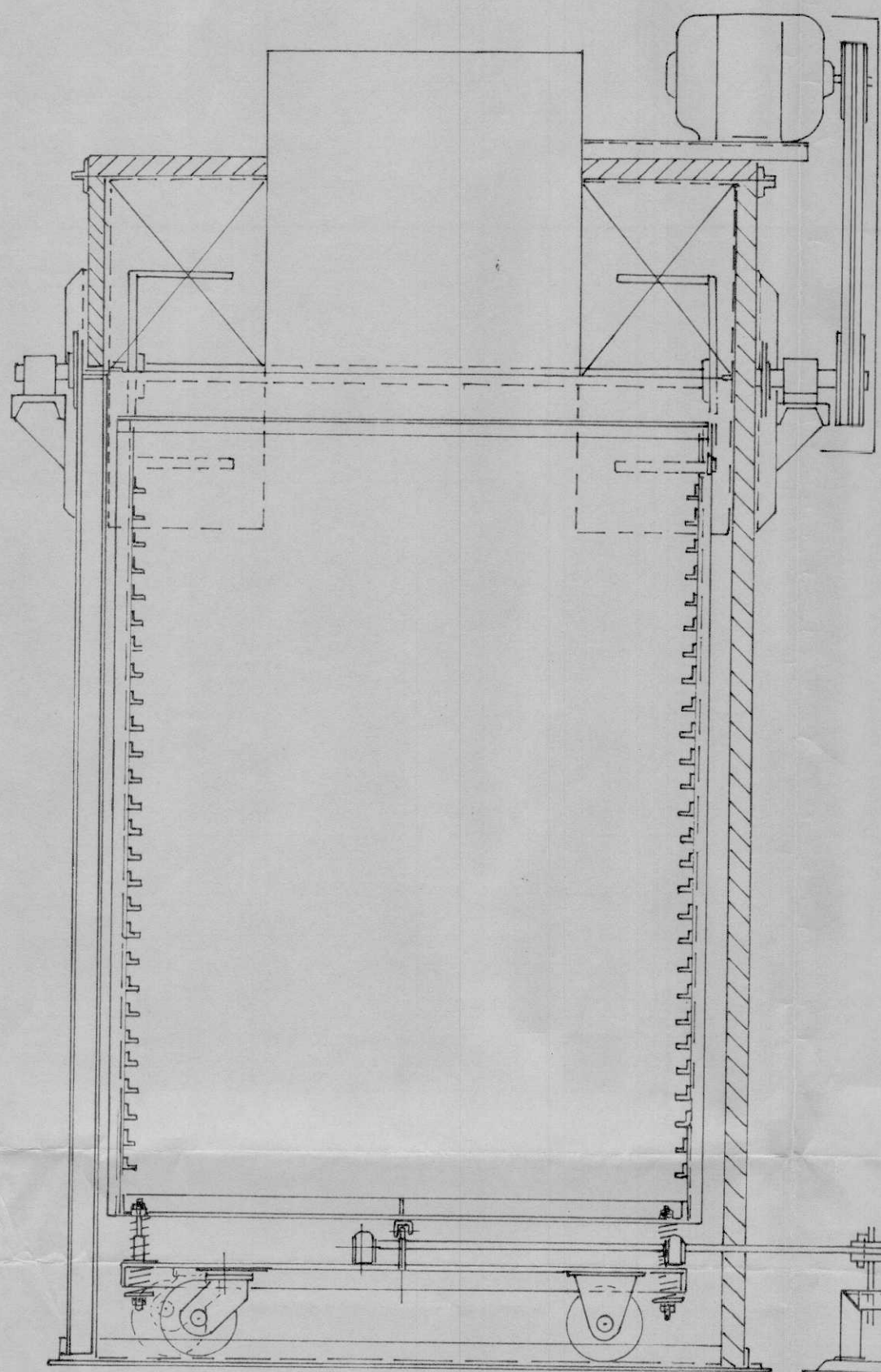


DIAGRAMA DE FLUJO FIG. F



ESCALA 1"=1'-0"

VISTA DE INSTALACION

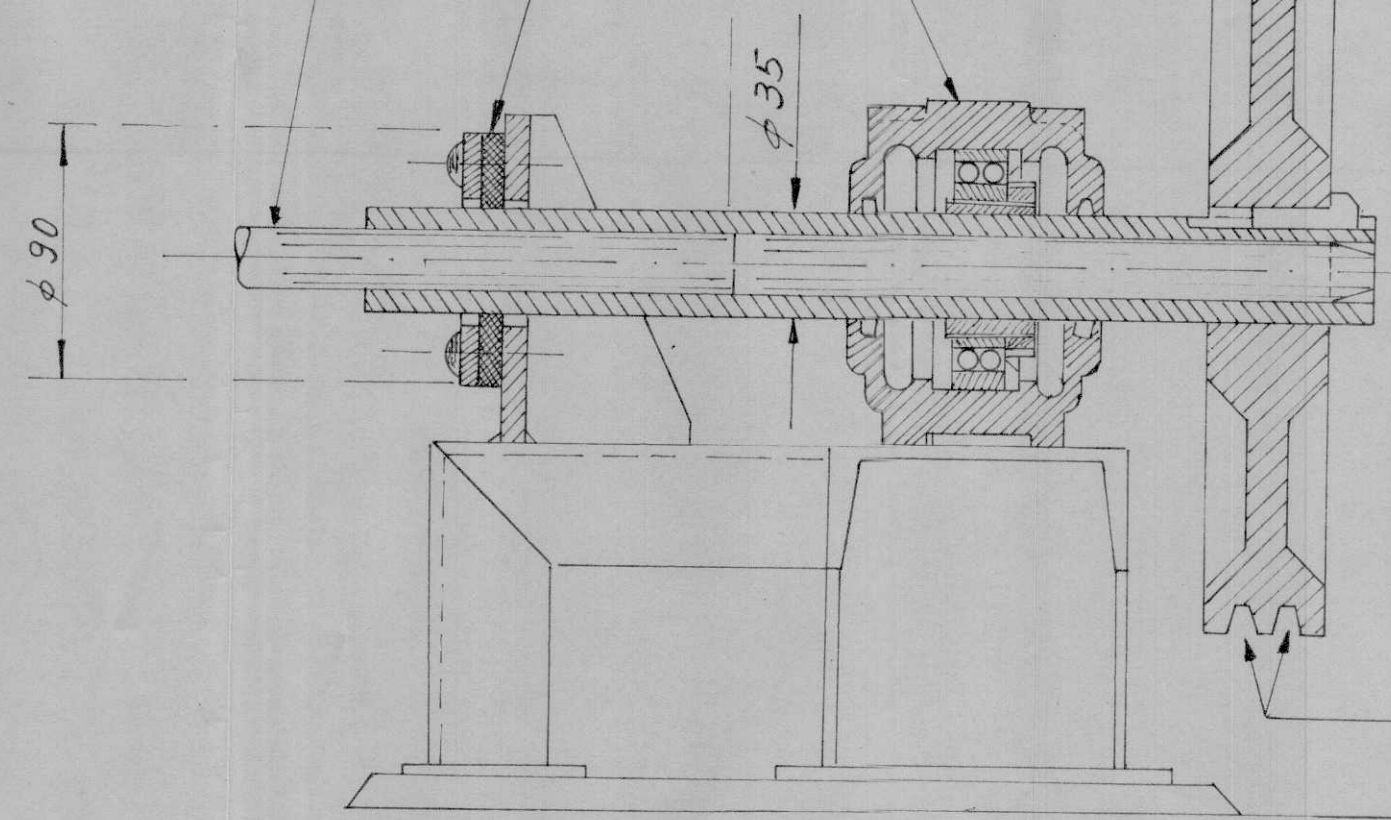
EMPAQUE 5mm.ESPESOR

EJE CON ESTRIAS

ϕ 3/4" EJE y BOCIN CON ESTRIAS

RULIMAN SKF-S508
CHUMACERA 'H'

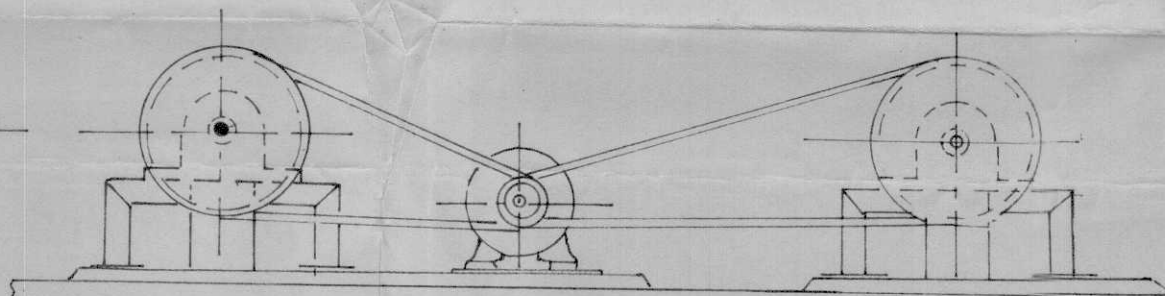
ESTA POLEA DEBERA
GIRAR A 400 R.P.M.



DETALLE 'A'

1 CORREA PARA
CADA CARRO

VER DETALLE 'A'



A-03

A-03

