

T
660.28426
E77
R.2
D-2114

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

DEPARTAMENTO DE
INGENIERIA MECANICA

**“SECADOR Y ACONDICIONADOR
DE VACIO PARA CEREALES”**



TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título
de Ingeniero Mecánico

D-2114

Presentada por:

Marcelo F. Espinosa Luna

Guayaquil-Ecuador

1 9 7 6

"SECADOR Y ACONDICIONADOR

DE

VACIO PARA CEREALES"



BIBLIOTECA

DIRECTOR DE TESIS

Ing. Marco Pazmiño

AUTOR

Marcelo F. Espinosa L.



DECLARACIÓN EXPRESA:

La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestas en esta tesis, corresponden exclusivamente a su autor y el patrimonio intelectual de la tesis de grado corresponde a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL.

(REGLAMENTO DE EXAMENES Y TITULOS PROFESIONALES).



DEDICATORIA

A mi esposa cuyo acendrado espíritu dominado por el amor a nuestros hijos me hace evocar a Bacón "Las esposas son amantes para los jóvenes maridos, compañeras en la senectud y enfermeras en la vejez".

A mis hermanos por la confianza y fé depositada y que hoy los regociija.

AGRADECIMIENTO

A mis padres, sin cuyo paradigma mi derrotero habria sido borrascoso.

A la "ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL" por haberme brindado albergue en sus aulas.

A los profesores del departamento de Ingenieria Mecánica que siempre fueron solícitos con su acervo de conocimientos.

Al Ing. Marco Pazmiño

En quien delegaron la conducción de esta tesis y que con su abnegación de maestro supo conducirme hasta hacer que logre los objetivos propues
tos.

RESUMEN

El presente tema de un "Secador y Acondicionador de vacío para Cereales" analiza este moderno sistema de secado de cereales y lo compara con aquellos usados regularmente.

Se dan cuadros y tablas de producción y consumo nacionales de varios tipos de cereales. Además se planifica una planta de procesamiento en el lugar más apropiado del país, en base a condiciones técnicas y económicas.

Esta Tesis está también enfocada a brindar tanto al agricultor como al industrial, una visión más amplia respecto de los diversos métodos de secado y las ventajas del secador por vacío.

C O N T E N I D O

	Pág.
<u>RESUMEN</u>	3
<u>CAPITULO I</u>	
Introducción:	
Justificación del Proyecto	4
Factibilidad	7
<u>CAPITULO II</u>	
Descripción del Sistema	10
Selección del Proceso	12
Consideraciones Técnicas de la Planta	36
<u>CAPITULO III</u>	
Ingeniería del Proyecto	62
Balances Térmicos	63
Cálculo del calor total a utilizar en el secado	63
Cálculo y Diseño de los Radiadores	68
Cálculo de las tuberías de vapor y condensado	75
Cálculo y Diseño del Acondicionador	84
Cálculo de la cantidad de Aire requerida para refrigerar el cereal	91
Selección de Ventiladores y Ductos de Aire	93
Cálculo y Selección del Ciclón	98
Cálculo y Diseño del Condensador	105
El elevador de cangilones	117
Descarga Centrífuga	118

II

	Pág.
Descarga Continua	119
Cálculo del Elevador de Cangilones	121
Máximo Promedio de Carga	124
Cálculo de la Plancha de que estará hecho el Elevador	128
Cálculo del Eje para la Polea Motriz	134
Cálculo de la velocidad crítica del Eje	137
Cálculo de Soldaduras y Pernos	139
Soldaduras de tope	145
Soldaduras de Angulo	146
Cálculos de los Pernos	148
Selección de la Bomba de vacío	150
Selección de la Bomba de Agua	153
Selección de la unidad de Generación de Vapor	159
Cálculo de los Aislamientos térmicos	160
 <u>CAPITULO IV</u>	
Cálculo y Selección del Equipo Adicional	171
 <u>CAPITULO V</u>	
Análisis Económico	174
 <u>CAPITULO VI</u>	
Conclusiones y Recomendaciones	180

	Pág.
<u>CAPITULO VII</u>	
Tablas	182
Gráficos	192
Bibliografía	203

CAPITULO I

I N T R O D U C C I O N

A) Justificación del Proyecto.

Siendo nuestro país, de destacada economía en el campo agrícola y en los momentos actuales en que el gobierno se encuentra incentivando el cultivo de cereales, como en el caso del trigo, avena, cebada y maíz en la Región Interandina, zona en la cual estos cereales dan mejores rendimientos que en la Costa; la producción de arroz, soya, ajonjolí y otros de la Costa que significan un fuerte rubro dentro de la economía nacional, es necesario enfocar los esfuerzos de nuestra técnica, en obtener mejores rendimientos en este campo de los cereales.

Por el mismo hecho de ser nuestro país tropical por excelencia y por no contar con sistemas de información meteorológica, capaces de permitir pronosticar con la debida anticipación las condiciones climáticas a presentarse en los días u horas subsiguientes, estamos impedidos de reducir al mínimo las pérdidas en las cosechas debidas a las condiciones ambientales cambiantes; y por cuyas razones se hechan a perder ingentes cifras de una u otra cosecha.

Al encontrarse el cereal en condiciones de madurez optima, contenido de humedad etc., muchas veces el agricultor tiene que esperar a que las condiciones climáticas le sean

favorables para que se reduzca el grado de humedad. Cuando esto no sucede y se produce una ligera precipitación pluvial, la humedad del cereal aumenta con el riesgo de que, de no seguir días secos y soleados, no se recuperará la humedad deseada con la cual el producto es aceptado en el mercado, - provocando así fuertes pérdidas al agricultor.

Si a estos cereales con una humedad elevada, aspiramos a secarlos por medios naturales, nos llevarán varios días y además, no siempre la naturaleza brinda posibilidades en este aspecto, como manifestamos anteriormente.

Si tratamos de secarlos, por los métodos convencionales a presión normal y con aire caliente, ha de procederse con todo cuidado y la operación debe realizarse en varias etapas de tal forma que no se malogre el grano; lo cual sucedería de producirse una muy rápida extracción de humedad. En el caso del arroz, al efectuarse el secado en forma rápida, se corre el riesgo de echar a perder el lote secado ya que la evaporación violenta de la humedad contenida produce el trizamiento del grano; en el caso del trigo arriesgamos las propiedades del gluten; y, en las semillas, sus condiciones de germinación.

En el secado al vacío, estos riesgos son reducidos debido a la baja temperatura a la cual se lleva a cabo el proceso, lo cual no daña las propiedades de los cereales en mención, puesto que al producirse el vacío en el recinto de se

camiento, las condiciones reinantes tan solo insiden en la humedad contenida, produciendo la evaporación del agua en los espacios capilares.

Más aún, la cantidad de calor que en este caso específico es generado por vapor a baja presión, demanda del caldero un bajo consumo de combustible, no sucediendo así con los secadores a presión normal en los cuales se necesitan calentar grandes volúmenes de aire el mismo que atravesará el cereal durante el proceso del secado, este consumo estará dependiendo siempre de las condiciones ambientales rei nantes en el momento que se lleva a efecto el proceso de se cado.

Las consideraciones arriba mencionadas, además de o tras que no son necesarias de indicarse, justifican con cre ces la importancia de diseñar un sistema que permita al a gricultor y al industrial, vencer las situaciones climateri cas adversas, salvando su cosecha y proveyendo a la pobla ción con la materia prima básica de su alimentación diaria.

B) Factibilidad

Sin lugar a dudas, algunas de las principales circunstancias que inciden llevar adelante este proyecto son: en primer lugar, recuperar la calidad en determinados cereales que por efecto de la excesiva humedad son atacados por el moho, circunstancias en las cuales se los consideran perdidos. Gracias al secado al vacío, aparte de llevar la humedad a los límites deseados para lograr un almacenamiento prolongado, éste hace desaparecer el olor característico del moho y destruye las posibles infestaciones de parásitos. En segundo lugar, está el de incentivar a los industriales agrícolas en el uso de este sistema, que aparte de ser de reciente aplicación, tiene la ventaja de poder ser aplicado a varios tipos de cereales con un mismo secador y disminuye el índice de pérdidas producido por cosechas a destiempo, justificando así su inversión.

Para esto consideremos a manera de ejemplo la existencia de dos secadores a presión normal: el uno perteneciente al INIAP en Quito y el otro a la Compañía INDUSTRIAL MOLINERA C.A. en este puerto y que se diferencian en que el primero es un secador discontinuo y el segundo es continuo.

Analizados cada uno de ellos se han podido establecer las siguientes diferencias, tomando en consideración que cada uno de ellos va a depender directamente de las condiciones atmosféricas reinantes en los momentos del secado.

El secador del I N I A P en Quito cumple con las siguientes condiciones:

Capacidad 24 Ton/día = 1 Ton/hr.

Consumo = 6 galones/hr.

Disminución humedad es 4% en 12 horas

Paso de humedad de 20% a 16%

El mayor problema que se presenta aquí es el referente a su carga y descarga, siendo más molesto en lo que respecta a la descarga de los silos ya que hay que efectuarla a mano, maniobra que requiere de mucho tiempo.

En el caso específico de Industrial Molinera C.A. podemos anotar que cuenta con un secador de cereales cuyo ritmo real de trabajo es de 3 Ton/hora y su funcionamiento al ser continuo requiere menos control que el secador del INIAP. Las características del secador de "Industrial Molinera C.A." son las siguientes:

Capacidad 3 Ton/hr.

Consumo 5,5 Galones/hr.

Disminución humedad 2% cada hora

Paso de la humedad de 16% a 14%

Es de considerar que en todo secador a mayor humedad de la materia a secarse, tenemos mayor evaporación de humedad en menos tiempo y menos consumo de calor, no así cuan-

do la humedad es baja, en tal circunstancia necesitamos calor externo para romper la tensión superficial del agua - que se encuentra en los intersticios capilares de los cereales.

En el caso de nuestro secador de vacío a flujo continuo su capacidad calculada estará en los siguientes límites.

Capacidad 10 Ton/hora

Consumo 16,74 G.P.H

Disminución de humedad 5%

Paso de humedad, del 19% al 14%

Es de considerar además su versatilidad para otros careales diferentes al trigo como cebada, maíz, centeno etc.

En tercer lugar, su construcción es factible en nuestro medio, ya que contamos con materiales y artesanos con las técnicas necesarias capaces de llevar adelante un proyecto de esta envergadura. En las páginas que siguen se demuestra que los profesionales ingenieros Ecuatorianos estan en capacidad de diseñar y calcular sistemas de este tipo de secado.

CAPITULO II

Descripción del Sistema

El secado desempeña sin lugar a dudas un papel importante en casi todas las ramas de las industrias de consumo.

Se entiende por secado, el procedimiento adaptado para eliminar el líquido contenido en un determinado producto, bien por evaporación o por vaporización con ayuda por lo general de calor. ① -

Para la elección de un método de secado es preciso tener en cuenta la naturaleza de la substancia y su estado.

Así, los cereales se ven desfavorablemente influenciados por una temperatura elevada y por las condiciones meteorológicas reinantes en determinadas épocas del año los mismos que se reflejan en mayores cuidados para poder evitar pérdidas.

Desde el punto de vista de la economía y de la explotación un producto solo debe tratarse en función de las características exigidas.

Para satisfacer todas las exigencias, se han establecido numerosos procedimientos de secado y aparatos, que se distinguen esencialmente unos de otros por el modo de aportación del calor, así:

a) En el secado por convección, el calor necesario para la evaporación del líquido se transmite por un agente gaseoso o un vapor que pasa por encima del cereal o la atraviesa.

b) En el secado por contacto, el calor actúa por conducción, el producto que debe secarse se encuentra en recipientes calentados o se desplaza por encima de estos.

c) En el secado por radiación, el calor se transmite por las superficies radiantes próximas.

A todo esto se añaden también dos procedimientos en los que el calor se engendra en el interior del producto.

1) El secado Dieléctrico que utiliza esencialmente el calor desarrollado por las corrientes de desplazamiento producidas en un campo alterno de alta frecuencia.

2) En el calentamiento a vacío por pulsaciones el calor almacenado en la materia se libera mediante descensos temporales de la presión apartando la energía necesaria para una rápida evaporación.

Cada fenómeno de secado está caracterizado simultáneamente por una transferencia de calor y por otro de materia.

A) Selección del Proceso

El término secado, se refiere generalmente a la extracción de humedad de una substancia. De una manera general se pueden clasificar las operaciones de secado en continuas y discontinuas. Este proceso generalmente va a depender del tipo y condiciones en que se encuentre el cereal a secar.

Así, la operación denominada discontinua en la práctica se refiere generalmente a un proceso en el que se expone una cierta cantidad de cereal a secar a una corriente de aire que fluye continuamente.

En las operaciones continuas se pasa cereal continuamente a través del equipo en flujo determinado, al igual que el fluido disecante.

Generalmente, el secado de cereales puede ser por secado directo o indirecto; en el secado directo, el aire caliente entra en contacto con el cereal produciendo como es de esperar una más rápida disminución de la humedad.

En el secado indirecto tenemos vapor pasando por determinados radiadores, los mismos que ceden calor al cereal por conducción, produciendo la evaporación sin que haya contacto directo del cereal con el medio calentador empleado.

SECADORES DIRECTOS

A continuación damos las características generales del funcionamiento de los secadores directos.

1) La desecación depende de la transmisión de calor al sólido húmedo desde un gas caliente, llevándose este último el líquido evaporizado.

2) Los gases calientes pueden ser aire calentado con vapor, productos de la combustión, un gas inerte o un vapor recalentado.

3) Para la desecación a temperaturas bajas, quizá sea necesario deshumedecer el aire empleado para la desecación cuando la humedad atmosférica sea excesivamente elevada.

4) Un secador directo, consume tanto más combustible por kilogramo de agua evaporada, cuanto más bajo sea el contenido de humedad final.

SECADORES INDIRECTOS

Los secadores indirectos se diferencian de los directos desde el doble punto de vista de la transmisión de calor y la eliminación del vapor. Sus características generales de funcionamiento son las siguientes:

1) El calor se transmite al material húmedo por conducción a través de una pared maciza, por lo general metálica, la fuente de calor puede ser vapor que se condensa, agua caliente, gases de combustión, aceite caliente etc.

2) Las temperaturas superficiales pueden variar entre temperaturas inferiores a la congelación del agua, en el caso de los secadores de estado congelado y 540°C en el caso de los secadores rotativos indirectos, calentados por combustión directa.

3) Los secadores indirectos que utilizan vapor condensable son por lo general económicos, desde el punto de vista del consumo de calor, ya que solo suministran calor en proporción a la demanda del material secado. Sin embargo su rendimiento disminuye cuando baja el contenido final de la humedad.

4) La recuperación de polvos y materiales pulverulentos, se hace más fácilmente en los secadores indirectos.

5) Los secadores indirectos continuos, pueden trabajar a presiones atmosféricas, con buenos cierres en los puntos de carga y descarga, lo cual nos permite una desecación continua; siendo por lo general su funcionamiento directo.

A continuación describimos una variada gama de secadores que han encontrado aplicación en el campo industrial.

SECADORES DE BANDEJAS Y COMPARTIMENTOS

En este tipo de secadores, el aire caliente circula sobre el material húmedo hasta que este alcance el contenido final de la humedad requerido para poder ser almacenado, por lo general el sólido (cereal) es soportado en bandejas metálicas, estos recintos son bien aislados con serpentines de caldeo y con mutiladores que darán el movimiento al aire caliente, generalmente las velocidades del aire varían entre 120 y 300 m/min.

La corriente de aire no uniforme es uno de los problemas más graves que se encuentran en el funcionamiento de los secadores de bandeja.

Las bandejas pueden ser montadas en carretillas o sobre bastidores, dependiendo esto de la intensidad de secado que se requiere.

La duración del ciclo de secamiento, pueden variar entre 6 y 48 horas.

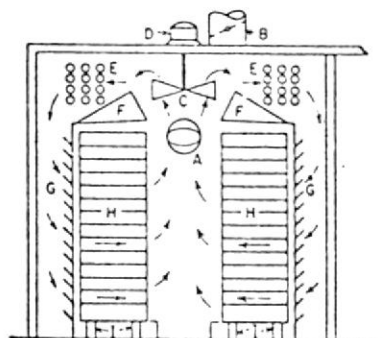


Fig. 1

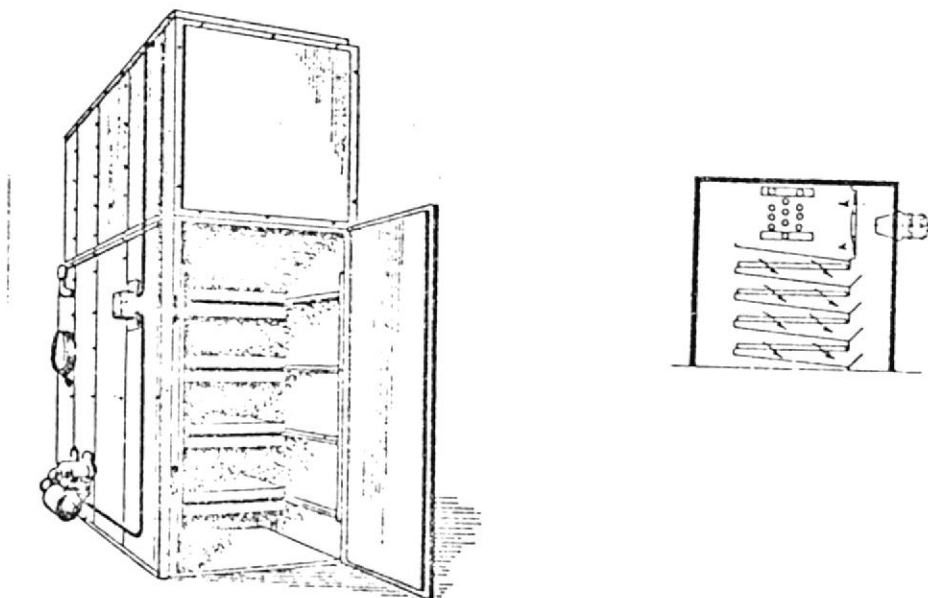
Secador de dos carretillas con circulación dividida del aire.

SECADORES INTERMITENTES DE CIRCULACION TRANSVERSAL (CRUZADA)

En estos tipos de secadores de circulación transversal (cruzada), pasa el aire caliente a través de una capa permeable fija del material húmedo colocado sobre bandejas móviles con fondo de tela metálica o tamiz soportadas en el secador.

Este tipo es semejante al secador normalizado en bandejas, con la salvedad de que el aire pasa a través del sólido húmedo en lugar de sobre él.

En las fábricas de deshidratación de alimentos y de secado de granos, se pone el material en trojes de acabado, con fondos perforados; el aire caliente asciende a través del material y al salir por la parte superior del traje se vuelve a calentar y se hace circular de nuevo. Estos últimos tipos implican caídas de presión a través de la capa de material de 50 a 460 m/m de agua con velocidades de aire relativamente bajas.



SECADORES DE TUNEL Y TURBOSECADORES VERTICALES

Su funcionamiento está descrito por el paso de varias carretillas que circulan progresivamente por el túnel poniendo el material en contacto con los gases calientes. Por lo general cada carretilla ocupa sucesivamente todos los lugares del túnel durante un periodo de tiempo o ciclo; resultando así un trabajo semicontinuo.

El aire puede circular en un solo paso, bien sea en sentido paralelo o transversal.

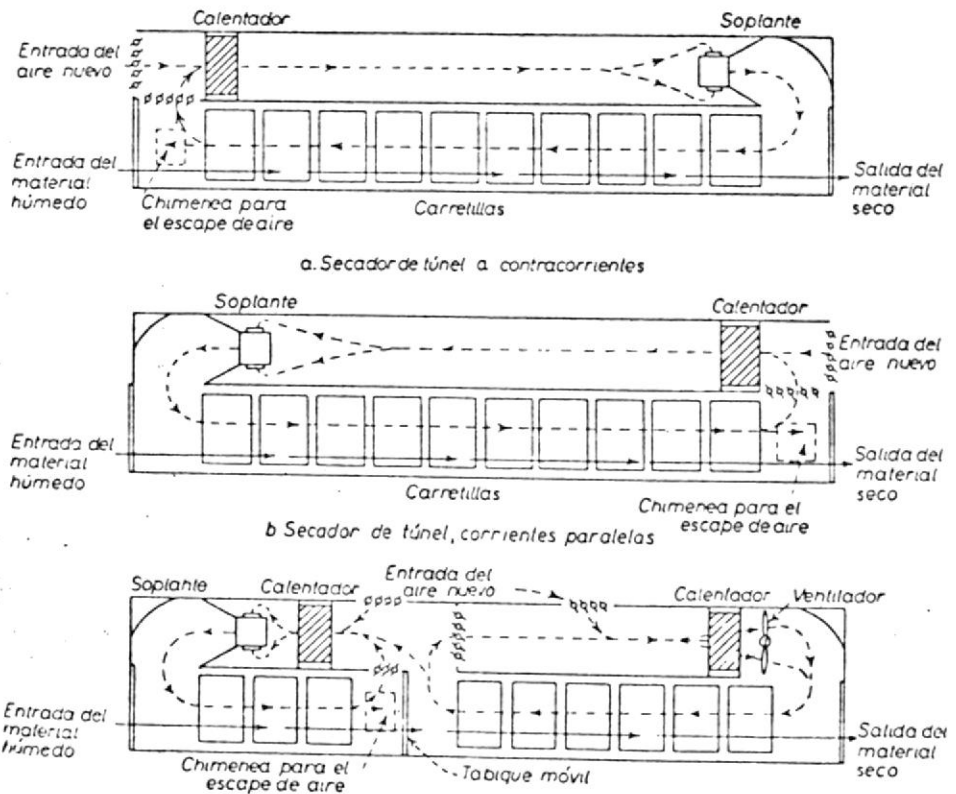


Fig. 3

Tres tipos de secadores de túnel.

EL TUBO SECADOR VERTICAL

Inventado en Europa, puede clasificarse como un secador continuo de bandejas. Consiste en una envoltura vertical cilíndrica o hexagonal, dentro de la cual hay una serie de bandejas segmentadas en forma de anillo, superpuestas en armazón que gira lentamente a razón de 0,1 ó 1,0 RPM.

El material introducido en la bandeja superior es nivelado por cuchillas fijas y, después de efectuar aproximadamente $7/8$ de revolución, es empujado por una ranura a la bandeja en la que se repite el procedimiento.

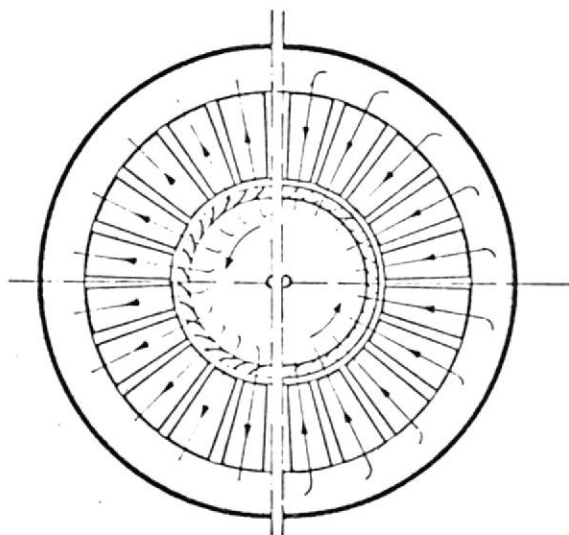
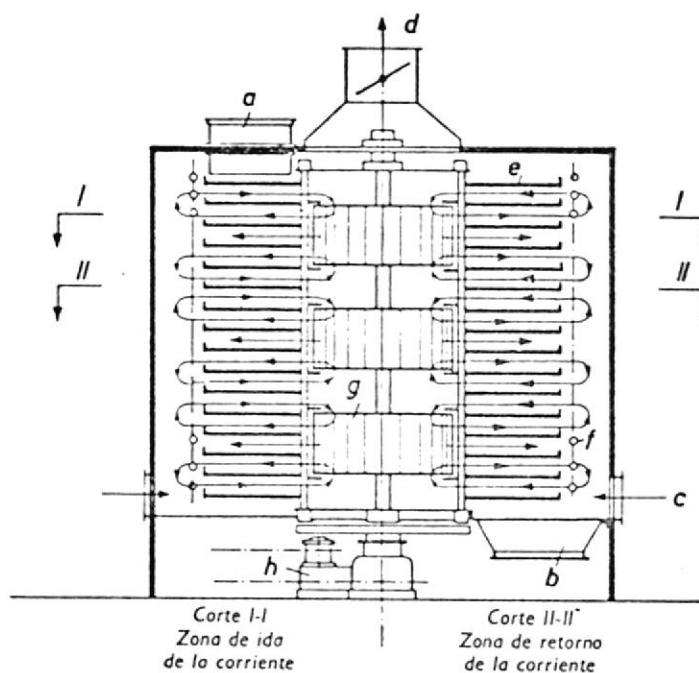


Fig. 4

SECADORES ATRAVESADORES CONTINUOS

Su principio de funcionamiento se basa en hacer pasar una corriente de aire caliente por medio de soplantes o ventiladores, através de una capa permeable de material húmedo que pasa continuamente por el secador.

Las intensidades de desecación son grandes debido a las extensas áreas expuestas al contacto del aire y a la corta distancia que tiene que recorrer la humedad interna.

Un tipo muy usado es el secador horizontal con tamiz ó tela metálica transportadora en el cual una capa de material húmedo de una altura de 2,5 a 15 cm. se transporta sobre una tela metálica u otro tamiz horizontal mientras se sopla aire caliente ascendente o descendente através de la capa del material.

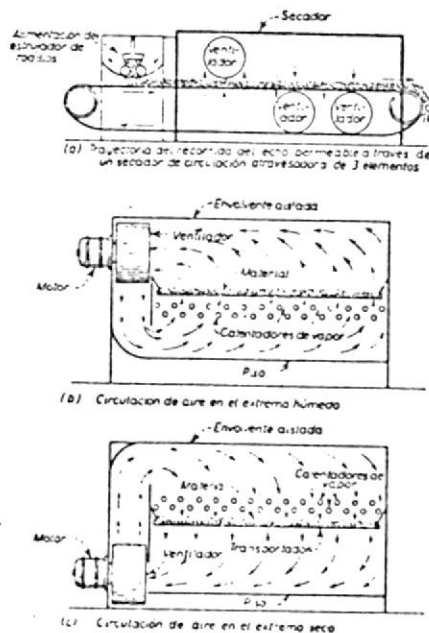


Fig. 5

Secador de circulación transversal.

SECADORES ROTATIVOS DIRECTOS

Un secador rotativo consiste en un cilindro que gira sobre soportes apropiados y, por lo general, ligeramente inclinados respecto a la horizontal.

La longitud del cilindro varia entre 4 y 10 veces su diámetro que suele estar comprendido entre 0,30 y 3 mts. El material húmedo se introduce por un extremo del cilindro y avanza por el en virtud de la rotación y su inclinación y sale seco por el otro extremo.

El aire caliente o gases producto de la combustión circulan por el a contracorriente o paralelamente al movimiento del material.

El secador rotativo suele estar equipado con aletas en la superficie interior del cilindro capáz de elevar y esparcir el material húmedo através de los gases calientes a su paso por el cilindro.

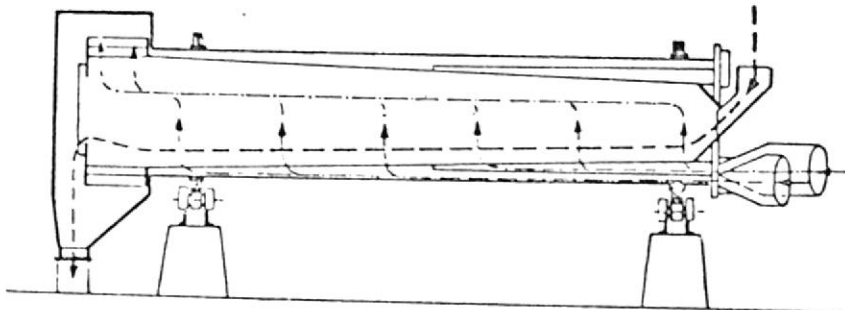


Fig. 6 Secador Rotativo.

SECADORES DE PLATAFORMA

Está perfectamente demostrado en la práctica que el grano, recalentado por la cosechadora y ensacado puede ser desecado mediante plataformas adecuadas, bajo las cuales es lanzada una corriente de aire ligeramente caliente, que pasa a través del grano en los sacos. Normalmente este tipo de secador, conviene a las explotaciones donde haya de secarse de 30 a 100 toneladas de grano por campaña, aunque por supuesto son capaces de desecar mayores cantidades. El trabajo de carga y descarga de la plataforma no es excesivo cuando la planta esta bien diseñada y en la cual pueden manejarse los sacos comodamente en carretillas.

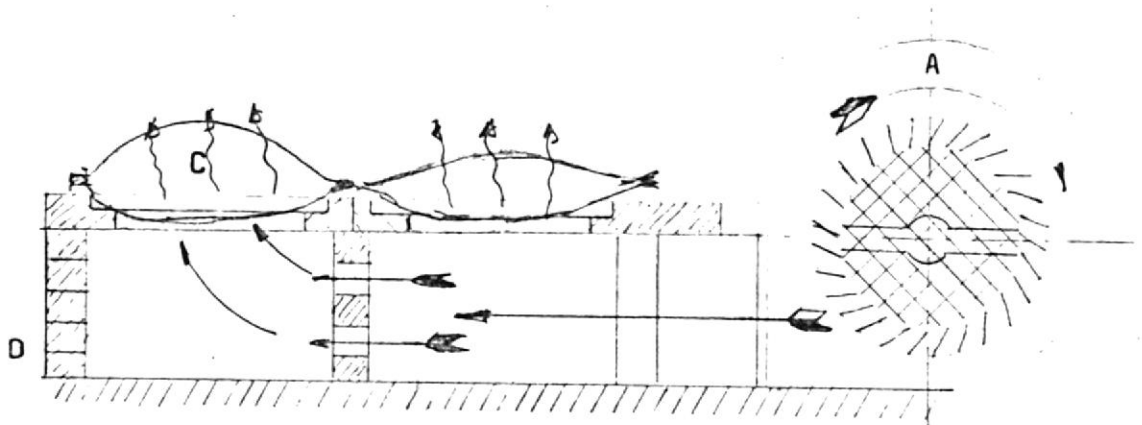


Fig. 7 SECADOR DE PLATAFORMA

A = Ventilador y unidad de Plataforma

B = Aire caliente

C = Sacos de Grano

D = Plataforma

SECADORES DE TORRE

En este tipo de instalaciones se dispone el grano en torres de desecación o compartimentos verticales dispuestos de tal modo que el aire caliente procedente del ventilador pasa a través del cereal y sale a la atmósfera. Estos tipos de secadores de cereales, el producto se lleva a una zona de precalentamiento donde pierde humedad sin que se produzca no obstante, extracción de agua. Los poros se abren como consecuencia del hinchamiento de la envoltura exterior del grano, lo que facilita después el secado. El aire caliente, es pasado en forma alternativa y continua a través del cereal para finalmente salir a la atmósfera.

Se trata pues de una corriente cruzada real. La alimentación y salida es regulada automáticamente, mediante el dispositivo presentado en la figura.

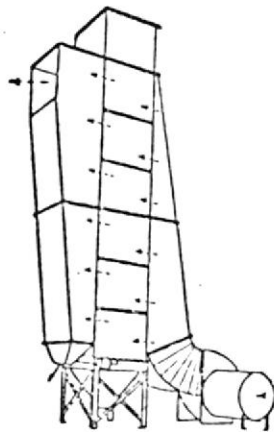


Fig. 8
Secador de torre
con circulación
de aire caliente.

Lo cual nos permite tener el secador siempre lleno durante el proceso de secado y fluyendo a una velocidad constante.

SECADORES DE VACIO CON ANAQUELES

En el secado a vacío, la transferencia de calor del producto considerado se efectúa en su mayor parte por contacto con superficies calientes:

En el secado por contacto.- Se utilizan a menudo elementos calentadores dispuestos por fases en placas huecas o rara vez en rejillas tubulares entre los que el producto se desliza directamente o sobre dispositivo como rejillas o bandejas.

Una instalación de cámara a vacío comprende la cámara de secado propiamente dicha; el condensador y la bomba de vacío se reúnen en una bomba de aire húmedo.

Además de los elementos de calefacción colocados en las paredes, se proveen a veces dispositivos de circulación que, no solo durante la evacuación del aire, sino también del vacío, permiten obtener un calentamiento rápido y por consiguiente tiempos de secado cortos.

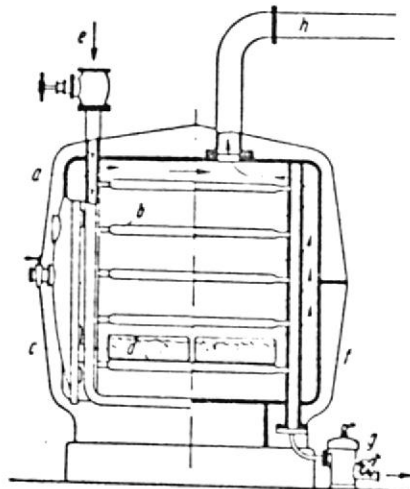


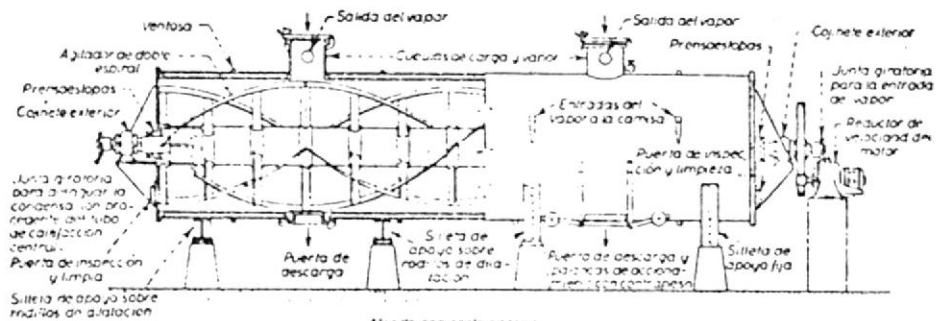
Fig. 9 armario de secado a vacío.

SECADOR ROTATIVO A VACIO

Los secadores rotativos son del tipo intermitente y se encuentran en el comercio en dos formas diferentes. El más común esta formado por una envoltura cilíndrica - fija montada horizontalmente, en el interior de la cual una serie de paletas agitadores montadas sobre un eje - central rotativo remueven y agitan el material que se se ca.

El calor se suministra por circulación de un medio de calefacción adecuado (agua caliente a vapor) en una camisa que rodea a la envoltura y en los secadores grandes, por el eje central hueco. El agitador generalmente es una espiral sencilla o doble, con las hojas o paletas muy próximas a la pared del cilindro sin que lleguen a rozarla.

El vacío se hace y mantiene por cualquiera de los - métodos usuales (inyectores de vapor, bomba de vacío etc.).



Alzado con corte parcial

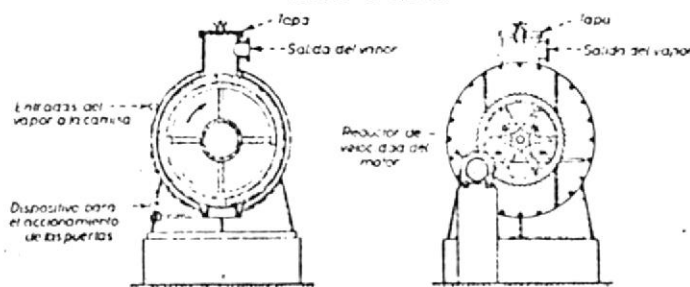


Fig. 10

SECADOR DE TORRE A VACIO

El secado producido por este sistema es sin lugar a dudas uno de los más adelantados en lo que se refiere a substancias granulares como los cereales. Sus condiciones de trabajo son a flujo continuo el secado del cereal es por conducción y a vacío, aprovechando esta última condición para trabajos con ritmos de temperaturas bajas lo cual no daña el cereal.

El vacío bruto aplicado a este sistema esta entre los 25 a 50 torr. (mmhg) lo cual hace que se logre la evaporación del producto a secarse con temperaturas que fluctuan entre 42 a 50°C.

Este tipo de secador se ha destacado por su manejo sencillo y seguro, casi sin deterioro.

El grano a secarse baja lentamente por su propio peso sobre partes de construcción macisa, donde se calienta y se seca.

SECADOR INDIRECTO ROTATIVO

El secador rotativo indirecto es mecánicamente semejante a los secadores rotativos directos e indirectos. Se compone de un cilindro rotativo inclinado en relación a la horizontal, alimentado por un extremo y por el opuesto la descarga. Sin embargo, la desecación se realiza por completo indirectamente, conduciéndose el calor al material a través de la envoltura metálica o de tubos o a través de cilindros colocados dentro de la envoltura rotativa.

El tipo más común de secador rotativo indirecto es el secador de tubos de vapor los mismos que son calentados por vapor y colocados a todo lo largo del secador, están sujetos simétricamente en uno dos o tres planchas circulares concéntricas (espejos) al interior del cilindro y giran con él.

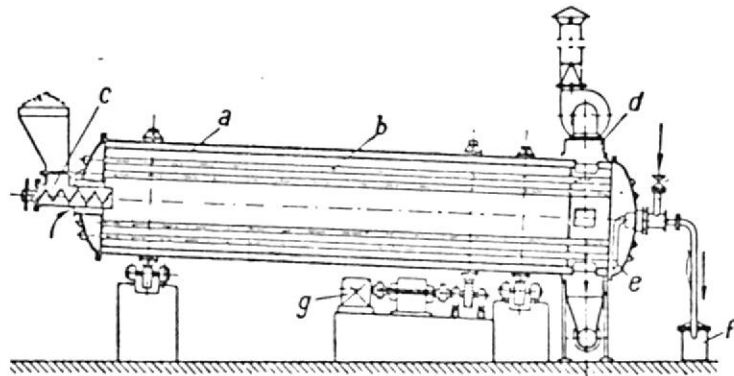


Fig. 11 Secador indirecto rotativo.

CON TRANSPORTADORES DE TORNILLO SINFIN

En estos aparatos se han reemplazado las paletas, por uno o varios tornillos sinfin de penetración recíproca; la cuba se calienta también mediante una doble envuelta atravezada por un agente de calentamiento y, en algunos casos por un tornillo sinfin hueco. Los tornillos sinfin huecos que penetran unos en otros no solo sirven para la mezcla y el transporte del producto, sino también para la transmisión de calor; de este modo, la superficie total que transmite el calor se encuentra multiplicada por cada metro longitudinal de la cuba.

Estos secadores, requieren un aislamiento cuidadoso de la pared frontal. Para evitar la condensación también los separadores de polvo se los calienta adecuadamente.

Este sistema se lo puede bien adaptar a secado por vacío y en proceso continuo.

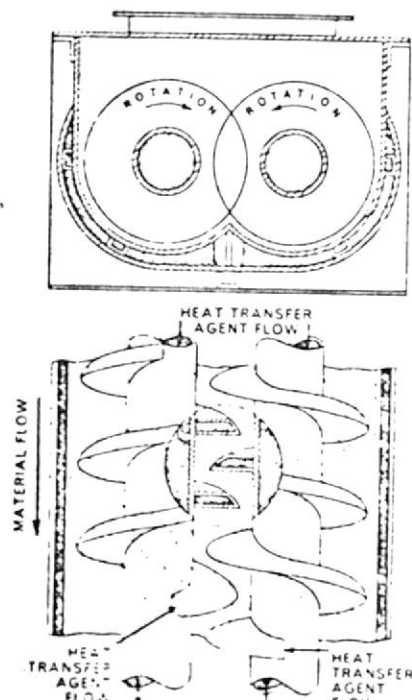


Fig. 12

Secador de tornillo sinfin.

SECADOR CON TRANSPORTADOR VIBRANTE

En el secador de vibración el producto corre una serie de canales de transportes vibratorios dispuestos horizontalmente una debajo de otras. Al deslizarse de un canal, al que se encuentra inmediatamente debajo y al someterse a estos movimientos, el producto aumenta su movilidad lo que origina una gran superficie de transferencia de materia y acelera considerablemente el secado.

Las plataformas de secado puede ser calentado con gases calientes, vapor de agua que pasan por una camisa unida a la plataforma sobre la cual se transporta el material.

Los coeficientes de transmisión de calor son algo mayores que los conseguidos con los secadores de tornillo sinfin.

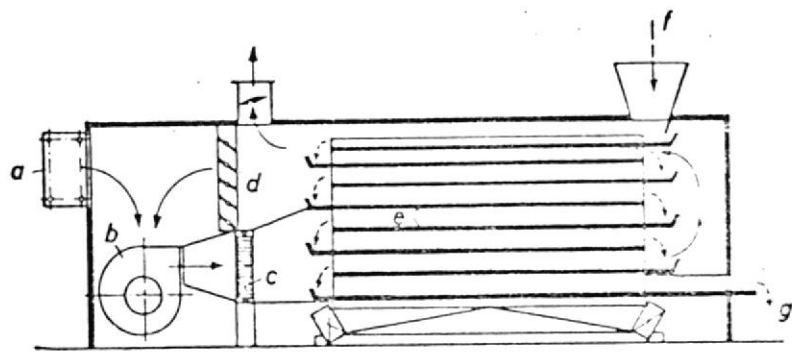


Fig. 13 Secador de vibración.

SECADORES INFRARROJOS

Los secadores infrarrojos se basan en el principio de la transmisión de calor radiante.

Este calor puede producirse eléctricamente con lámparas incandescentes o por medio de materiales refractarios calentados con gas hasta su incandescencia.

Los secadores infrarrojos que utilizan lámparas eléctricas son una especie de túnel, en "U" invertida, a través del cual un transportador conduce el material que se desea secar.

Otro tipo de túneles tienen lámparas a los costados para impedir de esta forma que el líquido gotee sobre las lámparas reflectores.

Una disposición típica de las lámparas para secar granos por este método consiste en agruparlos en un plano horizontal montado directamente encima de un transportador de banda o vibrante. En ciertos casos, los rayos infrarrojos destruyen ciertas bacterias y paralizan el proceso de fermentación que es básico en ciertos procesos industriales.

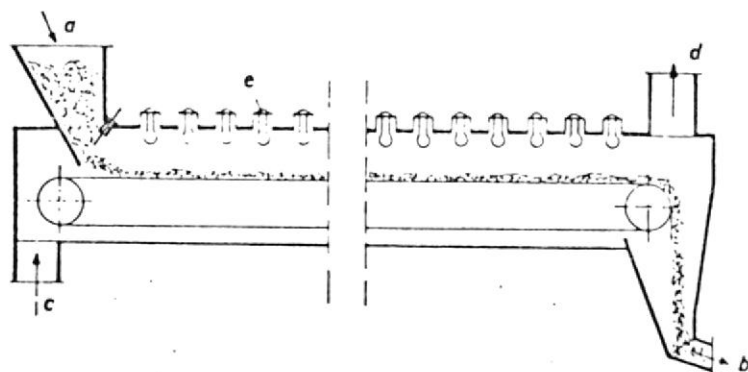


Fig. 14.

SECADORES DIELECTRICOS

En la desecación dieléctrica en material a secar se calienta colocándolo en un intensivo campo electrostático producido por un voltaje de alta frecuencia. En su forma más sencilla, puede formarse el secador por medio de dos placas metálicas planas entre las cuales se coloca el material mojado que se desea secar, como se ilustra en la figura adjunta.

Una combinación de este tipo consta de un condensador, cuyas placas se conectan a los terminales de un generador electrónico de alta frecuencia durante una parte del ciclo eléctrico la placa superior se carga positivamente y la inferior negativamente, creando así un campo eléctrico que evapora la humedad del cereal, invirtiendo un semiciclo despues sin polaridad.

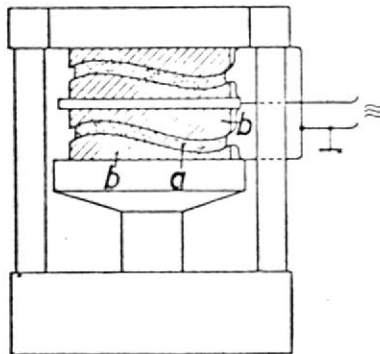


Fig. 15 Secador de electrodos

Sin lugar a dudas de todos los secadores expuestos cada uno de ellos esta limitado por varias circunstancias tales como capacidad de producción, alto tiempo de secado, dependencia de la temperatura ambiental, consumo elevado de combustible, mayor atención en el secado, debido a que las temperaturas de desecación inciden directamente sobre la calidad final del producto, e incluso afecta las condiciones germinativas y panificadoras de los cereales.

Pero uno de los que más se destaca en su aplicación al secado de cereales en flujo continuo y con mayor producción horaria, con un rango de desecación de 5% entre los límites de 19 a 14% en el secador de vacío construido como torre y que al describirlo a continuación lo llamamos tan solo como secador de vacío.

EL SECADOR DE VACIO

El secador de vacío tiene grandes ventajas para el secado de cereales y granos especialmente por la extracción más intensiva de la humedad y a los altos rendimientos horarios, con productos de fácil fluidez. En la industria manufacturera de derivados de cereales y semillas oleaginosas, como: trigo, centeno, cebada, avena, maíz, cebada cervecera y de siembra, arroz, soya, ajonjolí, semillas de girasol, avellanas y maní.

El aparato efectúa al mismo tiempo, la esterilización de las partidas de cereales dañadas y destruye el gorgojo con sus crías.

Sus ventajas son por un lado su independencia de las condiciones atmosféricas; es decir de la humedad del aire y de la temperatura y por otro lado el consumo de calor reducido que es el más bajo de todos los otros tipos conocidos de secadores debido a la eliminación de pérdidas de calor de escape.

Frente a los secadores de convección y de contacto bajo presión atmosférica, el secador de vacío tiene las siguientes ventajas técnicas:

- 1.- Excelente secado y preparación de cereales normales y excesivamente húmedos.

2.- Esterilización y efecto fungicida de partidas de cereales dañadas y averiadas.

3.- Destrucción del gorgojo con sus crías y de otros parásitos de los cereales.

4.- Funcionamiento automático continuo con el vacío más adecuado.

5.- Gran uniformidad de secado.

6.- Especialmente apropiado para el funcionamiento continuo.

7.- Reducido consumo de energía.

8.- Alta capacidad.

Sin embargo claro está, no todas son ventajas, la mayor desventaja si puede llamarse así, es su alto costo inicial de instalación. Otra desventaja es que necesita buen mantenimiento del cual depende su rendimiento.

CARACTERISTICAS DEL SECADOR DE VACIO.

La temperatura máxima admitida depende de la humedad del cereal.

En el proceso de secado al vacío el agua que contienen los granos se evapora, por la cuál la temperatura no puede subir al punto de ebullición del agua ya que la presión lograda en el sistema nos produce una vaporización a baja temperatura ; en el gráfico adjunto se puede observar la temperatura de ebullición del agua limpia, que depende de la presión; o inversamente que la presión de vapor está en función de la temperatura.

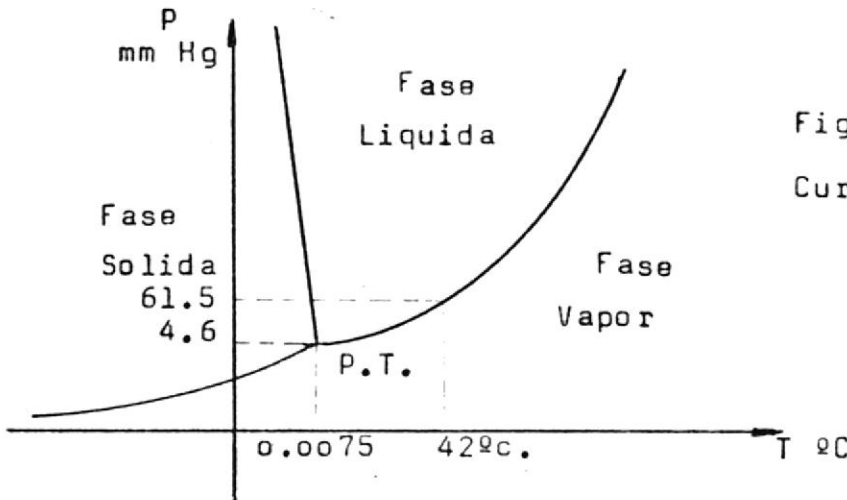


Fig. 16

Curvas de equilibrio.

Si un secador de vacío funciona perfectamente, no hay que temer por perjuicios que pudiera ocasionarnos el excesivo calor.

Si se toma en cuenta a los secadores por vaporización, se puede constatar, que los secadores a vacío frente a los secadores a presión atmosférica tienen la ventaja de que la evaporación se produce a un nivel de temperatura más bajo, y por lo tanto la energía saliente del material secado

es mucho más baja.

Con una temperatura invariable sobre la superficie de calefacción se obtiene por cada m^2 más energía, porque la diferencia de temperatura es mayor.

Lo contrario resultaría de utilizar la misma superficie a una temperatura mayor, lo que requeriría mayor presión de vapor.

El secador de vacío se compone de los siguientes elementos de construcción con sus respectivos accesorios:

- a) Esclusa de vacío superior
- b) Elementos de entrada
- c) Compartimento de calefacción
- d) Elementos de salida
- e) Esclusa de vacío inferior
- f) Enfriador
- g) Bomba de vacío y condensador mezclador
- h) Grupo de ventiladores y ciclones

A) Consideraciones Técnicas de la Planta.

En lo que respecta a las consideraciones técnicas, deben considerarse varios aspectos, los mismos que van a permitir desenvolver la planta sin contratiempos cuando se encuentre en plenitud de producción.

Consideraciones principales: a) localización de la planta; b) tamaño de la planta; c) distribución de la planta.

La planta objeto de estudio se concretará exclusivamente a los cereales de la sierra, como son: trigo, maíz y cebada cervecera; no se quiere decir con esto que el sistema no es aplicable a los cereales de la costa, ya que su versatilidad permite trabajar con arroz, soya, maní, etc.

Para escoger la unidad objeto de este estudio nos remitiremos a los datos elaborados por el Programa Nacional de Granos, los mismos que tienen los estimativos de producción de trigo, cebada y maíz, en la misma que se pueden apreciar la magnitud de producción de cada zona de la región interandina.

Cabe indicar que el trigo, cebada, maíz se lo logra en la conocida zona denominada Piso temperado interandino; está comprendido entre los 2.000 y 3.000 mts. con temperaturas que fluctúan entre 15^o y 10^oC.

Conocida esta circunstancia es necesario dejar indicadas las diversas clases de trigo que es producido en el país, al igual que maíz y cebada así:

T R I G O

CRESPO.- Con una producción de 384.389,70 qq con rendimiento de 21.74 qq/Há.

BONZA.- Con una producción de 25.937 qq con rendimiento de 20.96 qq/Há.

NAPO.- Con una producción de 93.436 qq con un rendimiento de 20.36 qq/Há.

ATACAZO.- Con una producción de 126.049.50 qq con un rendimiento de 29.13 qq/Há.

RUMINAHUI.- Con una producción de 86.623 qq con un rendimiento de 30.96 qq/Há.

AMAZONAS.- Con una producción de 310.296 qq con un rendimiento de 20.77 qq/Há.

OTRAS VARIETADES.- Con una producción de 180.072 con un rendimiento de 17.45 qq/Há.

C E B A D A

COMUN.- Con una producción de 722.676,70 qq y un rendimiento de 18.88 qq/Há.

CERVECERA.- Con una producción de 36.945,22 qq y un rendimiento de 33.75 qq/Há.

CHILENA.- Con una producción de 67.500,00 qq y un rendimiento de 21.00 qq/Há.

OTRAS VARIEDADES.- Con una producción de 403.187,47 qq y un rendimiento de 22.46 qq/Há.

M A I Z

BLANCO.- Con una producción de 144.007,47 qq y un rendimiento de 12.57 qq/Há.

CHILLOS.- Con una producción de 6.362,50 qq y un rendimiento de 28.91 qq/Há.

HUANGANGO.- Con una producción de 83.265,50 qq y un rendimiento de 14.70 qq/Há.

AMARILLO.- Con una producción de 151.570,06 qq y un rendimiento de 13.43 qq/Há.

MISHCA.- Con una producción de 52.570,06 qq y un rendi
miento de 15.02 qq/Há.

SHIMA.- Con una producción de 122.463,65 qq y un rendi
miento de 11.60 qq/Há.

OTRAS VARIEDADES.- Con una producción de 253.638,03 qq
y un rendimiento de 14.29 qq/Há.

Estos valores fueron obtenidos de los informes anuales
del Ministerio de Agricultura a través del programa Nacio-
nal de Granos estimativo de 1.974 - 1.975, datos que se -
anexan en el presente estudio.

ENCUESTA NACIONAL DE PRODUCCION DE MAIZ, AÑO AGRICOLA 1.974 - 75

(ESTIMADO)

SUPERFICIE SEBRADA, SEMILLA UTILIZADA, ESTIMACION DE LA PRODUCCION Y NUMERO DE EXPLOTACIONES CON MAIZ, POR PROVINCIAS

A NIVEL NACIONAL

P R O V I N C I A S	NUMERO DE EXPLOTACIONES	SUPERFICIE CON MAIZ Hás.	S E M I L L A			PRODUCCION qq.	RENDIMIENTO qq/há.
			T O T A L	CERTIFICADA	NO CERTIFICADA		
TOTAL PROVINCIAL	55.488	61.959.83	35.575.34	0.68	35.574.66	814.278.31	13.14
CARCHI	2.741	3.121.44	1.893.43	0.00	1.893.43	70.835.70	22.69
IMBABURA	6.858	12.699.27	7.875.10	0.00	7.875.10	212.476.50	16.73
PICHINCHA	5.445	11.842.24	9.164.59	0.68	9.163.91	152.545.23	12.88
COTOPAXI	1.716	946.10	653.00	0.00	653.00	10.448.00	11.04
TUNGURAHUA	1.330	984.45	516.84	0.00	516.84	15.196.23	15.44
CHIMBORAZO	3.536	3.230.90	1.769.54	0.00	1.769.54	34.283.84	10.61
BOLIVAR	2.563	8.249.50	4.155.20	0.00	4.155.20	105.624.00	12.80
CAÑAR	5.467	4.179.37	1.969.32	0.00	1.969.32	32.943.74	17.88
AZUAY	21.399	13.944.76	6.508.72	0.00	6.508.72	150.993.54	10.83
LOJA	4.433	2.761.80	1.069.60	0.00	1.069.60	28.926.50	10.47

ENCUESTA NACIONAL DE PRODUCCION DE CEBADA, AÑO AGRICOLA 1.974 - 75

SUPERFICIE SEMBRADA, SEMILLA UTILIZADA, ESTIMACION DE LA PRODUCCION Y NUMERO DE EXPLOTACIONES CON CEBADA, POR PROVINCIAS

A NIVEL NACIONAL

P R O V I N C I A S	NUMERO DE EXPLOTACIONES	SUPERFICIE CON CEBADA Hás.	S E M I L L A QQ.			PRODUCCION qq.	RENDIMIENTO qq/há.
			T O T A L	CERTIFICADA	NO CERTIFICADA		
TOTAL PROVINCIAL	40.440	60.543.55	140.522.20	4.947	135.575.20	1'230.311.20	20.32
CARCHI	1.500	2.921.45	8.650.00	30	8.620.00	64.417.00	22.05
IMBAYURA	2.834	3.214.75	8.184.80	65	8.119.80	55.127.50	17.15
PECHUCCA	1.761	5.710.10	13.711.00	1.409	12.302.00	130.544.00	22.86
COTOPAXI	7.943	11.213.65	24.223.70	67.50	24.156.20	201.257.20	17.95
TUNGURAHUA	3.276	3.335.30	6.905.50	0	6.905.50	88.754.00	26.61
CHIMBORAZO	10.894	22.484.95	48.748.00	3.334.00	45.414.00	465.886.50	20.72
BOLIVAR	4.729	5.715.65	12.399.20	15.00	12.384.20	135.423.00	23.69
CAÑAR	2.039	2.569.95	5.828.50	0.00	5.828.50	42.653.20	16.60
AZUAY	2.838	1.703.35	8.717.60	26.50	8.691.10	21.753.80	12.77
LOJA	2.626	1.674.40	3.153.90	0.00	3.153.90	24.495.00	14.63

ENCUESTA NACIONAL DE PRODUCCION DE TRIGO, AÑO AGRICOLA 1.974-75
(ESTIMADO)

SUPERFICIE SEMBRADA, SEMILLA UTILIZADA, ESTIMACION DE LA PRODUCCION Y NUMERO DE EXPLOTACIONES CON TRIGO, POR PROVINCIAS
A NIVEL NACIONAL

P R O V I N C I A S	NUMERO DE EXPLOTACIONES	SUPERFICIE CON TRIGO Há	S E M I L L A qq			PRODUCCION qq	RENDIMIENTO qq/Há
			T O T A L	CERTIFICADA	NO CERTIFICADA		
TOTAL PROVINCIAL	31.606	56.004.90	124.916.36	9.260.05	115.656.31	1.207.250.20	21.53
CANCHI	555	2.136.40	6.933.88	489.75	5.844.13	51.125.50	23.93
IMBABURA	2.107	4.779.60	11.533.96	1.932.00	9.601.96	123.020.50	25.74
PICHINCHA	2.034	7.473.70	13.363.10	3.811.30	14.551.30	205.095.10	27.44
COTOPAXI	913	1.643.15	3.407.80	561.00	2.846.80	35.741.00	21.75
TUNGURAHUA	1.571	1.003.20	2.047.20	117.00	1.930.20	27.306.00	27.21
CHIMBORAZO	5.039	11.067.10	22.772.40	470.50	22.301.90	212.131.50	19.17
BOLIVAR	9.211	13.803.25	30.736.50	499.00	30.237.50	306.532.30	22.20
CAÑA	861	2.078.45	4.834.72	306.00	4.078.72	47.903.20	23.05
AZUAY	3.532	3.330.95	6.352.50	6.00	6.346.50	60.044.60	18.03
LOJA	5.393	3.769.10	17.934.30	567.00	17.417.30	138.350.50	15.77

SEGURIDAD EN LA COMERCIALIZACION
DE LA PRODUCCION NACIONAL DE TRIGO

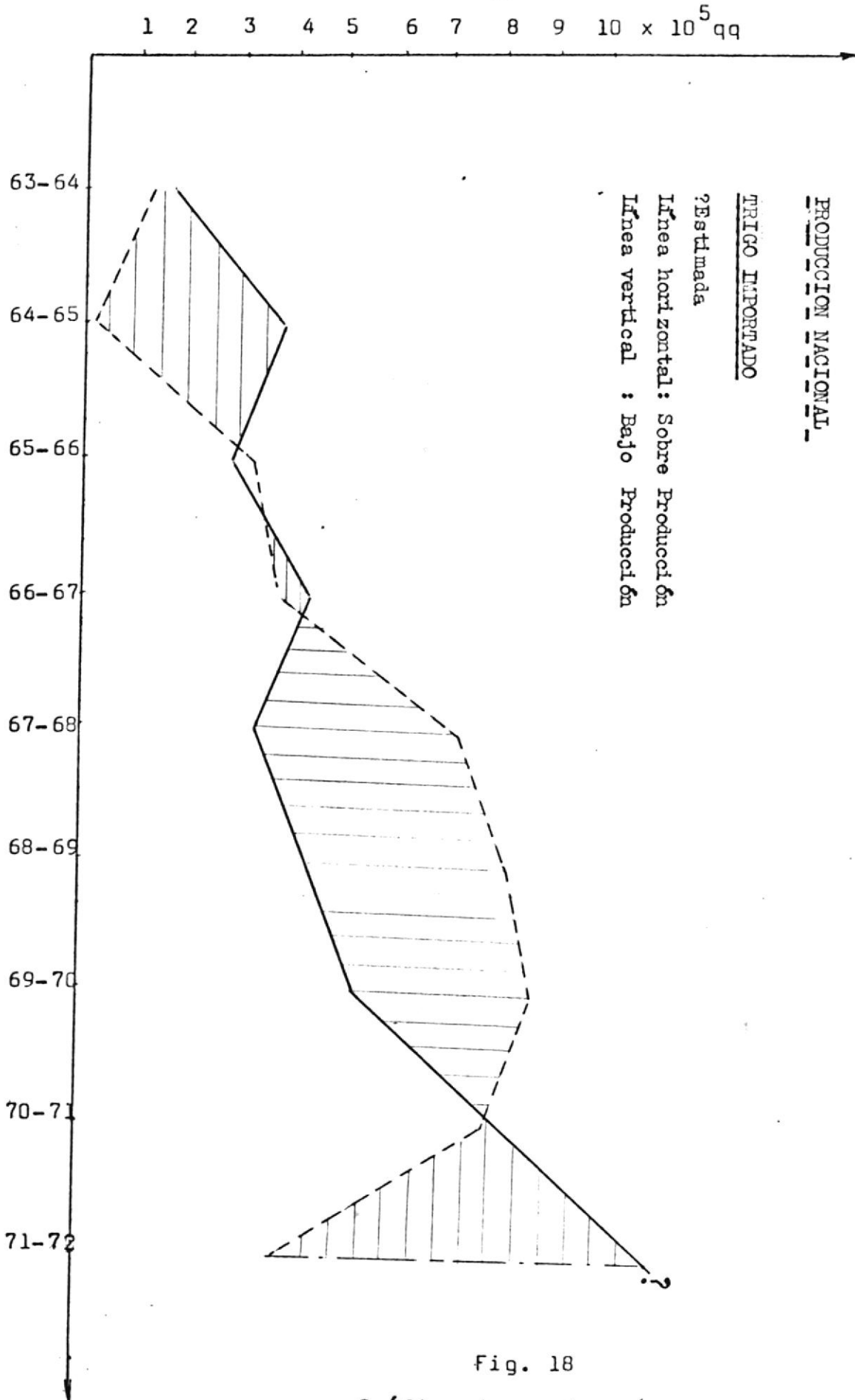


Fig. 18

Gráfico de producción e importación de trigo.

DATOS COMPARATIVOS DE LOS AÑOS 1.974-75 y 1.975-76 EN EL
CULTIVO DE TRIGO EN EL PAIS

PROVINCIAS	S U P E R F I C I E (Hás)		
	1.74-75	1.975-76	DIFERENCIA + -
CARCHI	2.136,40	3.712,07	+ 1.575,67
IMBABURA	4.779,60	4.532,15	- 247,45
PICHINCHA	7.473,70	10.616,43	+ 3.142,73
COTOPAXI	1.643,15	2.334,05	+ 690,90
TUNGURAHUA	1.003,20	843,04	- 160,16
CHIMBORAZO	11.067,10	13.126,86	+ 2.059,76
BOLIVAR	13.803,25	20.169,60	+ 6.366,35
CAÑAR	2.078,45	2.485,01	+ 406,56
AZUAY	3.330,95	2.124,78	- 1.206,17
LOJA	<u>8.769,10</u>	<u>7.832,75</u>	- 936,35
T O T A L :	56.034,90	67.776,74	+ 11.691,84
P R O D U C C I O N (qq)			
CARCHI	51.125,50	78.894,93	+ 27.769,43
IMBABURA	123.020,50	163.529,51	+ 40.509,01
PICHINCHA	205.095,10	253.396,00	+ 48.300,90
COTOPAXI	35.741,00	50.836,79	+ 15.095,79
TUNGURAHUA	27.306,00	21.589,57	- 5.716,43
CHIMBORAZO	212.131,50	240.914,43	+ 28.782,93
BOLIVAR	306.532,30	349.947,70	+ 43.415,40
CAÑAR	47.903,20	55.978,90	+ 8.075,70
AZUAY	60.044,60	36.117,88	- 23.926,72
LOJA	<u>138.350,50</u>	<u>143.268,66</u>	+ 4.918,16
T O T A L :	207.250,20	394.474,37	+187.224,17

NOTA: (Datos Año Agrícola 1.975-76 por reajustarse)

FUENTE: Programa Nacional de Granos.

PRODUCCION DE CEREALES POR PROVINCIAS

	<u>Trigo qq</u>	Rend.qq/Há	<u>Cebada qq</u>	R.qq/Há	<u>Maíz qq</u>	Rend.qq/H
Bolivar	306.532,30	22.20	135.423,00	23.69	105.624,00	12.80
Pichincha	205.095,10	27.44	130.544,00	22,86	152.545,26	12.88
Chimborazo	212.131,50	19.17	465.886,50	20.72	34.288,84	10.61
Loja	138.350,50	15.77	24.495,00	14.63	28.926,50	10.47
Imbabura	123.020,50	25.74	55.127,50	17.15	212.476,50	16,73
Azuay	60.044,60	18.03	21.753,80	12.77	150.993,50	10.83
Carchy	51.125,50	23.93	64.417,00	22.05	70.835,70	22.69
Cañar	47.903,20	23.05	42.653,20	16.60	32.943,74	07.88
Cotopaxi	35.741,00	21.75	201.257,20	17.95	10.418,00	11.04
Tungurahua	<u>27.306,00</u>	<u>37.21</u>	<u>88.754,00</u>	<u>26.21</u>	<u>15.196,23</u>	<u>15.44</u>
T O T A L:	1'207.250,20	21.53	1'230.311,20	20.32	814.248,85	131.37

BolivarGuaranda
 Pichincha.....Quito
 Chimborazo.....Riobamba

Bolivar	Chimborazo	Pichincha
306.532,30	212.131,50	205.095,10
135.423,00	465.886,50	130.544,00
<u>105.624,00</u>	<u>34.288,84</u>	<u>152.545,26</u>
547.579,30	712.306,84	488.184,36



A través de la información adjunta se puede apreciar la magnitud de la producción nacional, en estos tres tipos de cereales.

Por la capacidad de producción de cada zona procederemos a escoger la de más alta producción en los tres productos objeto del presente estudio así:

	<u>BOLIVAR</u>	<u>CHIMBORAZO</u>	<u>PICHINCHA</u>
Trigo	306.532,30	212,131,50	205.095,10
Cebada	135.423,00	645.886,50	130.544,00
Maíz	<u>105.624,00</u>	<u>34.288,84</u>	<u>152.545,26</u>
Total:	547.579,30	712.306,84	488.184,36

Como se puede apreciar claramente, la provincia del Chimborazo, con su capital Riobamba, es la que nos ofrece mayor producción global. Pero aparte de esta situación ha de analizarse otros factores que determinan si la ubicación en esta zona es favorable, analicemos cada uno de ellos así:

Geográficamente, es una zona privilegiada ya que se encuentra entre las otras zonas de mayor producción como lo son: Bolívar y Pichincha; además está localizada como la provincia más central y esta bañada por varios ríos de considerable caudal.

Por esta región cruza la carretera panamericana una de las más estables y que une las principales capitales y

a ella se unen carreteras como la de Guayaquil, Bucay, Pailatanga y Riobamba que ligan a las zonas de producción lo cual estaría favoreciendo el transporte de materia prima en el menor tiempo.

La línea férrea sirve a Riobamba y une en su trayecto a varias provincias, por ella se puede llevar el producto tratado, a los centros de mayor consumo en el menor tiempo, dando esta actividad más vida al ferrocarril, cuenta con energía eléctrica suficiente, varias industrias afines metalmeccánicas, etc.

Sus condiciones climatéricas son las más favorables como lo podemos apreciar en el cuadro adjunto:

<u>Provincia</u>	<u>Altura</u>	<u>T. °C</u>	<u>Precep. Pluvial</u>
Carchi	2.956	11.2	941
Imbabura	2.556	14.0	977
Pichincha	2.818	18.0	1.250
Cotopaxi	2.771	12.4	478
Tungurahua	2.805	13.6	1.021,3
Chimborazo	2.754	13.0	420
Bolivar	2.608	13.3	767.8
Cañar	2.520	13.5	825.6
Azuay	2.541	14.0	925.6
Loja	2.064	16.3	767.6

El capital humano es calificado, cuenta con un Instituto de educación superior y con varios colegios técnicos.

Estas y otras razones más hacen de Riobamba al sitio ideal para la instalación de la planta en mención.

Al hacer la ubicación de la planta en la ciudad de Riobamba escogeremos el lugar óptimo de acuerdo a los siguientes puntos:

1) Cercano a las vías principales o junto a una de ellos, carretera o vía férrea;

2) Junto a un río para disponer de agua suficiente;

3) Existencia de líneas de tensión eléctrica;

4) Tener en las cercanías un centro poblado;

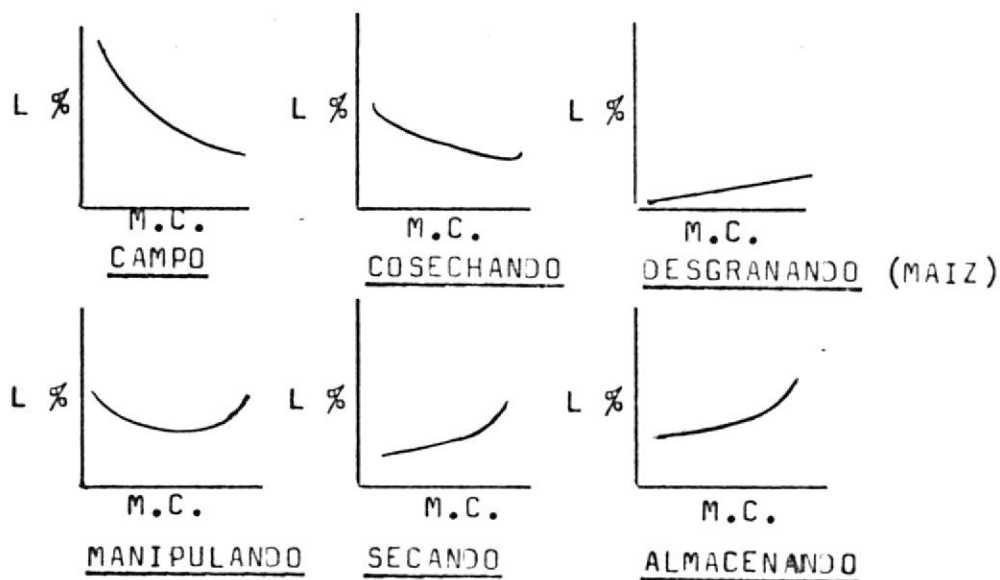
5) Asegurar el suministro de combustible.

b) Tamaño de la Planta.

Al considerar el tamaño de la planta se ha de tener muy presente que la misma debe ser diseñada para servir a satisfacción por un promedio no menor de 10 años y durante los cuales se ha de realizar nuevas programaciones de acuerdo al desarrollo logrado por la industria.

Al mismo tiempo hacemos un analisis en función de la producción de la zona escogida y la más cercana sea esta el caso de la provincia de Bolívar con 547.579 qq y Chimbo_{ra}zo con 712.306 qq los mismos que totalizan 1'259.885 qq: 22 qq/Ton. equivalente a 55.267 toneladas métricas.

En el uso más generalizado, la función de la presente planta estará encausada a salvar ciertas cosechas que por ser efectuadas a destiempo o por haber sufrido variaciones de la humedad como consecuencia del cambio brusco de las condiciones climáticas se encuentran en peligro de perderse; por este motivo es conveniente analizar las variaciones de pérdidas en las diferentes etapas como consecuencia del incremento de humedad.



L % = Pérdidas en porcentaje
M.C. = Contenido de la humedad

PERDIDAS EN VARIAS ETAPAS DE COSECHAS Y ALMACENAMIENTO.

En tal virtud hacemos la concepción inicial de una planta de secado al vacío de 10 Ton/hr. y cuya capacidad de producción, según la aceptación, se aumentará 20 Ton/H. con otra unidad similar como podemos apreciar en las recomendaciones finales.

Para proceder a almacenar el grano es fundamental analizar el contenido de humedad que debe tener el cereal, de acuerdo al periodo de tiempo para el cual el agricultor o industrial presume guardarlo, esperando mejores precios o épocas de poca producción; nuestra planta en mención, básicamente está diseñada para secar 10 Ton/h y bajar la humedad de un 19% a un 14% esto no quiere decir que no podamos aumentar su capacidad de secado pero disminuyendo el porcentaje de secado a otros límites así se 19% a 16%, por ejemplo:

Observando la tabla 1-2 adjunta, podemos apreciar más claramente el aspecto al cual hacemos referencia.

TABLA 1-2
PORCENTAJE, W.b. CONTENIDO DE HUMEDAD DURANTE LA COSECHA Y PARA ALMACENAMIENTO SEGURO

Cereal	Maxima durante cosecha	Optimo de cosechas para minimas perd.	Usual cuando se cosecha.	Requirido para almacenamiento seguro.	
				para 1 año	para 5
Cebada	30	18-20	10-18	13	11
Maiz	35	28-32	14-30	13	10-11
Avena	32	15-20	10-18	14	11
Arroz	30	25-27	16-25	12-14	10-12
Centeno	25	16-20	12-18	13	11
Sorjo	35	30-35	10-20	12-13	10-11
Trigo	38	18-20	9-17	13-14	11-12

Inudablemente que es de primordial importancia, el poder destacar cuales son las principales características en lo que corresponde al consumo de energía, entre los tipos más eficientes de secadores conocidos y que por lo general son los de secado continuo tipo torre; a continuación se destacaran a priori tres de estos tipos y los cuales se diferencian cada una por el sistema o medio de secante:

- a) Secador de aire caliente y radiadores de vapor (S.A.R.)
- b) Secador de aire caliente en varios pasos (S. A.)
- c) Secador de vacío (S.V)

	S.A.R	S.A.	S.V.
SUBSTRACCION DE AGUA %	19 a 15%	19 a 15%	19 a 14%
Fuerza requerida (Kw/KgH ₂ O)	0,064	0,064	0,055
Calor indispensable (Kcal/KgH ₂ O)	1.300	1.500	900
Aceite (Kg/Kg.H ₂ O)	0,149	0,172	0,194
Aire caliente (m ₃ /t/min)	42	57	-
Aire frio (m ₃ /t/min)	28	28	31
Agua refrigerante (M ³ /h/h)	-	-	3.5

Los datos arriba enumerados son los valores efectivos y sirven para calcular la capacidad de las instalaciones, considerando sobre los mismos un aumento aproximadamente 20% para reservas y pérdidas aparte del agua refrigerante necesitada.

DISTRIBUCION DE UNA PLANTA

La planta en sí deberá ser concebida de tal forma que facilite la recepción de los cereales en forma ininterrumpida, contendo para ello con amplias áreas de parqueamiento para los transportes en espera, tanto en la recepción como al despacho, al igual que para futuras ampliaciones en la construcción de silos y tendales.

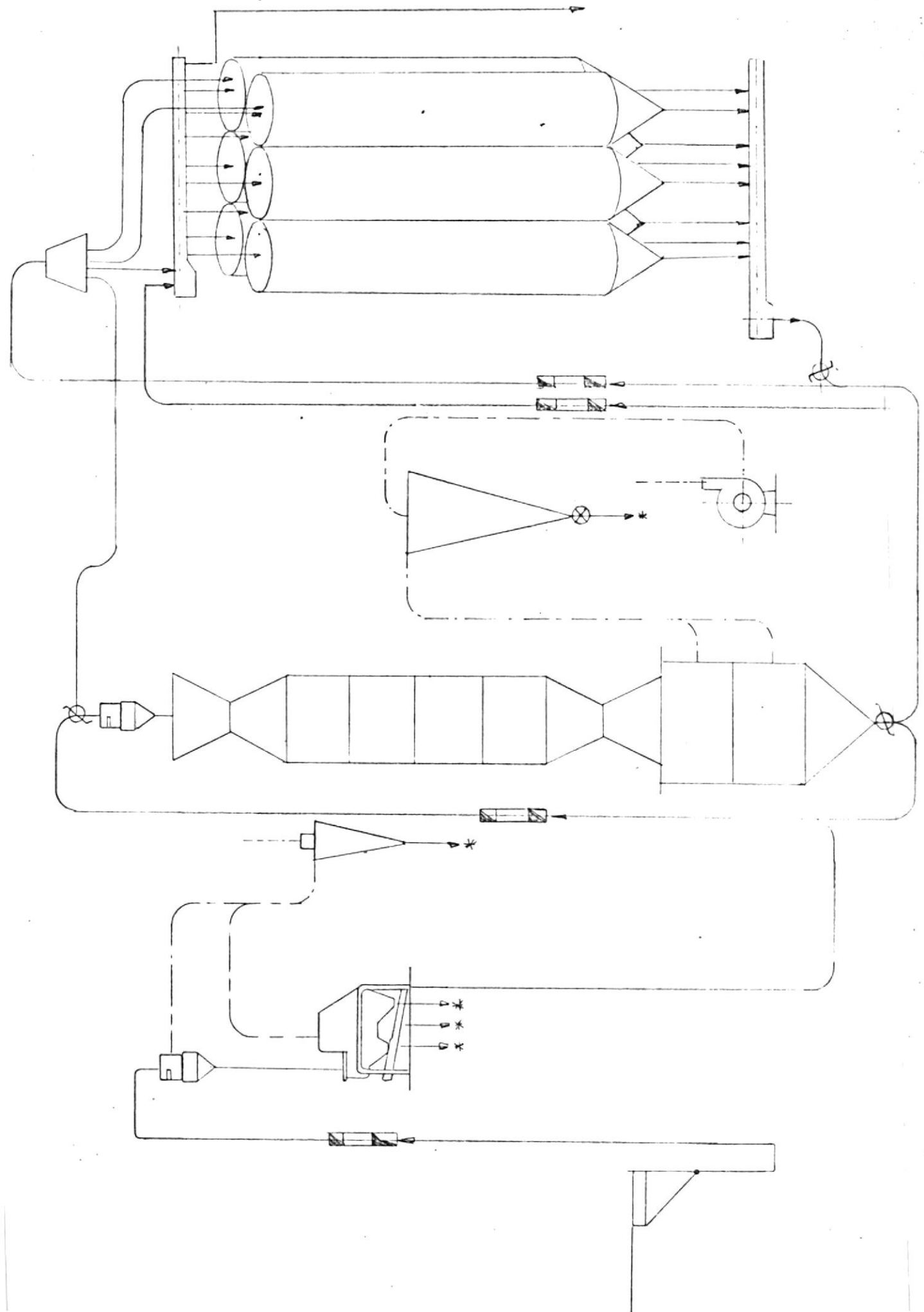
En los tiempos modernos el factor tiempo es preponderante dentro de toda actividad industrial, consideración que junto a costos de operación son más que suficiente para que a la planta proyectada, sea dotada de una báscula para camiones con el objeto de agilizar las recepciones y despachos, en forma al granel, ya que este cambio redundará en beneficio tanto del agricultor como del comprador.

Actualmente las mayores industrias molineras están dotadas de estos sistemas, a la vez la planta tendrá los respectivos despachos en forma de sacos conteniendo pesos de 46 kilos a 50 kilos como se aspira a través de E.N.A.C.

En el flujograma adjunto podemos apreciar los elementos constitutivos de la planta los mismos que son los más

Fig. Nº 19

FLUJOGRÁMA PARA UNA PLANTA DE SECADO DE CAPACIDAD 10 Ton/h.



recomendables para la iniciación de la misma como tal.

Conviene recordar que el objetivo que induce a llevar adelante este proyecto, es el de prestar un mejor servicio a las empresas consumidoras y mejorar através del secado a vacío, determinada cosecha que en otras circunstancias debido a su elevada humedad no podría soportar un almacenamiento prolongado y que a la postre redundaría en pérdidas para el agricultor; al estar más seco el cereal y más limpio recibirá en las industrias molineras mejor puntaje lo cual significa mejores precios.

La planta en sí está dotada de un sistema de limpieza para eliminar el exceso de impurezas que a la vez perjudica nuestro sistema de secado.

RECEPCION DE CEREALES

Se puede efectuar por dos vías, la primera y de menor capacidad mediante la recepción de sacos, los mismos que son pesados en una báscula de plataforma para luego ser vaciados en el poso del elevador, sistema que requiere mucha mano de obra y tiempo.

El segundo sistema es de mayor capacidad ya que la carga del transporte es vaciada directamente al poso mediante una plataforma reclinable, el pesaje del trigo receptado se la efectúa por intermedio de básculas camioneras pesando a la entrada y salida el transporte y por diferencia sacando la carga neta.

TRANSPORTADORES

Son de cadena y elevadores de cauilones, su objetivo es transportar la carga tanto a los silos como a la sección de pesaje y limpieza.

BASCULA

Su función es pesar el producto a la zaranda para su limpieza, y luego ajustar la carga que irá al secador.

ZARANDA

La razón de su introducción en el sistema es para dar una mayor limpieza al cereal entregado, para que las impurezas no obstruyan el secador y perjudiquen la operación - del secado, además de ayudar en la eliminación de tallos y partículas metálicas, logrando el agricultor, en base a esta situación mayor aceptación de su producto en el mercado consumidor.

UNIDAD DE SECADO AL VACIO

El secado al vacío por lo general depende de las circunstancias y las proporciones en que se suministra calor. La transmisión se puede efectuar por conducción, convección o radiación, para el procedimiento del secado al vacío, las ^{varias} posibilidades son aplicables y están ya en uso.

Si consideramos que al vacío no se dispone de ^{humedad} aire, quedará únicamente para la convección el vapor expulsado del agua, el cual al pasar por la superficie de calefacción se recaliente siendo recogido en canales y por succión son conducidos a un condensador en el cual se licua y es desalojado del sistema.

El paso del calor por los conductos del intercambiador depende del cambio de temperatura, así, si el material

a secarse pasa en capas delgadas y se movileza con mucha ra
pidéz; el incremento de temperatura es mayor.

En el secador de cereales, estas posibilidades son ide
ales. En conclusión podemos resumir que la transmisión de
calor es baja porque por un lado el ΔT entre el material a
secar y la superficie de calefacción es baja. Por otro la-
do la transferencia de calor efectúa a un nivel bajo de tem
peratura, lo cual favorece grandemente la calidad del seca-
do.

En las líneas siguientes describimos la parte caracte-
rísticas y su funcionamiento del secador de vacío.

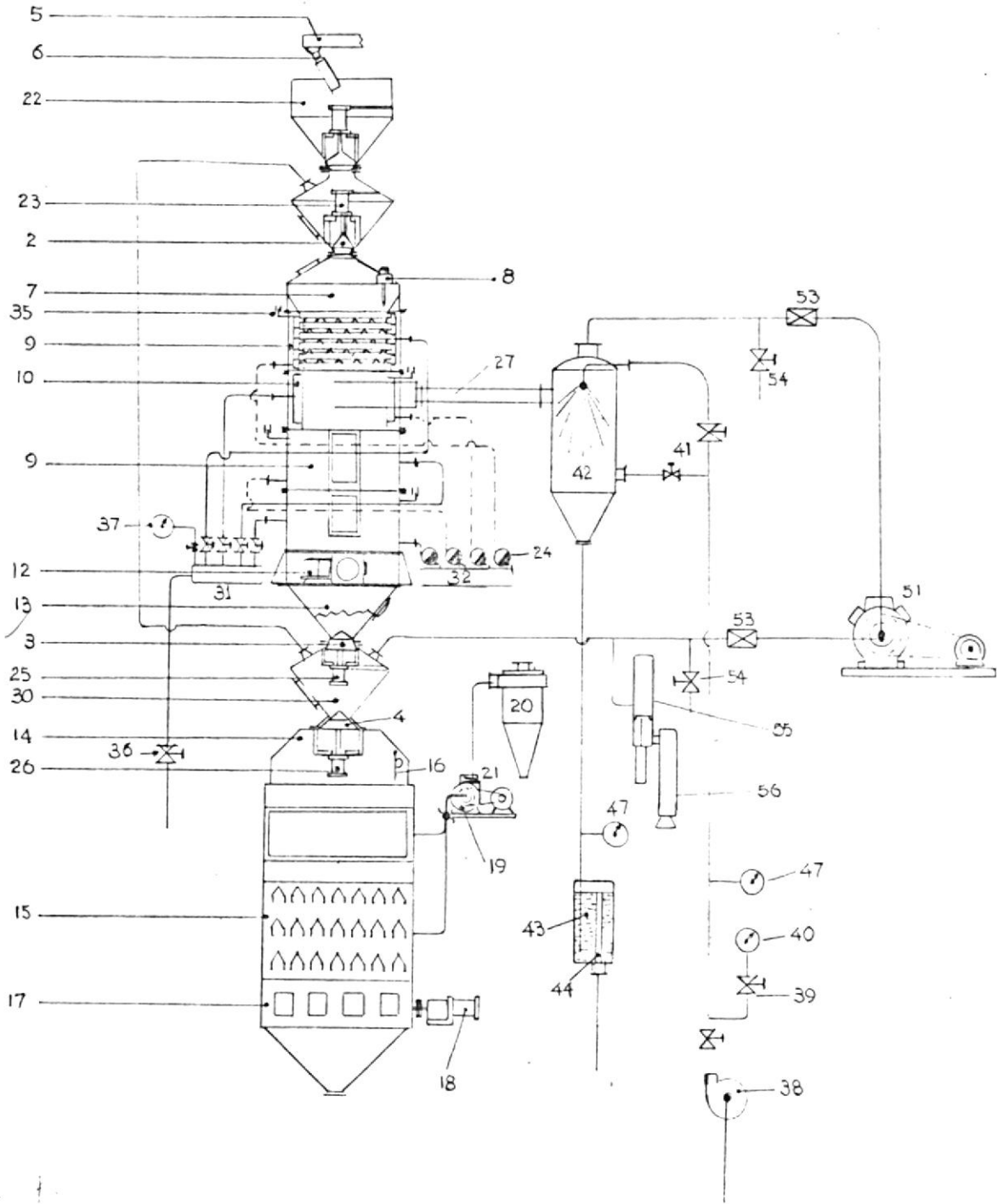


Fig. 20

DIAGRAMA DEL SECADOR DE VACIO

El secador de vacío (fig 2000) está constituido por varios compartimentos de calefacción. Las tolvas superiores están conformadas por un recipiente de paso (7) sobre el cual se encuentra ubicado el recipiente (29) con las dos esclusas de paso (1y2) y el recipiente (22) que constituye la tolva de recepción inicial del producto.

La parte baja comprende el mecanismo para descarga (11) a la tolva de transición (3y4) que ayudarán a hacer el cierre hermético, para lograr el vacío. El cilindro (26) en la cual se desplaza el vástago de la esclusa (4); en su marcha, el producto llega a la columna enfriadora (15y16). La parte final del enfriador lo constituye un zapato vibrante (17) accionado por un motor de baja reducción (18). Al secador pertenecen además de las bandas de vacío (51-52) con sus tuberías y el armazón, el reservorio de agua refrigerante (45) y el recipiente de circulación (46), el condensador (42) con el recipiente de agua (43), la bomba de agua (38), las válvulas de vapor (31y32) los ductos para condensado y los instrumentos. La planta requiere de aire comprimido para el funcionamiento de las presas (esclusas) 1,2,3 y 4, el pasador (5) y la válvula por la corriente de aire (55), la instalación del sistema de conexión y manejo, constituyen partes del sistema.

Através del tubo telescópico (6) se lleva el recipiente (22) con cierta cantidad de carga, esta cantidad no debe ser mayor a la cantidad que puede abarcar el recipiente

de la esclusa (29). La cantidad necesaria se podrá precisar por la regulación del tubo telescópico.

Las presas (esclusas) se cierran nuevamente, y ahora se conecta nuevamente el descargador del vibrador y el material que pasa lentamente sobre el elemento de calefacción (9y10) hacia abajo y se acumula en el recipiente de transición debajo de ambos recipientes (solamente en el recipiente bajo se encuentra en este momento el material) se llega a aerear al abrirse la válvula de ventilación (55). Si el nivel de presión con el ambiente atmosférico se encuentra equilibrado se abren las presas (1y4) impidiendo el pasador (5) la entrada de material al recipiente.

El recipiente superior de esclusas se llena con la cantidad que está a la disposición en los recipientes, entre tanto que el producto seco pasa del recipiente al radiador; ahora se cierran las esclusas y la válvula de mutiación. El cierre se abre nuevamente, la bomba (51) pasa los recipientes de esclusas y puede hacer el vacío de nuevo; si todo ha seguido esta marcha, se puede repetir el proceso.

Este funcionamiento está previsto por medio de un instrumento de conexión programado que trabaja automáticamente.

La otra bomba de vacío (52) tiene que mantener el va-

cío en la sala de tratamiento. Si esta bomba tendría que transportar también el moho, resultaría el tamaño de la misma demasiado grande y por lo tanto demasiado costosa, - por esta razón llegan los vahos por medio de un condensador, en este caso un condensador-mezclador inyector (42). Los condensadores en la superficie se ensuciarían demasiado pronto y su costo es demasiado elevado. El agua para los vahos se puede proveer de un río o también del mar. Como bandas de vacío se han destacado las bombas circulares para líquidos. Para el consumo debería esta a la disposición agua dulce, porque las bombas para agua de mar tienen un costo muy elevado.

Es indispensable que exista suficiente agua para refrigeración. El uso de dos bombas tiene la ventaja que la presión en la sala de tratamiento no es influida por el - cierre de las esclusas en el paso del material.

La sala de tratamiento al vacío se compone de algunos compartimentos de calefacción de corte transversal cuadrado, que tienen una camisa redonda, las unidades están empernadas herméticamente. Las partes circulares no llevadas hasta la parte alta de la sala de calefacción son destinadas para el acumulo de vahos y canales de expiración. En ellos se encuentran los conductos de vapor y de condensación de cada compartimento de calefacción. Los compartimentos de calefacción disponen de un combinado de registros de calefacción calentados por radiadores a vapor, en forma de corriente aerodinámica y techados para la aspiración de

vahos, los que conducen el vaho al interior de los canales de aspiración como se puede apreciar en los gráficos de techados y radiadores, mas abajo.

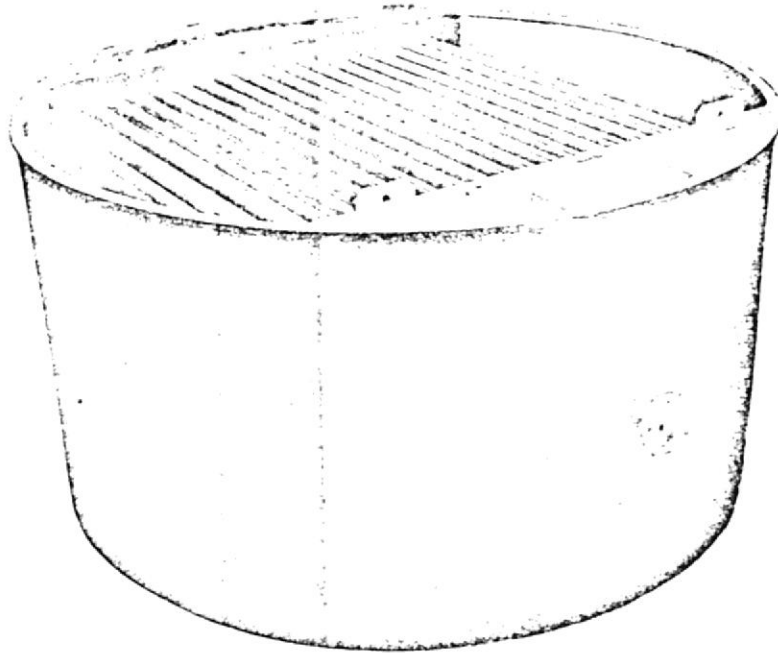


Fig. 21

Esta forma de los elementos del radiador es la más adecuada, ya que como se indica en el cuadro el material no se acumula en la vía móvil. Los conductos libres se dejan ensanchar hacia abajo permitiendo el desplazamiento del material entre los elementos de callo en forma libre.

El dispositivo de entrega se compone de una parrilla de oscilación, que roza el material en forma pareja. La regulación de la cantidad se produce al variar la frecuencia de oscilación. El material es continuamente secado, con la excepción del momento en que las esclusas están abiertas. El enfriamiento del producto seco se efectúa a presión atmosférica.

El secado al vacío, tiene en comparación con el secado

a presión normal una notable ventaja, pero demanda una mayor inversión. Por esta situación se llega a utilizar en aquellos casos donde se requiere poco calor, o donde existen otras ventajas como por ejemplo el secado a baja temperatura. La falta casi total de oxígeno en el aire se muestra ventajoso para el secado.

El sistema y funcionamiento del secador a vacío brinda la misma seguridad de una marcha perfecta como los demás sistemas de secado.

CAPITULO III

INGENIERIA DEL PROYECTO

En las páginas anteriores se ha manifestado que el objetivo de esta tesis es hacer el análisis técnico de un secador de vacío para 10 Ton/h., en proceso de secado se ha de tener cuidado de ir diseñando cada una de estas partes - para lograr de ellos su máxima eficiencia.

Iniciaremos el cálculo con las dimensiones de las tolvas para que soporten la capacidad volumétrica deseada, considerando los diversos cereales que estará en capacidad de secar sea estos: TRIGO, CEBADA, o AVENA.

Antes de continuar con los cálculos consideremos los siguientes datos que son de importancia para el cálculo de capacidad de los recipientes de las esclusas.

En la tabla N° 2 adjunta vemos la densidad y vacío de los granos a diferentes contenidos de humedad (hemos escogido la humedad a mayor volumen).

Tabla N° 2

Producto	Contenido de humedad % (w.b)	Densidad	Vacio %
CEBADA	19.5	35.5	52.5%
ARROZ	18.0	38.4	56.9%
MAIZ	24.9	41.0	40.0%
SORJO	22.1	45.0	45.5%
TRIGO	19.3	43.9	44.0%

* Tomado de la tabla A1 de Drying Cereal Grains de Brooker.

$$10\text{Tn/h} = 10 \times \frac{1000 \text{ Kilos}}{\text{Ton}} \times \frac{\text{Ton}}{\text{h}} = 10.000 \frac{\text{kilos}}{\text{h}} = 10.000 \text{kilos/h} \times \frac{60 \text{min}}{\text{h}}$$

$$10\text{Tn/h} = \frac{1000}{6} \text{ kilos} = 166,66 \text{ kilos/min} \approx 167 \frac{\text{kilos}}{\text{min}}$$

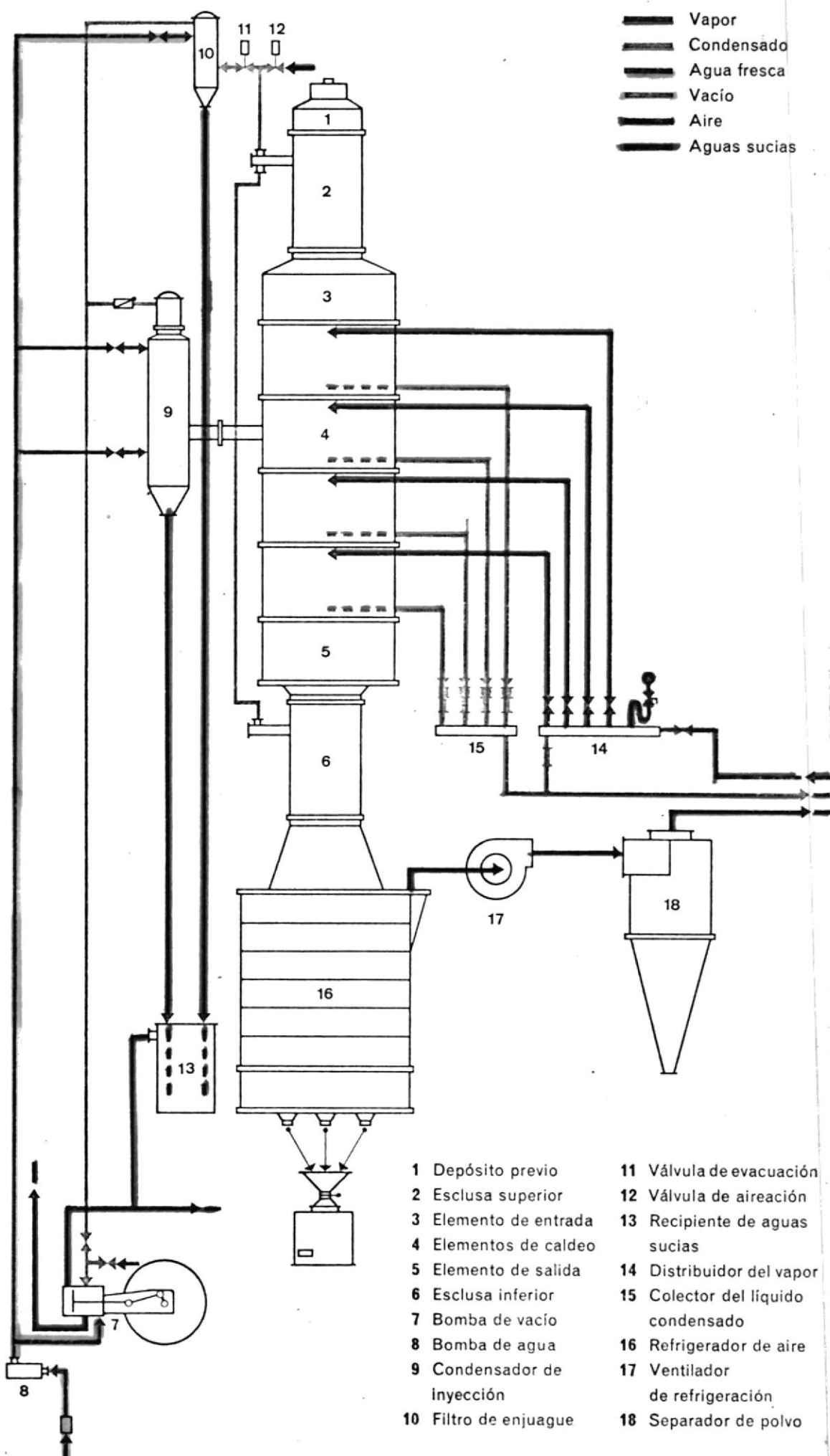
a) Balances Térmicos

Este cálculo nos ha de permitir conocer con precisión las necesidades de calor que nos permitirán secar el cereal de una humedad de 19% a 14%, básicamente estas son las condiciones máximas de diseño pero cabe indicar que el secador bien puede trabajar con porcentajes de menos humedad, compensándose con un aumento de capacidad.

a₁) Cálculo del calor total a utilizar en el secado.

La experiencia aconseja, cuando se trata de cereales tomar muy en cuenta las temperaturas con que se ha de proceder a secarlos así:

Para cereales de pastó	90 - 95°C
Para trigo destinado para la fabricación de harina.....	80 - 85°C
Para cebada o simiente contenido de humedad de 24% y más	43°C



— Vapor
 — Condensado
 — Agua fresca
 — Vacío
 — Aire
 — Aguas sucias

- | | |
|----------------------------|------------------------------------|
| 1 Depósito previo | 11 Válvula de evacuación |
| 2 Esclusa superior | 12 Válvula de aireación |
| 3 Elemento de entrada | 13 Recipiente de aguas sucias |
| 4 Elementos de caldeo | 14 Distribuidor del vapor |
| 5 Elemento de salida | 15 Colector del líquido condensado |
| 6 Esclusa inferior | 16 Refrigerador de aire |
| 7 Bomba de vacío | 17 Ventilador de refrigeración |
| 8 Bomba de agua | 18 Separador de polvo |
| 9 Condensador de inyección | |
| 10 Filtro de enjuague | |

Estos valores expuestos se refieren a temperaturas del aire en el caso de secadores a presión atmosférica, pudiendo así apreciar la cantidad de calor requerido para llevar el aire a esas condiciones en el proceso de secado; además del aire hay que secar cada uno de los granos y los mismos que se los puede considerar simplemente como una caldera de vapor.

Al calcular el calor necesario para un secador de vacío se podría considerar que tan solo se requiere el suficiente para hacer hervir el agua contenida en los intersticios capilares del cereal y extraerla en forma de vapor. Pero en realidad se debe de producir cantidades de calor para:

- 1) Calentar las substancias secas.(cereal)
- 2) Calentar el agua contenido en el cereal
- 3) Evaporar la humedad a extraerse
- 4) Recalentamiento del vaho, por cuanto este no sale del secador con la temperatura del punto de ebullición sino con una más alta.

Considerando por el lado técnico, el proceso de secado se produce de la siguiente manera: El material húmedo entra al secador con una temperatura T_1 . Las substancias secas y la humedad tienen que calentarse de acuerdo a la temperatura de la evaporación del agua T_2 .

Una parte del agua se evapora y los vahos producidos

se calientan al pasar por las superficies de calefacción, alejándose luego del secador.

Las sustancias secas y la humedad restante dejan el secador a una temperatura T_2 .

Enumerando las fórmulas, se obtienen los siguientes resultados:

I - 2) Calentamiento de las sustancias secas y del agua.

$$Q_s = C_c m_c (T_2 - T_1) + C_a m_a (T_2 - T_1) ** \quad (a.1)$$

En donde: Q_s = Calor de calentamiento de la sustancia

C_c = Calor específico del trigo (con 20% de humedad)

m_c = Masa del cereal a secar.

m_a = Masa del agua

C_a = Calor específico del agua a evaporar

T_1 = Temperatura inicial

T_2 = Temperatura final

$$m_a = \frac{H_i - H_f}{100 - H_f} \cdot 100 ** \quad (a.2)$$

H_i = Humedad inicial

H_f = humedad final

$$m_a = \frac{19 - 15}{100 - 15} \times 100 = 4,71\% \text{ H}_2\text{O extraída}$$

El 4.71% de masas de agua en 10.000 kilos de cereal o 10 Ton. nos representa 471 Kg.

**El secado al vacío del Ing. George Sertran (folleto MIAG)

Todos los cálculos serán basados en el tiempo de una hora.

$$C_c = 0,522 \text{ Kcal/Kg}^{\circ}\text{C} \qquad C_a = 1,0 \text{ Kcal/Kg}^{\circ}\text{C}$$

$$T_2 = 42^{\circ}\text{C} \qquad m_c = 10.000 \text{ Kg/h}$$

$$T_1 = 15^{\circ}\text{C} \qquad m_a = 471 \text{ Kg/h}$$

$$Q_s = 0,522 \text{ Kcal} \times 10.000 \text{ Kg/h} (42 - 15)^{\circ}\text{C} +$$

$$1 \text{ Kcal} \times 471 \text{ Kg/h} (42 - 15)^{\circ}\text{C} = 153.657 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_s = 153.657 \text{ Kcal/h}$$

3) Calor para evaporar el agua a extraerse y bajar la humedad de 19% a 14%.

$$Q_{ev} = (h_2 - h_1) \cdot m_a = h \cdot m_a \qquad (a.3)$$

Q_{ev} = calor de evaporación

h_2 = entalpía a vapor saturado a 42°C

h_1 = entalpía a líquido saturado a 42°C

t_{ev} = temperatura para lograr la evaporación gracias al vacío.

$$t_{ev} = 42^{\circ}\text{C} \qquad P_{ev} = 0,08208 \text{ Kg/cm}^2$$

de las tablas de vapor de KEENAN, KEYES a $t_{ev} = 42^{\circ}\text{C}$

$$h_1 = 175,91 \text{ J/gr} \qquad h_2 = 2.577,9 \text{ J/gr}$$

$$h = (h_2 - h_1) = 2402,01 \text{ Jouls/gr}$$

$$h = 2.402,01 \text{ J/gr} \frac{1 \text{ Kcal}}{4.186,8 \text{ Jouls}}$$

$$Q_{ev} = \frac{2.402,01}{4,1868} \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}} (471 \text{ Kg/h}) = 270.217,52 \text{ Kcal/h.}$$

4) Recalentamiento del vaho (vapor) 10°C más de los 42°C a la misma presión.

$$Q_{rec} = (h_3 - h_2) \cdot m_a = \Delta h_1 m_a \quad (\text{a.4})$$

$$h_3 = \text{entalpía de recalentamiento} = 2.624,1 \text{ Jouls /gr.}$$

$$h_2 = \text{entalpía de vapor saturado} = 2.577,9 \text{ Jouls /gr.}$$

$$\Delta h_1 = h_3 - h_2 = 46,2 \text{ Jouls /gr.}$$

$$\Delta h = \frac{46,2 \text{ Jouls}}{4,1868 \text{ Jouls}} \text{ Kcal/Kg} = 11,035 \text{ Kcal/kg.}$$

$$Q_{rec} = (11,035 \text{ Kcal/Kg} \times 471 \text{ Kg/h}) = 5197,48/h$$

Q_t = Calor total para el proceso de secado

$$Q_t = Q_s + Q_{ev} + Q_{rec} =$$

$$Q_t = (153.657 + 270.217,52 + 5197,48) \text{ kcal/h}$$

$$\underline{Q_t = 429.072 \text{ kcal/h}}$$

2. Para compensar posibles pérdidas y reservas debemos considerar sobre el valor del calor total un 20%

$$Q_{tm} = 20\% Q_t + Q_t$$

$$Q_{tm} = 85.814,4 + 429,072 = 514.886,4 \text{ kcal/h.}$$

Con este valor $Q_{tm} = 514.886,4 \text{ kcal/h}$ procederemos a encontrar el área total que se ha de utilizar en el secador a vacío, pero previamente hemos de encontrar la diferencia

media de temperatura logaritmica (MLDT) ya que tenemos el -
caso de un intercambiador de calor, de flujo cruzado.

$$M L D T = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln(\Delta t_2 / \Delta t_1)} \quad (a.5)$$

Temp. Vapor

Temp. Cereal

60°C

42°C = 18°C

60°C

15°C = $\frac{45°C}{27°C}$

$$M L D T = \frac{27}{\ln \frac{45}{18}} = \frac{27}{0,916} = 29,467°C$$

$$Q = U.A. MLDT$$

$$UA = \frac{Q_{tm}}{MLDT} \quad (a.6)$$

En donde:

U = Coeficiente de conducción total

A = Area total de calefacción

$$UA = \frac{514.886 \text{ Kcal/h}}{29.467 °C} = 17.473,31 \text{ Kcal/h } °C$$

III b) Cálculo y Diseño de los radiadores de Calefacción

En nuestras condiciones de diseño vamos a imponernos que el diámetro exterior de la camisa cilíndrica que con-

tiene a los cuerpos de calefacción deberá ser de 230 cm ϕ y 150 ctms de altura, el cuerpo de calefacción en si tendrá 150 ctms de altura y tendremos 4 de estos elementos conformando el sistema de calefacción.

Nos hemos propuesto como prototipo un secador de 10 Ton/h pero la torre tendrá una capacidad de 5 Ton. de los cuales 4.066 Kg. estarán entre los radiadores (cuerpos de calefacción) y los 934 Kg. estarán en la tolva superior.

La torre de secado en si dispone de un volumen de:

$$V = 1,50 \text{ mts} \times 1,50 \text{ mts} \times 4,50 \text{ mts} = 10,125 \text{ m}^3$$

El volumen al cereal corresponderia ocupar los 4.066 Kg es el siguiente:

$$\frac{660 \text{ kg}}{\text{m}^3} \times \frac{1000 \text{ gr}}{\text{kg}} \times \frac{\text{m}^3}{(100)^3 \text{ cm}^3}$$

$$V_c = \frac{m}{\rho}$$

(b.1)

$$V_c = \frac{m}{\rho} = \frac{4.066 \text{ Kg}}{660 \text{ Kg/m}^3} = 6,161 \text{ m}^3$$

Diferencia de volumen que debemos reservarlo, para ser ocupado por los elementos de calefacción y persianas.

V_1 = volumen ocupado por los elementos de calefacción y persianas.

$$\frac{66 \text{ kg}}{\text{m}^3} = \frac{2,2 \text{ lb}}{\text{kg}} \times \frac{1 \text{ m}^3 (0,3048 \text{ m})^3}{\text{m}^3}$$

$$V_1 = V - V_c \quad (b.2)$$

$$V_1 = V - V_c = 10,125 \text{ m}^3 - 6,161 \text{ m}^3 = 3,964 \text{ m}^3$$

2. Cabe indicar que como parte del diseño nos hemos propuesto 408 tubos y 144 persianas.

Cada cuerpo estará constituido por 102 tubos y 36 persianas los mismos que estarán distribuidos en la siguiente forma: 6 filas de 17 tubos y 6 filas de persianas conformado de 6 persianas y colocadas entre los tubos de calefacción en forma perpendiculares a ella con el objeto de acumular los vapores producidos, en la operación de secado y a la vez tendrán la doble función de homogenizar el trigo en su desplazamiento por el secador.

El cuerpo tendrá una altura de 1,50 mts. y constituido por 6 filas: dividamos este espacio para el número de filas propuesto lo cual nos dará un valor correspondiente de:

$$h = 150 \text{ ctms} \div 6 = 25 \text{ ctms.}$$

Tras una serie de tanteos concluimos que la altura del elemento de calefacción (tubos) será de $\frac{3}{5} h$ y la persiana $\frac{2}{5} h$.

El ancho requerido para los 17 tubos que conforman una fila será :

$$a = 150 \text{ ctms} \div 17 = 8.82 \text{ ctms.}$$

Observando este valor consideramos necesario que el tubo de calefacción tendrá la forma elíptica, forma que es muy conveniente para que se produzca desplazamiento del ce real sin atoramiento y se pueda desplazarse el vapor producido en el secado sin formar turbulencias. Para escoger el ancho del tubo hacemos el siguiente analisis.

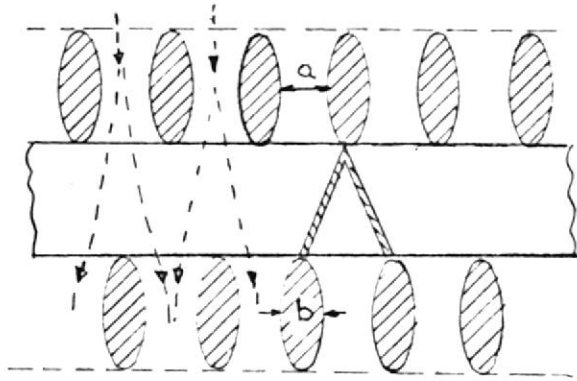


Fig. 23 Corte transversal del Radiador.

$a > b$ con el objeto de que el trigo al pasar por los cuerpos alternados de calefacción se deslice sin problema. Bajo esta circunstancia, escogemos valores prácticos 'a' de 4,82 cm y 'b' de 4,0 cm.

Las persianas recolectoras tienen una altura de 10cm. y su ancho depende del ángulo aconsejado para desplazamiento de cereales en sólidos de tolvas y el cereal es de 70° lo cual nos da un ancho de 8 cms. es decir que las persianas serán de forma triangular.

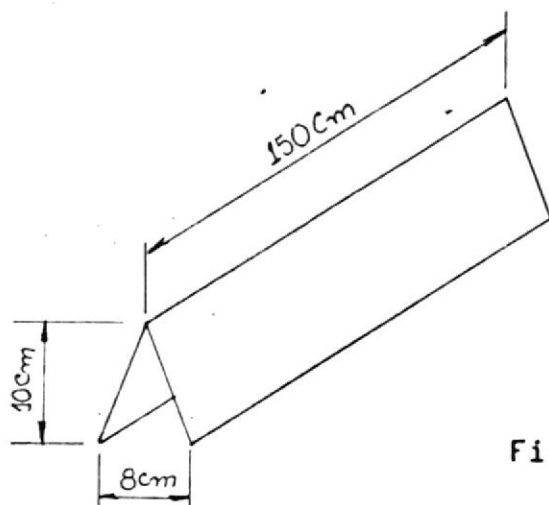


Fig. 24 Persiana.

Estas persianas conforman un vacío no ocupado por el cereal 1.08 m^3 en el cual está incluido el 25,5 producido por la conformación del cereal en el descenso.

Con los valores obtenidos podemos adelantar los siguientes cálculos:

$$A_{\text{tub}} = \pi \times a_1 \times b_1 = \tag{b.3}$$

$$A_t = \pi \times 2 \times 7,5 = 47,1238 \text{ cm}^2$$

$$v_t = 47,1238 \times 150 \text{ cm} = 7068,57 \text{ cm}^3$$

v_t = volumen total de los tubos

$$v_t = 7.068,57 \text{ cm}^3 \times 408 \text{ tubos} = 2883976,56 \text{ cm}^3$$

$$v_t = 2,8839766 \text{ m}^3$$

En las condiciones impuestas para el diseño del tubo de calefacción; haremos el análisis, para corroborar nuestros cálculos asumidos, y no siendo un tubo cilíndrico, pa

ra los efectos de cálculo encontraremos el diámetro equivalente para dichas dimensiones.

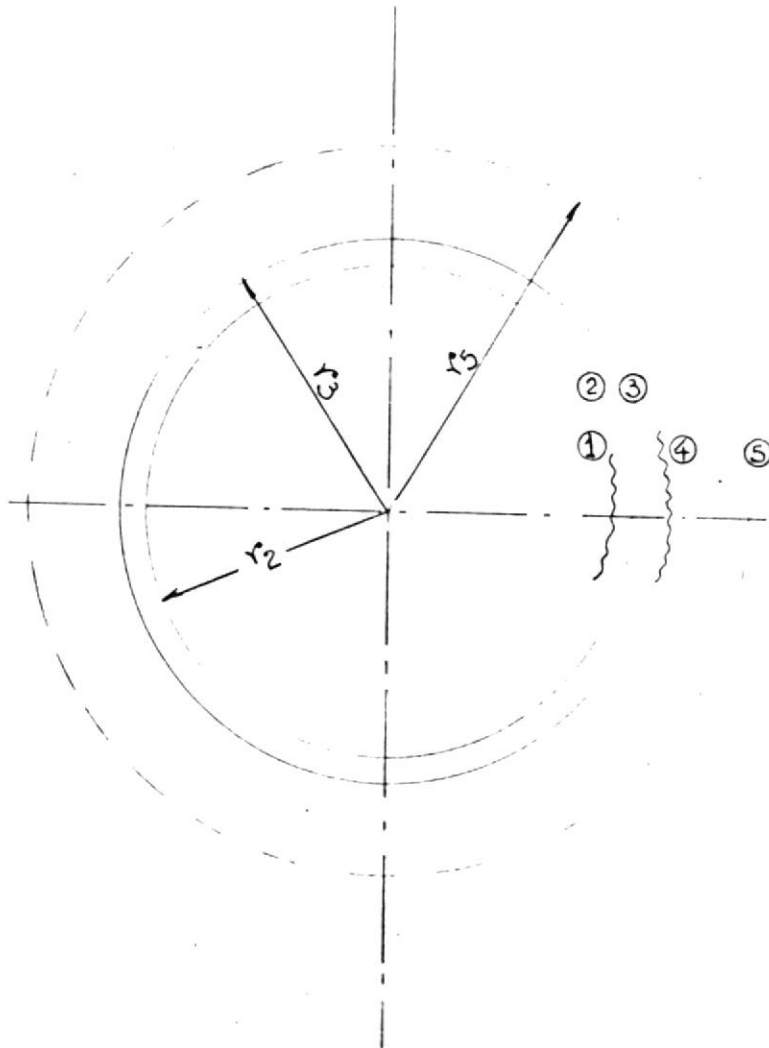
$$d_e = \frac{4 A_t}{p} \quad (b.4)$$

$$= \frac{4 \pi a_1 \times b_1}{\pi \sqrt{2(a^2 + b^2)}} = \frac{4 \times 2 \times 7,5}{\sqrt{2(1,7^2 + 7,2^2)}} = \frac{60}{\sqrt{109,46}} = \frac{60}{10,46} = 5,73 \text{ cm.}$$

$$d_e = 5,73 \text{ ctms.}$$

En el literal a encontramos que $UA = 17.473.31 \text{ Kcal/h}^\circ\text{C}$

Pués para encontrar U hacemos el siguiente análisis:



r_5 = se lo toma como el radio exterior del tubo más la mitad del espesor del cereal que pasa entre los tubos siendo este el espesor medio de 4.8 ctms.

$$r_5 = \frac{5,73}{2} + 2,4 = 5,265 \text{ ctms.}$$

$$r_5 = 5,265 \text{ ctms}$$

$$r_2 = 2,565 \text{ ctms}$$

$$r_3 = 2,865 \text{ ctms}$$

$$K_{2-3} = 38,6 \text{ kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C/m (acero 1\%)}$$

$$h_{1-2} = 7.300 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C para vapor}$$

$$h = 9.760 \text{ Kcal para vapores orgánicos}$$

$$K_{4-5} = 2,76 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C/m para la cama de trigo}$$

$$U = \frac{1}{\frac{r_5}{r_2 h_{1-2}} + \frac{r_5 \ln(r_3/r_2)}{K_{2-3}} + \frac{r_5}{r_3 h_{3-4}} + r_5 \frac{\ln(r_5/r_4)}{K_{4-5}}} \quad (\text{t.5})$$

$$U = \frac{1}{\frac{5,265 \text{ cm}}{2,565 \text{ cm} (7300)} + \frac{5,265 \times 10^{-2} \text{ m} + \ln\left(\frac{2,865 \text{ cm}}{2,565 \text{ cm}}\right)}{38,6 \text{ kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C/mts}} + \frac{5,265 \text{ cm}}{2,865 \text{ cm} (9.760)}$$

$$\frac{1}{\frac{5,265 \times 10^{-2} \text{ mt} \ln\left(\frac{2,865 \text{ cm}}{2,565 \text{ cm}}\right)}{2,76 \text{ kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C/mt}}}$$

$$U = \frac{1}{0,00028 + 0,00015 + 0,00019 + 0,01161} =$$

$$U = \frac{1}{0,01223} = 81.766 \text{ kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$A_t = \frac{17.473,31 \text{ kcal/h } ^\circ\text{C}}{81,765 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} = 213,699 \text{ m}^2$$

Dividiendo el área total para el número de tubos conceremos el área de cada tubo permitiéndonos corroborar la asunción hecha al comienzo con los valores de a y b.

$$A_t = 213,699 \text{ m}^2 \div 408 \text{ tubos} = 0,524 \text{ m}^2$$

$$P = 2 (a_1^2 + b_1^2) = 2 (4 + 5625) = 34,49 \text{ cm} \quad (\text{b.6})$$

$$A_t = P \times L = 34,49 \times 1,50 = 51,74 \text{ ctms} \quad (\text{b.7})$$

$$A_t = 0,5174 \text{ m}^2$$

Como podemos apreciar esta asunción hecha al comienzo cumple satisfactoriamente con el área de calefacción, presentado una diferencia mínima de $0,0066 \text{ m}^2$ la misma que representa + 2 ctms en la longitud del tubo lo cual se puede considerar insignificante dado que la longitud del tubo es de 150 ctms lo que representa el 1,3%.

III C) CALCULO DE LAS TUBERIAS DE VAPOR Y CONDENSADO

Antes de proceder al cálculo mismo de las tuberías que condujeran el vapor al sistema, analizaremos cuales son las necesidades de vapor requeridos en los cuerpos de calefacción para que estos cumplan con su cometido.

$$Q = 514.886 \text{ kcal/h}$$

Como el proceso se efectúa a presión constante tenemos:

h_{fg} a 60°C de la tabla de KEENAN

$$h_{fg} = 2.358,5 \text{ J/g} \div 4,1868$$

$$h_{fg} = 563,32 \text{ kcal/kg}$$

$$\dot{W} = \frac{Q}{h_{fg}} = \frac{514.886 \text{ kcal/h}}{563,32 \text{ kcal/kg}} = 914 \text{ kg/h} \quad (\text{c.1})$$

\dot{W}_t = flujo de masa de vapor por cada tubo

$$\dot{W}_t = \frac{914}{408} \text{ kg/h} = 2,24 \text{ kg/h}$$

$$\dot{W}_t = \rho AV = \quad (\text{c.2})$$

$$V = \frac{\dot{W}_t}{\rho A} = \frac{\text{kg/h}}{\text{kg/m}^3 \times \text{m}^2} = \text{m/h} \times \frac{3600 \text{ seg}}{\text{h}}$$

En donde:

ρ = peso específico (Densidad)

A = área transversal

V = velocidad del vapor

$$V = \frac{2,24 \text{ kg/h} \times 7,671 \text{ m}^3/\text{kg}}{3,84 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \times 3,6 \times 10^3 \text{ seg/h}} = 1,243 \text{ m/seg}$$

$$V = 1,243 \text{ m/seg.}$$

$$N_{re} = \frac{1e v \rho}{\mu} = \frac{m \text{ m/seg kg/m}^3}{\text{kg m. seg}} \quad (c.3)$$

$$N_{re} = \frac{5,73 \times 10^{-2} \times 1,243 \text{ m/seg}}{7,671 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \times 5,4 \times 10^{-4} \text{ kg/m seg}} = 17,19$$

$$N_{re} = 17,19 \text{ (flujo laminar)}$$

Cálculo de la caja de distribución a los 17 tubos que conforman un papel del cuerpo de calefacción.

$$\dot{W}_f = \text{masa de vapor por los 17 tubos}$$

$$\dot{W}_f = 2,24 \times 17 = 38,08 \text{ kg/h}$$

En flujo de masa se lo divide en los partes para efectos de cálculo puesto que el tubo de alimentación estará acoplado en el centro de la caja.

$$38,08 \text{ kg/h} \div 2 = 19,04 \text{ kg/h}$$

La caja de distribución deberá tener la misma altura que los tubos de calefacción es decir 15 ctms. y escogemos un ancho de 8 ctms.

$$D_e = \frac{4 \times 15 \times 8}{46} = 10,43 \text{ ctms.}$$

$$v = \frac{W_f}{\rho A} = \frac{19,04 \text{ kg/h} \times 7,671 \text{ m}^3/\text{kg}}{1,20 \times 10^{-2} \text{ m}^2 \times 3,6 \times 10^3 \text{ seg/h}} = 3,331 \text{ m/seg}$$

$$R_e = \frac{0,1 \text{ m} \times 3,381 \text{ m/seg}}{5,4 \times 10^{-4} \text{ kg/seg} \times 7,671 \frac{\text{m}}{\text{kg}}} = 81,62 (\text{flujo laminar})$$

Calculamos el tubo de distribución a las 6 cajas que conforman los paneles y a la vez que constituyen un cuerpo de calefacción.

\dot{W}_e = flujo de masa de vapor para un cuerpo

$$W_e = 228,5 \text{ kg/h}$$

Escogemos una tubería de 4" = 10 ctms.

$$V = \frac{W_e}{\rho A} \tag{c.4}$$

$$V = \frac{W_e}{\rho A} = \frac{228,5 \times 7,671}{78,4 \times 10^{-4} \times 3,6 \times 10^{-3}} = 62,1 \text{ m/seg}$$

$$R_e = \frac{0,1 \times 62,1}{5,4 \times 10^{-4} \times 7,671} = 1,477$$

Cálculo de la tubería de vapor desde el distribuidor al cuerpo de calefacción.

Seleccionamos una tubería de 3" = 7,5 ctms.

$$V = \frac{228,5 \times 7,671}{3,6 \times 10^{-3} \times 44,2 \times 10^{-4}} = 110,16 \text{ m/seg}$$

$$R_e = \frac{7,5 \times 10^{-2} \times 110,16}{5,4 \times 10^{-4} \times 7,571} = 1.994 \text{ (laminar)}$$

La torre de secado está constituida por cuatro cuerpos y las tuberías de conducción del vapor a ellos es de 3".

El diámetro del tubo de distribución de vapor será cuatro veces el área de ellos.

$$\text{Area total} = 44,2 \times 10^{-4} \times 4 = 176,8 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$D = \sqrt{\frac{At \times 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{176,8 \times 4}{\pi}} = 15 \text{ ctms.} = 6" \quad (\text{c.5})$$

La tubería de conexión a cada caja de panel es obtenida de la siguiente forma:

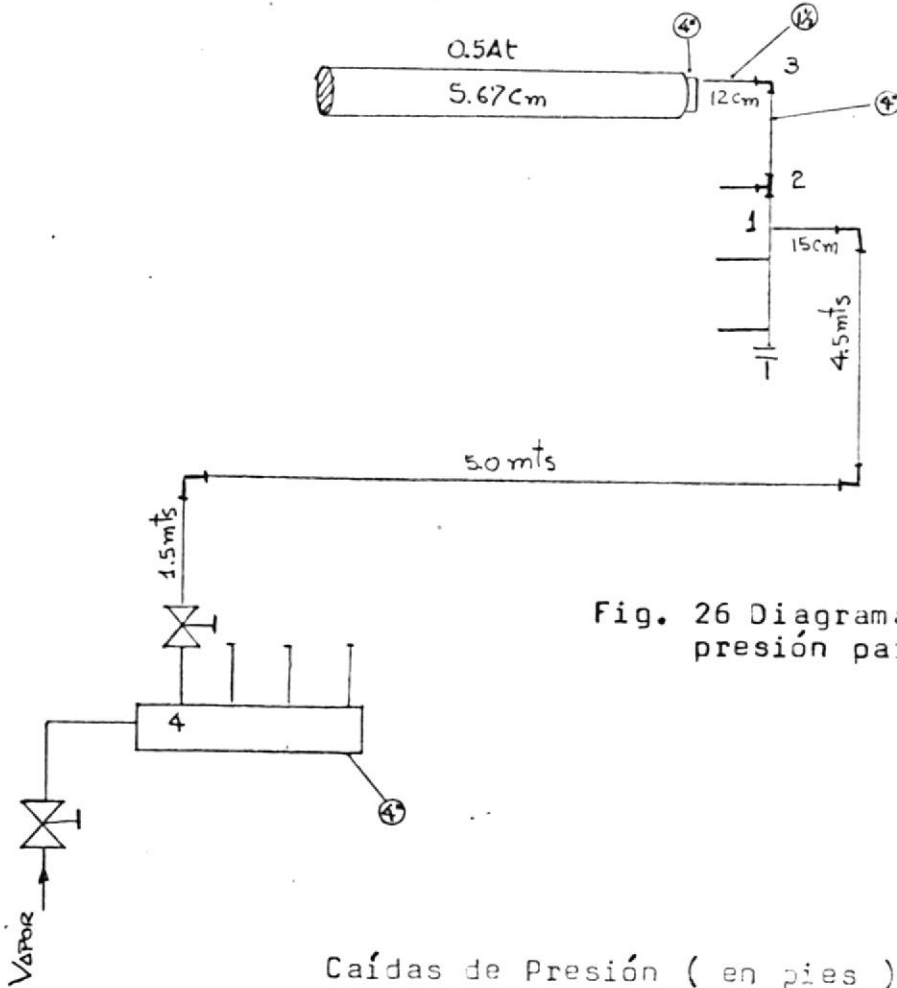
El área del tubo de distribución a los 6 paneles de un cuerpo es de 4" con una área de $78,4 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ de ésta área la dividimos en seis partes:

$$\frac{78,4 \times 10^{-4} \text{ m}^2}{6} = 13 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Que comprende a un tubo de 4,06 ctms. de diámetro ó $1\frac{1}{2}"$.

Asi mismo es importante conocer cual es la pérdida de

presión en las tuberías y para este caso escogeremos el ra mal de mayor longitud y que presente más codos y en este caso es el cuerpo superior.



Caídas de Presión (en pies)

3 codos de 3"	=	3 x 7,5	=	22,5
1 T de 4"			=	20,0
1 T de 1 ¹ / ₂ "			=	8,0
1 válvula compuerta 3"			=	65,0
1 expansión de 3" a 4"			=	2,8 (1)
1 contracción de 4" a 1 ¹ / ₂ "			=	3,0 (2)
1 expansión de 1 ¹ / ₂ " a 4"			=	3,8 (3)
1 contracción de 4" a 3"			=	<u>2,8</u> (4)
				127,1 pies

Tenemos 127,1 pies de longitud equivalente de la tubería menor, por accesorios.

Longitud total de tubería de 2" =

$$= 11,15 \text{ mts.} \times \frac{3,281 \text{ pies}}{\text{mts.}} = 36,58 \text{ pies}$$

$$L_t = 36,58$$

$$L_c = 127,1$$

$$L_{to} = L_t + L_e = 36,58 + 127,1 = 163,68 \text{ pies}$$

Escogiendo tubería de hierro negra

$$K = 0,00015$$

$$D = \frac{3''}{12''/\text{pies}} = 0,25 \text{ pies}$$

$$\frac{K}{D} = \frac{0,00015}{0,25} = 0,0006 \text{ pies}^{-1}$$

$$f = \frac{64}{R_e} \text{ para caso laminar tomado del diagrama de MOODY}$$

$$R_e = \text{el mayor} = 1994$$

$$f = \frac{64}{1994} = 0,03$$

h = altura en pies de agua

$$h = \frac{f \cdot L \cdot V^2}{2 \cdot y \cdot d}$$

(c.6)

$$= \frac{0,03 \times 163,68 \text{ ft} (361,43)^2 \text{ ft}^2/\text{seg}^2}{2 \times 32,2 \times 25} = 39,842 \text{ ft}$$

$$\Delta P = \frac{\rho \Delta h}{144} \quad (c.7)$$

$$\Delta P = \frac{1 \times 39,842}{123,01 \times 144} = 2,25 \times \frac{163,68}{100} = 3,683 \text{ Psi}$$

La caída de presión para el tubo al primer campo es de 0,2650 Psi sumado a la presión para obtener 140°F 2,88 Psi + 3,685 = 6,565 Psi requerida.

Asumamos que la unidad de generación de vapor va a estar localizada a 5 mts. del secador y conectado con una tubería de 2" y 1 válvula de regulación de presión.

Caída de presión en válvula convencional totalmente abierta.	= 2,3 pies
Expansión de 2" a 6" = 7,8	= 7,8 "
1 codo de 2" 90° largo	= 5,1 "
1,84 mts. = 6 pies	= 6,0 "
Total de tuberías 21,2 pies	<u>21,2 pies</u>

$$h = \frac{0,03 \times 21,2 \times 359,9^2}{2 \times 32,2 \times 0,166} = \frac{1,566 \times 1295 \times 10^4}{64,4 \times 0,166} = 7.770 \text{ pies}$$

$$h = \frac{7.770}{56.96 \times 144} = 0,933 \text{ Psi}$$

Presión total de entrada al sistema tendremos

$$P = 6,565 \text{ Psi} + 0,933 \text{ Psi} = 7,498 \text{ Psi}$$

$$P = 0.5 \text{ atmósfera}$$

Cálculo de la tubería de retorno para condensado

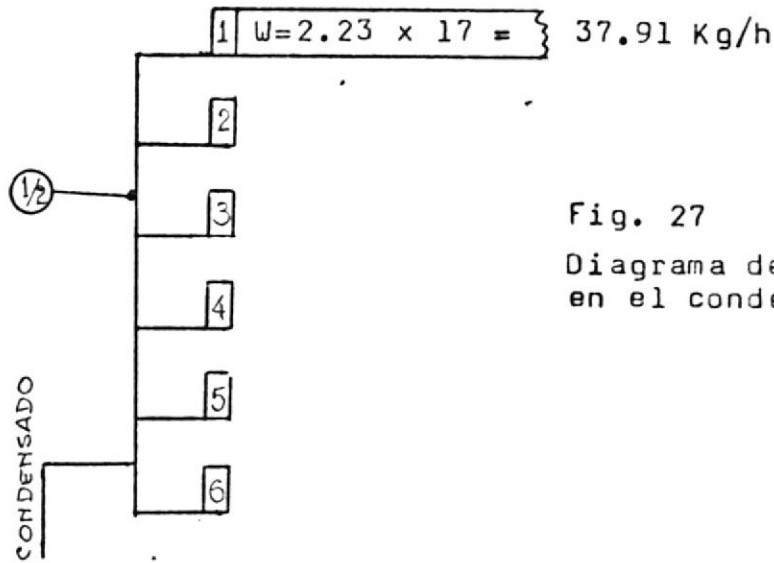


Fig. 27
Diagrama de caída de presión en el condensado.

$$W = \rho AV \tag{c.8}$$

$$W = 37.91 \text{ Kg/h}$$

A = ? D = 1,27 ctms. corresponde a tubería de 3/8" según clasificación 40.

$$V = \frac{W}{\rho A} = \frac{37,91}{3,6 \times 10^3 \times 9,80 \times 1,26 \times 10^{-4}}$$

$$V = \frac{37,91}{3,6 \times 98 \times 1,26} = 0,085 \text{ m/seg}$$

Conservando esta velocidad procederemos a calcular el diámetro del tubo colector de condensado de los 6 paneles del cuerpo.

$$A = \frac{W}{\rho v} = \frac{227,46 \text{ Kg/h}}{\frac{9,80 \text{ Kg}}{\text{m}^3} \times 8,5 \times 10^{-2} \text{ m/seg} \times 3,6 \times 10^3 \text{ seg/h}} = 7.6 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$A = \frac{227,46 \times 10^{-3}}{9,80 \times 8,5 \times 3,6} = 7,6 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = 0,031 \text{ m} = 3,1 \text{ ctms.} \quad (\text{c.9})$$

Este diámetro corresponde a una tubería de 1^{1/4} según clasificación 40 al final de estos venos que serán 4 en total; 1 para cada cuerpo, se colocarán trampas de vapor para que el condensado pase al colector de donde regresará a un tanque de expansión condensándose aquí lo poco de vapor que pudo haber escapado de las trampas y finalmente irá como agua de alimentación a la caldera.

0.-) Cálculo y Diseño del Acondicionador

Como primer paso a dar en el cálculo del acondicionador debremos exponer que su capacidad de diseño está condicionada a la del secador que es de 10 Ton/h y el trigo con una humedad del 14% tiene un peso específico de 700 kg/m³

Procediendo a determinar cual es el volumen ocupado tenemos:

$$V = \frac{M}{\rho} = \frac{10.000 \text{ kg}}{700 \text{ kg/m}^3} = 14,286 \text{ m}^3 \quad (\text{D.1})$$

El acondicionador está constituido por 3 partes:

La primera esta constituida por la tolva de reposo que es de 1,10 mts x 2,50 x 2,50 mts.

La segunda conformado por los cuerpos de acondicionador de 2,50 mts. x 2,50 x 2,25 que sumados dan una altura de 2,450 mts. sin embargo este volumen se verá reducido por la necesidad de tener una cámara de recolección del aire que pasa por los canales de refrigeración los mismos que tendrán un fondo de 0,25 mts. x 2,50 x 4,50 mts. viéndose el volumen real disminuído a 4,50 x 2,50 x 2,00 mts.

Este será el que consideraremos, para efectos de cálculo de capacidad del acondicionador.

En la tercera parte de este sistema tenemos un zapato vibrante y la tolva de salida del cereal, la primera parte mencionada tiene una altura de 0,70 mts y la última 1,30mt.

Volúmen disponible de acuerdo a dimensiones:

$$V = 4,50 \times 2,50 \times 2,00 = 22,5 \text{ m}^3$$

Para seleccionar el número de canales a utilizar primero verificaremos el área que disponemos, decimos esto para acelerar los cálculos puestos que el fondo será el mismo.

Así pues dividimos el volumen ocupado por el cereal para 2,00 mts. y tambien el volumen disponible de la cámara de calefacción:

$$A_1 = \frac{14,286 \text{ m}^3}{2 \text{ mts.}} = 7,143 \text{ m}^2$$

$$A_2 = \frac{22.5 \text{ m}^3}{2 \text{ mts.}} = 11,25 \text{ m}^2$$

$A = A_2 - A_1 =$ diferencia de áreas, la misma que será ocupada por los canales. (0.2)

$$A = 11,25 - 7,143 = 4,107 \text{ m}^2$$

Hemos hecho varias consideraciones para el número de canales; un número pequeño, nos significaba canales grandes lo que representa espesores mayores de cereal circulando entre los canales y que nos representaría una muy fuerte caída de presión para el aire y muy poca homogenización del cereal en el acondicionador.

Haciendo una serie de tanteos, concluimos en los siguientes datos:

1) Cada cuerpo de 2,25 mts estará conformado de tres secciones cada uno de 0,75 mts. dentro de las cuales habrá 3 filas de canales.

2) Cada fila de canales tendrá un alto de 25 ctms. 2 filas la inferior y superior tendrán comunicación a un solo lado y el medio hacia el lado opuesto.

3) En los 2,50 mts. de dimensión ubicaremos 9 canales de 2,00 mts. de fondo.

4) Esta situación nos significa una área para cada canal de 25 ctms de alto x 27 ctms largo dimensiones dentro de las cuales se han de encuadrar las áreas que representan a los canales.

5) Por las circunstancias mencionadas tendremos en total 162 canales los mismos que nos ayudan a reforzar grandemente la estructura que soporta el peso superior del secador.

El área para cada canal será:

$$4,107 \text{ m}^2 \div 162 = 0,02535 \text{ m}^2$$

Si extraemos la raíz cuadrada podremos tener una idea que nos permitiera seleccionar más rápido el área y dimensiones del proyecto como si los canales fueran cuadrados:

$$0,02535 \text{ m}^2 = 253,5 \text{ cm}^2$$

$$l = \sqrt{253,5 \text{ cm}^2} = 15,92 \text{ ctm} \approx 16 \times 16 \text{ ctms}$$

Si tenemos una área disponible de 27 x 25 nos debemos encuadrar a estas dimensiones, permitiendo que nos quede una área libre para la circulación del cereal para su refrigeración.

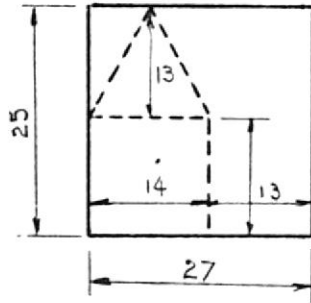


Fig. 28 Representación del área para una persiana

Así a_1 $14 \times 12 = 168$ ctms.²

a_2 $14 \times 13 = 91$ ctms.

Efectuando varios cálculos previos llegamos a concluir en las siguientes dimensiones las mismas que nos dan una área equivalente a $0,02535$ m².

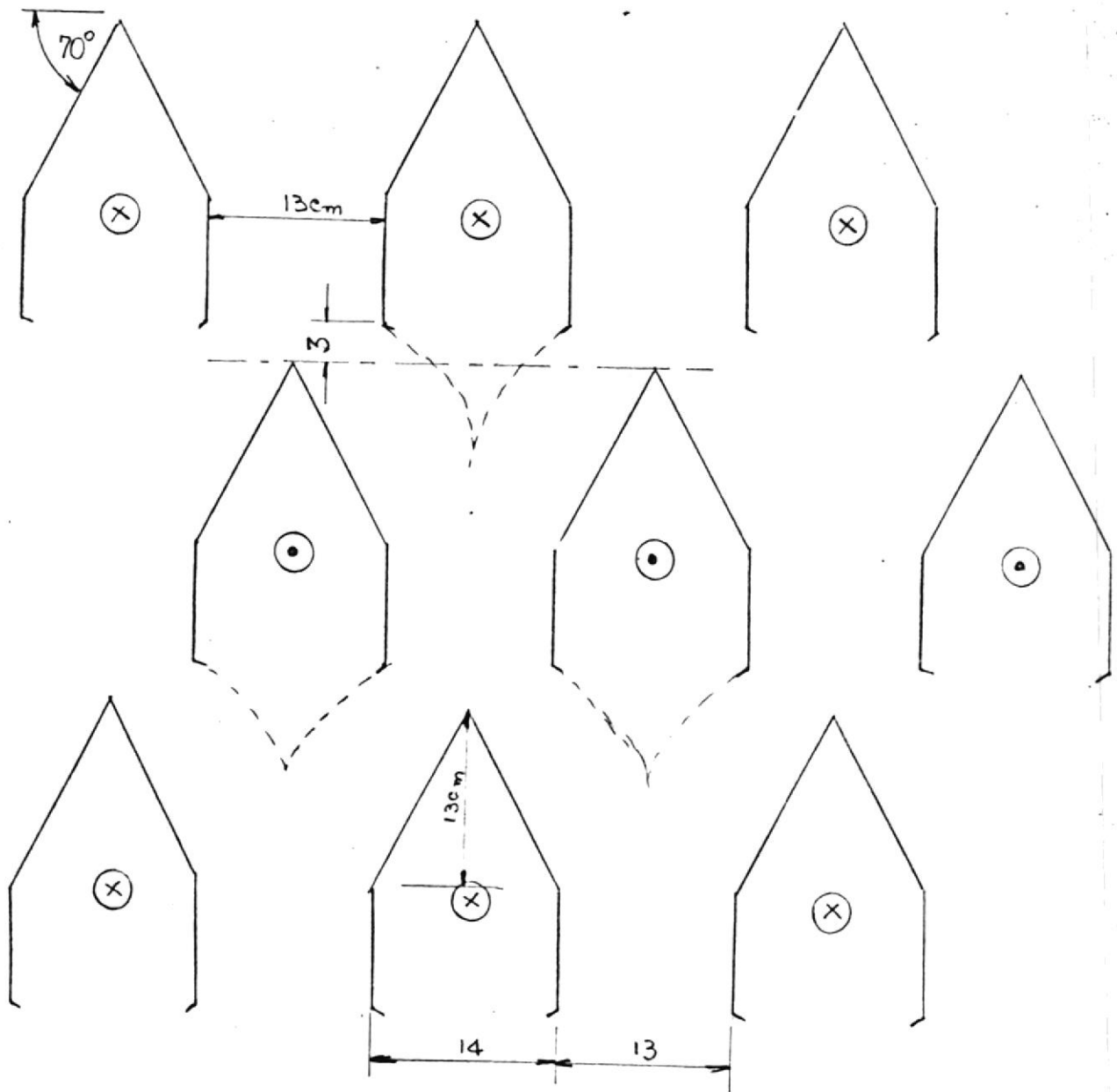
$$a = a_1 + a_2 = 168 + 91 = 259 \text{ ctms.} \quad (0.3)$$

En el gráfico que a continuación insertamos podemos apreciar como quedan distribuidos los canales de acondicionamiento y que es lo que está sucediendo con el paso del aire.

Observando detenidamente la exposición nos percatamos que el desplazarse el trigo forma un vacío, que debe ser compensado disminuyendo la altura de los canales, un equivalente al $25\% = 3$ ctms. lo que a la vez nos da un espacio libre suficiente para que se bifurque el flujo del trigo sin ninguna obstrucción permitiéndose así un desplazamiento libre.

El ángulo de 70° dado a los tubos para el desplazamiento

to del cereal, es el más aconsejado en estos casos y podemos apreciarlo en el, manual del molinero Tomo I



⊗ Aire caliente al ventilador y ciclón

⊙ Aire del ambiente

Fig. 29 Corte transversal de acondicionador.

Cálculo de la cantidad de aire requerida para refrigerar el Cereal.

En las páginas anteriores se ha expresado que el cereal al salir de el secador tiene una humedad del 14%.

Apreciando las tablas de humedad relativa para los cereales a diversas temperaturas y humedades, tenemos que a 14% de humedad y temperaturas de 18°C y 42°C corresponde una humedad relativa del cereal del 70%.

Situación que nos es muy favorable para nuestro sistema ya que en la ciudad objeto de nuestra ubicación la humedad relativa es de 70%, y la temperatura media que es de 13°C hemos considerado el poder utilizar directamente el aire para poder absorber el calor sensible del cereal y bajar su temperatura de:

42°C a 18°C

Q_s = calor sensible kcal/h

\dot{m} = flujo de masa kg/h

c_p = calor específico del cereal 0,45 kcal

Δt = incremento de temperatura °C

$$Q_s = \dot{m} c_p \Delta t = 10.000 \text{ kg/h} \times 0,45 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \times (24^\circ\text{C})$$

$$Q_s = 108.000 \text{ kcal/h}$$

108.000 kcal/h es la cantidad de calor sensible que

debemos extraer con el aire cuyo flujo de masa será el siguiente:

$$Q_s = \text{Calor sensible del trigo a secar kcal/h}$$

$$c_p = \text{Calor específico del aire a } 13^{\circ}\text{C} = 0,245 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}}$$

$$\dot{m} = \text{flujo de masa kg/h}$$

$$t_1 = \text{temperatura media } ^{\circ}\text{C} \dots \dots \frac{42 + 18}{2} = 30^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t = 30^{\circ} - 13^{\circ} = 17^{\circ}\text{C} \quad \dot{m} = \frac{Q_s}{c_p \Delta t}$$

$$\dot{m} = \frac{103.000 \text{ kcal/h}}{0,245 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} \times 17^{\circ}\text{C}} = \text{kg/h}$$

$\dot{m} = 25.930 \text{ kg/h}$ esto dividimos por 1.000 y 60 para obtener el flujo de masa de aire por Ton. y por minuto así:

$$\frac{25.930}{\frac{h}{60^{\text{min}}} \times 10 \text{ Ton.}} = 43,22 \text{ kg aire/ton/min}$$

$$m = V \times \rho \Rightarrow V = \frac{m}{\rho} \tag{3.4}$$

$$\rho = \text{densidad del aire a } 13^{\circ}\text{C} = 1,24 \text{ kg/m}^3$$

$$V = \frac{43,22}{1,24} = 34,85 \text{ m}^3 / \text{min.ton}$$

E.-) Selección del Ventilador y Ductos de Aire

Para la selección del ventilador primeramente procedemos a encontrar la cantidad de aire necesaria para descender la temperatura del cereal de 42°C a 18°C , el volumen de aire requerido es de $348,5 \text{ m}^3/\text{min}$ para las 10 ton. de capacidad que se persiguen en nuestro sistema de secado y cuya temperatura promedio del aire es de 13°C según el Anuario Meteorológico.

El cereal en su paso por el acondicionador será atravesado por la corriente de aire que absorberá el calor sensible, esta situación produce una caída de presión en la corriente de aire que lo cruza y que debe ser absorbida por el ventilador, al igual que la caída de presión en los ductos que llegan al ventilador.

Como primer paso procederemos a calcular la caída de presión en el acondicionador producida por el cereal en su paso descendente, cabe acotar, que estaremos considerando como lecho fluidizado, para cuyos efectos calcularemos en la siguiente forma:

ΔP = Pérdida de presión en el hecho atravesado por un flujo de aire (kp/m^2)

ρ_s = Densidad del producto (kg/m^3)

ρ_g = Densidad del medio que se desliza kg/m^3

ψ = Porosidad (para cama de trigo 0,45)

L= Altura de la capa en (m)

g= Constante gravitacional

$$P = L (\rho_s - \rho_g) (1 - \psi) \frac{g}{9,81} \quad ** \quad (e.1)$$

$$P = m \times \frac{\text{Kgm}}{\text{m}^3} \times \frac{9.80 \text{ m/seg}^2}{9.81} \times \frac{\text{Kgf} \times \text{seg}^2}{\text{Kgm} \times \text{m}}$$

$$P = 0,25 (700 \text{ Kg/m}^3 - 12 \text{ Kg/m}^3) (1-0,45) \cdot \frac{9,80}{9,81}$$

$$P = 0,25 \times 968,8 \times ,55 \times ,99 = 95,12415 \text{ Kgf/m}^2$$

$$P = \frac{95,124 \text{ Kgf/m}^2 \times 1 \text{ pie de agua}}{304,8 \text{ Kgf/m}^2} = 312 \text{ pies H}_2\text{O} \times \frac{12 \text{ pulg}}{1 \text{ pie}}$$

$$P = 3,744 \text{ pulg H}_2\text{O} \times \frac{25,4 \text{ m H}_2\text{O}}{\text{pulg H}_2\text{O}} = 95.1 \text{ mm H}_2\text{O}$$

En el gráfico inserto podemos apreciar las dimensiones en lo que respecta a la longitud de los ductos de aire, de acuerdo al mismo calcularemos con datos netamente teóricos tomado de (1) para luego compararlos con los resultados prácticos de acuerdo con un manual "TRANE" sobre ventiladores, el mismo que a la vez nos permitirá seleccionar el ventilador más adecuado y que lo podemos encontrar en el comercio.

** Tomado de FUNDAMENTAL OF FOOD ENGINEERING EC 8.68 de STANLEY E. CHARN.

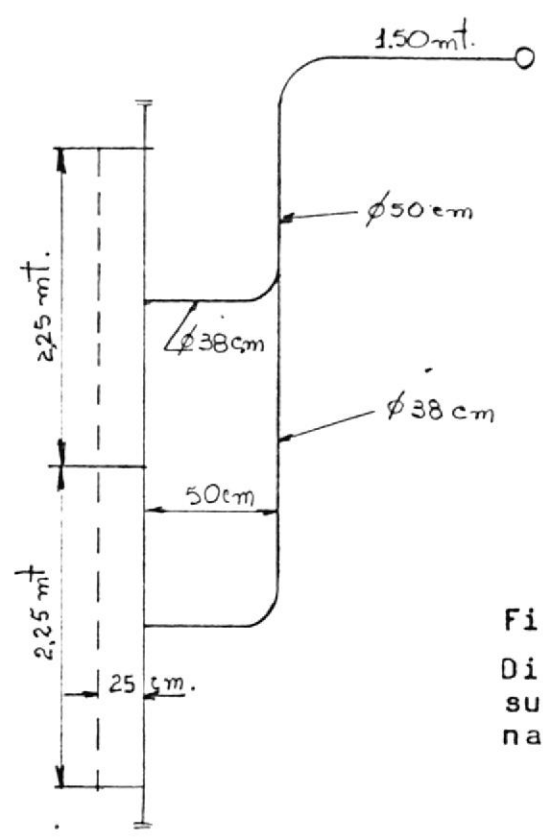


Fig. 30
 Diagrama de tubería de succión del acondicionador al ciclón.

Con respecto al primer paso procederemos en la siguiente forma:

$$Q_v = \text{Caudal de ventilación} = 348,5 \text{ m}^3/\text{min} = 5,81 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$V = \text{m/seg } 30\text{m/seg (valor escogido)}$$

Que junto a $5,81 \text{ m}^3/\text{seg}$ nos determinará el \varnothing del ducto para dicho flujo

$$\varnothing = 500 \text{ mm}$$

Y a su vez el gráfico nos expresa el coeficiente de rozamiento en mm.c.a. por m. lineal igual a 1.9 mm/m

El flujo anotado anteriormente al entrar en el acondicionador se divide en dos partes iguales:

$$Q_v = \frac{5,81 \text{ m}^3/\text{seg}}{2} = 2,905 \text{ m}^3/\text{seg}$$

1⁺ Prontuario de Calefacción, Ventilación y Aire acondicionado de F. PURGES.

Conservando el mismo factor de rozamiento en mm de c. a. por m. lineal encontramos los diámetros para dichos ductos, en el gráfico 4 de I⁺ que estamos usando para este objetivo encontramos que el diámetro será igual a 380 mm. y una velocidad de 25 m/seg.

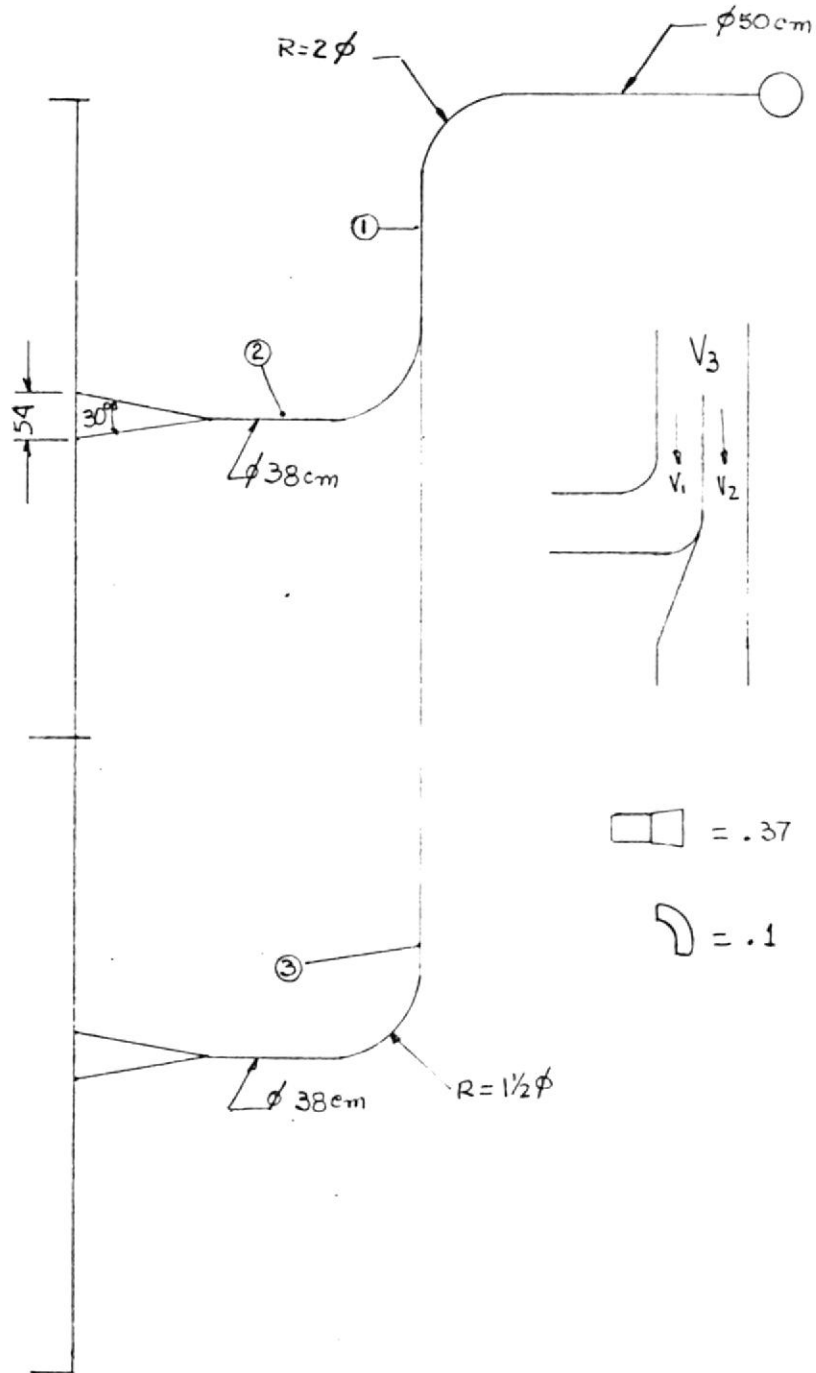


Fig. 31 Caídas de Presión.

Con flujo de :

$$348,5 \text{ m}^3/\text{m} = 5,81 \text{ m}^3/\text{seg} \text{ y Veloc. } 30\text{m}/\text{seg} = 5.905,8 \frac{\text{pie}}{\text{min}}$$

$$(1) \text{ tubos } 2,25 + 1,50 = 3,75 \text{ mts} \times 1,9 \frac{\text{mm.c.a.}}{\text{mts.}} = 7,125 \text{ mm.c.a.}$$

$$\text{Accesorios } 0,1 \times 38,9 = 3,89 \text{ mm.c.a.}$$

$$\text{Total} = 7,125 \text{ mm.c.a.} + 3,89 \text{ mm.c.a.} = 11,015$$

El ramal (2) no lo calculamos porque el ramal más grande corresponde al ramal (3).

Con flujo de $2,905 \text{ m}^3/\text{seg}$ con velocidad de $25 \text{ m}/\text{seg}$.

$$\text{Tubo } 2,80 + 0,20 = 3,00 \text{ mts} \times 1,9 \frac{\text{m.c.a.}}{\text{mts.}} = 5,7 \text{ mm.c.a.}$$

$$\text{Codo } 0,1 \times 3,89 = 3,89$$

$$\text{Estrangulamiento gradual} = 0,0$$

$$\text{En el ramal (3) total} = 5,7 + 3,89 = 9,59 \text{ mm.c.a.}$$

Caída de presión total en el sistema será:

$$\text{En el acondicionador} \dots\dots\dots 95,1 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\text{En las tuberías y accesorios} \quad 20,6 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\text{T O T A L} \quad \underline{115,7 \text{ mm H}_2\text{O}}$$

Debemos proceder a seleccionar un ventilador que cumpla con estas condiciones:

a) Flujo de $348 \text{ m}^3/\text{min}$ ó $12.305,54 \text{ pies}^3/\text{min}$ y $5.905,8 \text{ pies}/\text{min}$.

b) Presión de trabajo $11,7 \text{ mm H}_2\text{O} = 4,56'' \text{ H}_2\text{O}$.

A partir de estos datos, consultamos los manuales sobre ventilación, obteniendo el siguiente resultado: de TRANE Boletín JS-FAN 1 escogemos el tipo 24 AF SW que corresponde a clase II MODELO 82 de 2.034 RPM y $16,22 \text{ BHP}$ para 13.110 C.F.M.

F.-) Cálculos y Selección del Ciclón

Los ciclones por lo general son usados como filtros de aire en ambiente impregnados de impurezas, tales como polvo de limpieza de cereales, cáscaras o granos vanos.

Para sistema donde se efectúan trabajos de molienda y limpieza se usan ciclones cuyos diámetros varían de 30 a 10 pies con los correspondientes rangos de capacidad de aire de 500 a $1.500 \text{ pies}^3/\text{min}$.

Para propósitos de consumo general, aunase para limpieza de trigo la capacidad es usualmente asumida por debajo de estos valores.

Es necesario aclarar que en el mercado se encuentra gran variedad teniendo cada uno de ellos notificaciones las mismas que tratan de dar grandes capacidades y altas eficiencias. La eficiencia de un ciclón depende grandemente so-

bre la clase de polvo con que se trate.

Si el polvo consiste en su mayoría de partículas menudas, livianas o quizás peor, fragmentos comparativamente grandes pero escasos, la eficiencia de separación puede estar bajo el 70%.

En el caso que las partículas sean relativamente toscas y livianas la eficiencia puede alcanzar el 90%.

El principio de trabajo de un ciclón consiste en hacer entrar el aire mezclado con polvos por medio de una abertura en forma de espiral. En la parte cilíndrica del separador, permaneciendo siempre en su movimiento rotativo. Las partículas de polvo son extraídas y apretadas contra la pared causada por la fuerza centrífuga. Debido a la conducción del aire y a la gravedad estas partículas de impurezas son llevadas a la salida inferior del ciclón, pasando la parte cónica del separador donde son expulsadas hermeticamente, por ejemplo por medio de esclusa (tambor con aspas). El aire limpio y libre de polvo sale hacia arriba por el tubo de escape.

Los ciclones están dimensionados de acuerdo o en función del diámetro para cada tipo específico de trabajo a realizar, y cada fabricante usa sus propias dimensiones de acuerdo a la experiencia que tenga en la fabricación de los mismos, pero si podemos diferenciar 2 grandes tipos de acuerdo al trabajo desarrollado: los de presión y los de

vacío, en el segundo grupo encontramos dos clases, con motor sobrepuesto y sin él.

En el primer caso se gana espacio y existen más pérdidas pero en cambio su capacidad llega hasta $1,56 \text{ m}^3/\text{min}$, en el otro tipo se puede trabajar desde $1,5 \text{ m}^3/\text{min}$ hasta $500 \text{ m}^3/\text{min}$.

En el gráfico adjunto podemos apreciar estos tres tipos de ciclones y sus formas de dimensionamiento.

Las siguientes fórmulas nos indican de la manera más próxima las dimensiones de los diversos elementos de acuerdo al diámetro.

A	B
$D = L$	$D = L$
$H = 2,75 D$	$H = 3,135 D$
$d_1 = .425 D$	$d_1 = .315 D$
$d_2 = .425 D$	$d_2 = .482 D$
$m = .3 D$	$h_2 = 2.365 D$
$l_1 = 0,85 D$	$h_4 = .555 D$
$r = .65 D$	$L_1 = .600 D$
	$r = 65 D$

Utilizando la fórmula del texto de (THE FUNDAMENTAL OF FOOD ENGINEERING DE STANLEY CHARM) páginas 368 y 369 para calcular la velocidad terminal a pequeñas partículas

dada por COULSON Y R. CHARDSON.

$$V_t = \frac{0,2 A_i D_o g_e}{\pi Z D V_o} \quad ++ \quad (F.1)$$

V_t = Velocidad terminal de caída

A_i = Sección transversal de entrada al ciclón

D_o = Diámetro de salida del ciclón

Z = Altura del ciclón

V_o = Velocidad del aire entrando al ciclón

además también tenemos que:

$$V_t = \frac{D_p^2 g_e \rho_s}{18 \mu} \quad ++ \quad (F.2)$$

D_p = diámetro de la partícula

μ = viscosidad del fluido

ρ_s = densidad de la partícula

++

Ecuaciones 8,65 - 8,66 THE FUNDAMENTAL OF FOOD ENGINEERING.

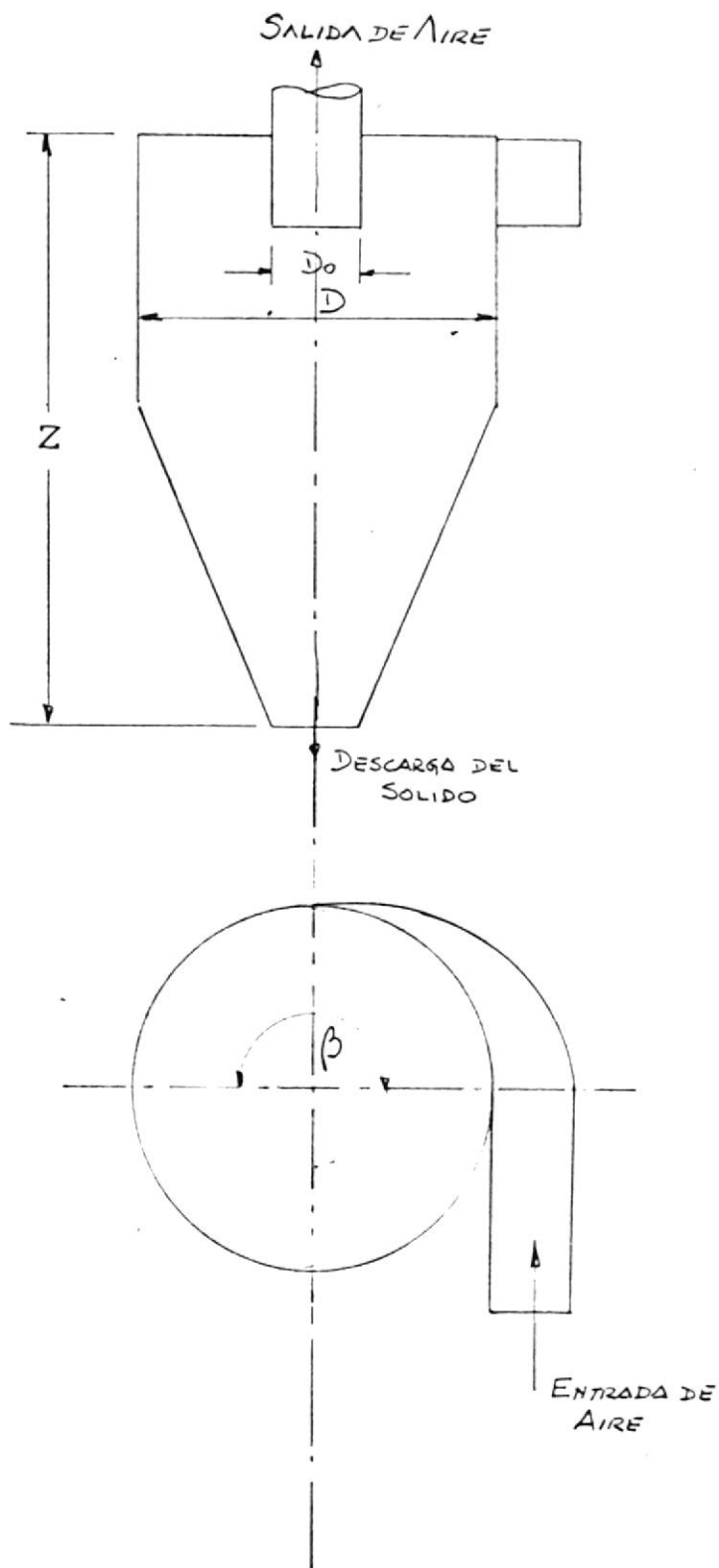


Fig. 32 El ciclón.

Iguando las ecuaciones anteriores tenemos:

$$\frac{D_p^2 \rho_s}{18 \mu} = \frac{0,2 D_i D_o}{\pi^2 D V_o} \quad (F.3)$$

Poniendo el segundo miembro, en función del diámetro, escogiendo las similitudes de A esta ecuación queda transformada y nos permite escoger el D del ciclón para nuestro uso.

$$\frac{D_p \rho_s}{18 \mu} = \frac{0,24 \times 0,6 D \times 0,425 D \times 0,425 D}{\pi \times 2,75 D \times D \times V_0} \quad (F.4)$$

$$\frac{D_p^2 \rho_s}{18} = \frac{0,003 D}{V_0} \quad (F.5)$$

En la cual tenemos los siguientes datos:

$$D_p = 543, \mu$$

$$\mu_{aire} = 1,86 \text{ kilos/mseg}$$

$$\rho_s = 0,228 \text{ kg/m}^3$$

$$D = \frac{D_p^2 \rho_s V_0}{18 \mu \times 3 \times 10^{-3}}^{-3}$$

$$D = \frac{(0,543)^2 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \times 0,228 \text{ kg/m}^3 \times 30 \text{ m/seg}}{18 \times 1,86 \frac{\text{kg}}{\text{mseg}} \times 10^{-5} \times 3 \times 10^{-3}}$$

$$D = \underline{2.00 \text{ mts.}}$$

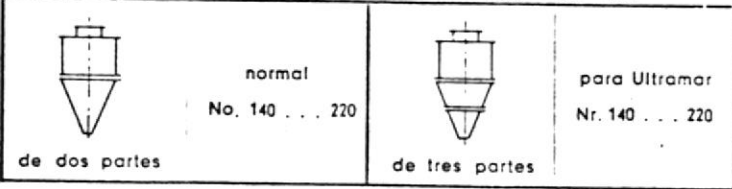
El que según catálogo MIAG N^o 210958 corresponde a N^o 203 la plancha usada para la construcción de este ciclón por no ser de trabajo para material abrasivo es según BWG. de espesor 14.

Separador centrífugo

Resistencia de paso:

(correspondiente a la cantidad de aire máx. indicada m³/min.)
 como separador de material de transporte (para instalación de transporte neumático) 40 . . . 50 mm columna de agua
 como separador de polvo (para instalación de aspiración) 80 . . . 90 mm columna de agua

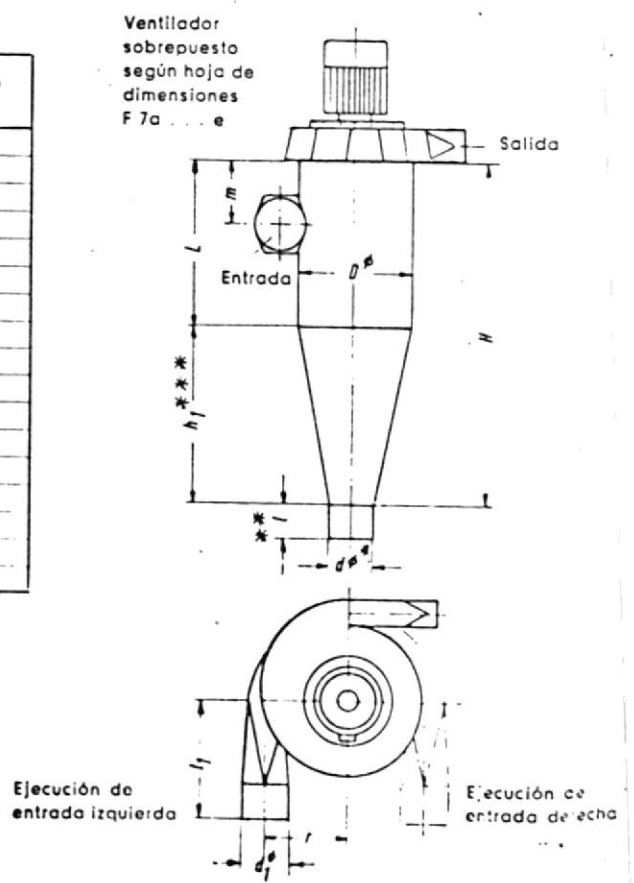
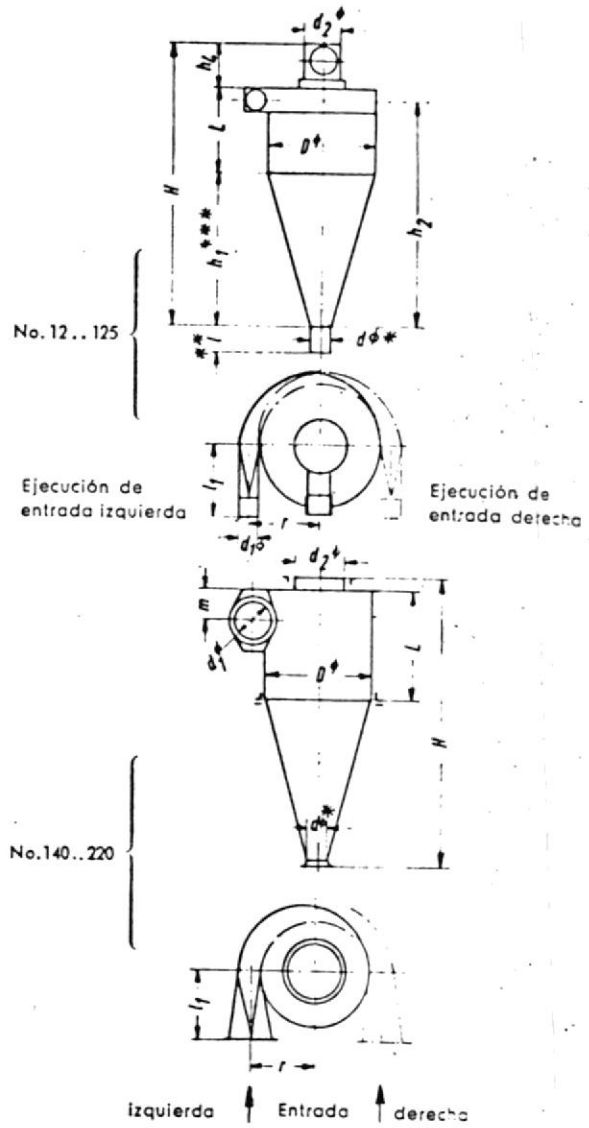
No.	Cantidad de aire máx. m ³ /min.	D-l	H	d ₁	d ₂	h ₂	h ₄	l ₁	m	r	Peso kg
12	1,5	125	340	40	61	172	140	110		83	3,2
16	2	160	475	50	76	285	155	130		105	4,8
18	3	180	555	60	86	353	165	140		120	5,8
20	4	200	625	65	96	407	175	150		133	7,3
25	6	250	815	80	121	567	195	200		165	12,2
30	9	315	1030	95	151	752	215	235		205	17,2
40	16	400	1405	130	191	1065	255	275		263	28,5
45	20	450	1505	146	211	1137	275	325		295	35,6
50	25	500	1605	159	241	1195	295	350		328	42,3
56	31	560	1735	180	262	1290	325	380		365	50,8
63	40	630	1905	200	302	1395	375	415		410	65,7
70	49	700	2160	220	332	1600	410	450		455	70,2
80	64	800	2500	250	382	1857	470	500		520	102,1
90	81	900	2790	280	422	2078	510	550		580	127,1
100	100	1000	3135	315	482	2365	555	600		650	157,3
110	121	1100	3505	350	524	2603	662	650		715	175
125	156	1250	3970	400	592	2930	767	725		810	225
140	200	1400	3820	670	670			1250	420	910	
160	250	1600	4420	750	750			1360	470	1030	
180	320	1800	4970	850	850			1500	530	1170	
200	400	2000	5500	950	950			1700	600	1300	
220	500	2200	6050	1060	1050			1850	660	1430	



Separador centrífugo con ventilador sobrepuesto

No	Cantidad de aire máx. m ³ /min	D	l	H	d ₁	r	l ₁	m	Peso kg
12	1,5	125	210	285	40	83	110	110	28
16	2	160	245	405	50	105	130	120	35
18	3	180	265	475	60	120	140	122	37
20	4	200	285	535	65	133	150	127	39
25	6	250	355	725	80	165	200	157	46
30	9	315	425	925	95	205	235	167	54
40	16	400	505	1255	130	263	275	190	68
45	20	450	555	1335	146	295	325	197	79
50	25	500	605	1405	159	328	350	210	89
56	31	560	665	1515	180	365	380	225	104
63	40	630	735	1635	200	410	415	240	126
70	49	700	805	1855	220	455	450	255	135
80	64	800	905	2135	250	520	500	277	176
90	81	900	1035	2415	280	580	550	337	212
100	100	1000	1135	2715	315	650	600	350	282
110	121	1100	1235	3015	350	710	650	375	380
125	156	1250	1435	3515	400	805	725	410	516

* Medida "d" depende de la conexión de la mirilla de la esclusa respectiva
 ** Medida "l" puede ser puesta como medida de compensación hasta máx. 5 d
 *** Medida "h₁" puede ser alargada en caso dado; en tal caso "H" cambia por la misma cantidad.



G.-) CALCULO Y DISEÑO DEL CONDENSADOR

La humedad que deseamos disminuir en el cereal del 19% al 14% en el sistema de secador propuesto, habrá de ser retirada en forma de vapor, el mismo que para retirarlo del sistema deberá ser condensado.

Los condensadores de vapor generalmente trabajan a vacío y sirven para mejorar balances térmicos y la recuperación de condensado, estos se clasifican por sus tipos físicos:

El de contacto directo o de mezcla es un condensador en el que el vapor y el agua de enfriamiento se entremezclan. Ocupan poco sitio y son de elemento de costo relativamente bajo, designados también frecuentemente como condensador "barométrico", "eyector de chorro", "de chorro a bajo nivel", etc. El condensador de superficie es una estructura de casco o envolvente y tubos en la que el vapor está separado del agua de enfriamiento por paredes metálicas a través de las cuales se produce el intercambio de calor. Estos condensadores permiten la recuperación del condensado. Otros tipos usados con poca frecuencia, son los condensadores enfriados por aire y el evaporativo. Un condensador evaporativo es una combinación de un haz de tubos de condensador de superficie con una torre de enfriamiento.

En nuestro proceso para elegir cual es el condensador

más adecuado deberemos considerar que el vapor estará arrastrando consigo aire e impurezas y es por esta situación por la que el más conveniente de elegir es el condensador barométrico.

En lo que respecta a los condensadores barométricos hemos de aclarar que constan de 2 tipos: el de flujo a contra corriente y el de flujo paralelo; en este caso ha sido seleccionado el de flujo de contracorriente, ante esta selección procedemos a calcular de la manera siguiente la cantidad de agua necesaria para el funcionamiento del condensador.

$$Q = \frac{W (L + H_s) + W (H W_0 - H W)}{t_e - t_w} \quad (G.1)$$

$$Q = \frac{W (L + H_s) + W C_p (t_o - t_e)}{t_e - t_w} \quad (G.2)$$

++

(siendo $C_p H_2O = 1$ puede considerarse.

$$H W_0 = t_o \text{ y } H W = t_e$$

Q = Agua consumida kg/hr

W = Peso del vapor que hay que condensar kg/hr

L = Calor de vaporización a t_o kcal/kg

H_s = Recalentamiento del vapor por encima de t_o

t_o = Temperatura de saturación del vapor que entra en el condensador $^{\circ}C$.

t_w = Temperatura del agua en la entrada del condensador.

$$C_p = \text{Calor específico del agua } 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}$$

W = Cantidad de agua que hay que evaporar del 19% al 14% la humedad del cereal y esta es de 471 Kg/h por cualquier eventualidad se añade el 20% de esta cantidad y que en masa equivale a la misma cantidad de vapor.

$$W = 471 + 20\% = 565,2 \text{ Kg/h}$$

$$W = 565,2 \text{ Kg/h} \quad t_o = 52^\circ\text{C}$$

$$L = 567 \text{ Kcal/kg} \quad t_e = 23^\circ\text{C}$$

$$C_p = 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \quad t_w = 10^\circ\text{C}$$

$$H_s = 0 \quad Q = ?$$

$$Q = \frac{W (L + H_s) + W C_p (t_o - t_e)}{t_e - t_w}$$

$$Q = \frac{565,2(567+0) + 565,2 \times 1(52-23)}{23 - 10} = 25.912,25 \text{ Kg/h}$$

$$Q = 431,87 \text{ litros/min}$$

$$Q = 25,912 \text{ m}^3/\text{h} \text{ H}_2\text{O}$$

Esta cantidad de agua deberá ser esparcida dentro del condensador barométrico por un atomizador tipo ducha.

En consecuencia deberemos escoger una cantidad determinada de agujeros que nos permitan esparcir los 25,912 m³/h y tener los agujeros de la ducha de un tamaño óptimo

** Tomado del Tomo I de Perry (Manual del Ing. Químico)

de tal forma que nos permita cubrir la mayor superficie posible.

Luego de varios tanteos tomando como parámetro variables la velocidad de salida del agua y el número de agujeros concluimos en los siguientes valores:

$$V = 15 \text{ m/seg} = 900/\text{min}$$

$$n = 600 \text{ agujeros}$$

$$Q = 25,912 \text{ m}^3/\text{h} = 0.43187 \text{ m}^3/\text{min}$$

Calcularemos el caudal para 600 orificios

Q_1 = Caudal para uno de los 600 orificios

$$Q_1 = \frac{0.43187 \text{ m}^3/\text{min}}{600} = 7,2 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{min}$$

$$\text{Siendo } V = 15\text{m/seg} = 900 \text{ m/min}$$

$$A = \frac{Q}{V} = \frac{7,2 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{min}}{9,0 \times 10^2 \text{ m/min}} = 0,8 \times 10^{-6} \quad (6.3)$$

$$D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 0,8 \times 10^{-6} \text{ m}^2}{\pi}} = 1 \times 10^{-3}$$

$$D = 1 \text{ mm}$$

Aplicando la fórmula para el orificio en el fondo de un recipiente en la salida de líquidos encontramos la altura en metros de agua para que por el orificio seleccionado pase el caudal necesario a una velocidad establecida.

$$v = \varphi \sqrt{2gH} \quad Q = \varphi \cdot \mu \cdot A \sqrt{2gH} \quad \frac{Q}{A} = v = \varphi \mu \sqrt{2gH}^{++} \quad (G.4)$$

v = velocidad de salida

g = aceleración de la gravedad

φ = fricción del líquido (para agua $\varphi = 0,97$)

μ = coeficiente de contracción = 0,62 para orificio pared delg.

0,97 para orificio pared gruese.

Vamos a calcular con las dos fórmulas H y analizar sus resultados.

$$(1) H = \frac{v^2}{\varphi^2 2g}$$

$$(2) H = \frac{v^2}{(\varphi \mu)^2 2g}$$

$$v = 15 \text{ m/seg}$$

$$\varphi = 0,97$$

$$\mu = \text{pared gruesa } 0,97$$

con (1)

$$H = \frac{225 \text{ m}^2/\text{seg}^2}{0,97^2 \times 2 \times 9,31 \text{ seg}^2} = 12,19 \text{ m}$$

$$H = 12,19 \text{ m}$$

con (2)

$$H = \frac{225 \text{ m}^2/\text{seg}^2}{0,97^2 \times 0,97^2 \times 2 \times 9,31 \text{ m/seg}^2} = 12,95 \text{ m}$$

++

Tomados de manual de fórmulas técnicas sección

hidráulica de KURT GIECK Pag. N^o 7

Calculemos ahora con esta altura que presión se requerirá.

$$P_1 = \rho gh = \quad \quad \quad (6.5)$$

ρ = peso específico kg/m^3

g = gravedad m/seg^2 $P_1 = 1.000 \text{kg/m}^3 \times 9,81 \text{ m/seg} \times 12,95 \text{ m}$

h = altura m . $P_1 = 127.039,5 \frac{\text{New}}{\text{m}^2} =$

$$P_1 = 127.039,5 \frac{\text{New} \times \frac{\text{Kgf}}{9,8 \text{ New}}}{\text{m}^2 \times \frac{10.000 \text{cm}^2}{\text{m}^2}} = 1,296 \text{ kgf/cm}^2$$

Los agujeros de 1 mm de \varnothing representan una área de:

$$A_c = 600 \times \frac{\pi \times 1^2}{4} = 471,24 \text{ mm}^2$$

Esta área la hacemos 66 veces mayor teniendo un agujero una área alrededor de $6 \times 11 =$

$$A_c \times 66 = 31415,93 \text{ mm}^2$$

Esto corresponde a un diámetro de :

$$D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = 200 \text{ mm} = 20 \text{ ctms.}$$

La superficie de la ducha con las perforaciones será curvada para lograr un mayor radio de aspersión y utiliza-

remos plancha de acero de 1/8". La perforación tendrá una inclinación en el perfil cónico de 7°.

Para mantener el vacío en el condensador barométrico, debemos mantener una columna de agua equivalente a dicho vacío, esta columna será en la salida del condensador y será la que nos determine la altura a partir del depósito colector de agua y que estará a presión atmosférica.

Para determinar esta columna apliquemos Bernoulli.

$$\frac{V_1^2 - V_2^2}{g} + \frac{P_1 - P_2}{\rho g} = Z_1 - Z_2 = H \quad (G.6)$$

$$V_1 = V_2$$

$$P_1 = 29,92" \text{ Hg}$$

$$P_2 = 3,952" \text{ Hg}$$

$$\frac{P_1 - P_2}{\rho g} = H \quad (G.7)$$

DIAGRAMA DE LA DUCHA DE 150 PERFORACIONES EN UN CUADRANTE

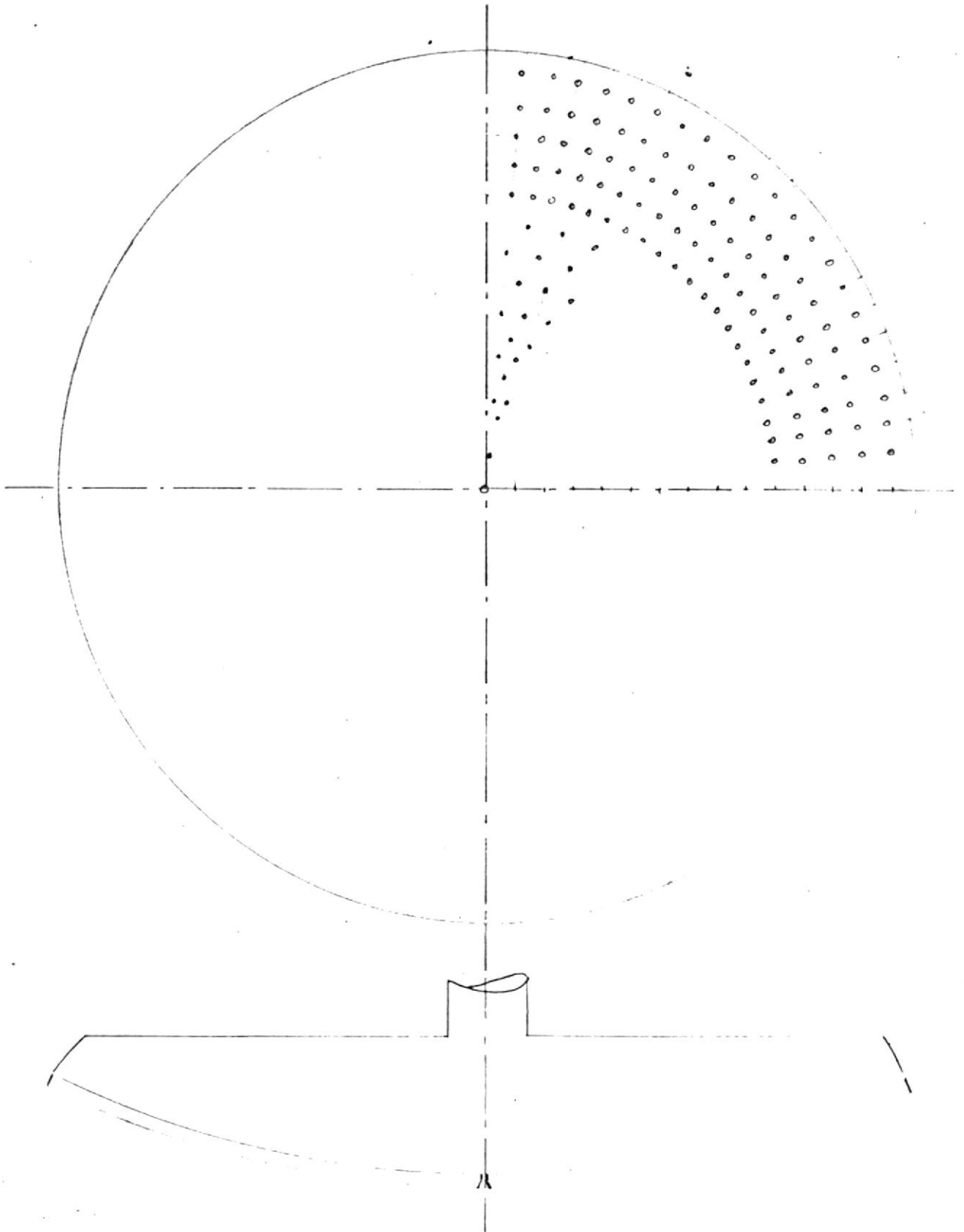


Fig. 34

$$\Delta P = P_1 - P_2 \quad (G.8)$$

$$\Delta P = 25,968" \text{ Hg} =$$

$$29,92" \text{ Hg} = 101.263,4 \frac{\text{New}}{\text{m}^2}$$

$$\Delta P = \frac{25,968" \text{ Hg} \times 101.263,4 \frac{\text{New}}{\text{m}^2}}{29,92" \text{ Hg}}$$

$$\Delta P = 87.887,97 \text{ New/m}^2$$

$$H = \frac{\Delta P}{g} = \frac{87.887,97 \text{ New/m}^2}{1.000 \text{ Kg/m}^3 \cdot 9,8 \text{ m/seg}^2} = 8,968 \text{ m}$$

Para mantener dicho vacío el condensador estará localizado a un mínimo de 8,968m a partir del depósito recolector de agua.

Procederemos a calcular el vapor de la plancha de acero inoxidable con que será construido el cilindro, cono y casco esférico de el condensador.

Empleando las ecuaciones de resistencia de materiales:

$$\sigma = \frac{P \cdot r}{h} \quad (G.9)$$

$$\sigma_t = \frac{P \cdot r}{h} \quad (G.10)$$

$$\sigma_t = Pr/2h \quad (G.11)$$

σ_t = Tensión tangencial

P = Presión interna

$r = \text{radio del cilindro} \quad h = \frac{Pr}{\sigma_t} = \frac{0,14 \times 75}{2,500} = 0,0042 \text{ cm.}$

$h = \text{espesor de la placha} \quad H = \frac{Pr}{\sigma_t} = \frac{0,893 \times 75}{2,500} = 0,02679 \text{ cm.}$

$\sigma_t = \text{para acero } 2.500 \text{ kg/ctms}^2$

$\sqrt{V} = 1,50; \quad r = \frac{1,50}{2} = 75 \text{ ctms}$

$P_i = 0,14 \text{ Kg/ctms}^2$

$P_c = 1,033 \text{ kg/cm}^2$

En nuestro sistema utilizando una plancha de espesor de 1/16"

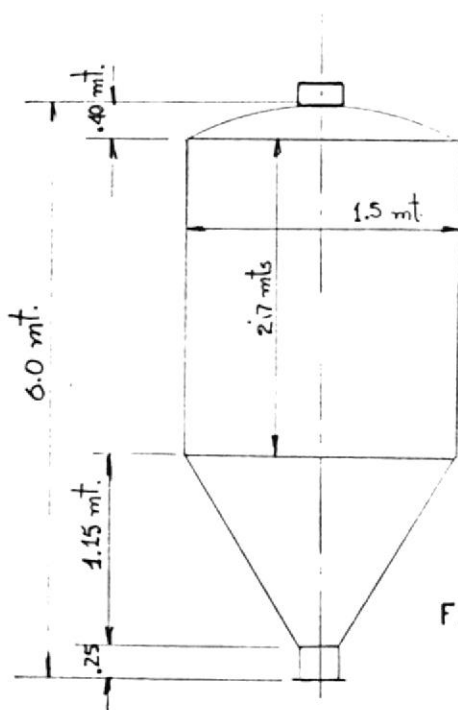


Fig. 35 El condensador.

El diámetro del tubo de desague del condensador barométrico esta determinado por las siguientes condiciones.

Primero por un caudal que debe de transportar y por la velocidad de salida que la podemos considerar aplicando Bernoulli.

$$\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + \frac{P_2 - P_1}{g} = Z_2 - Z_1 \quad (G.12)$$

$V_1 = 0$ Velocidad inicial es cero porque consideramos que se mueve a partir del reposo en un instante dado:

$$\frac{P_2 - P_1}{g} = 0 \quad Z_2 - Z_1 = H$$

$$V_2^2 = 2 gH \quad V_2 = \sqrt{2 gH} \quad (G.13)$$

$$V_2 = 2 \times 9.8 \text{ m/seg}^2 \times 8.986 \text{ m}$$

$$V_2 = 13.26 \text{ m/seg}$$

Con esta velocidad de 13,2 m/seg y el caudal total de agua de condensación y vapor condensado:

$$Q = 431.87 \text{ Lts/min} + 9.42 \text{ Lts/min} = 441.29 \text{ Lts/min}$$

Aplicando continuidad podemos encontrar el diámetro de la tubería.

$$Q = \rho AV$$

$$A = \frac{Q}{\rho V} = \frac{441.29 \text{ kg/min}}{1.000 \text{ kg/m}^3 \times 792 \text{ m/min}} = 5.572 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$A = 5,572 \text{ ctms}^2$$

$$D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 5,572}{\pi}} = \sqrt{7,09 \text{ cm}^2}$$

$$D = 2,66 \text{ cm} = 1.047''$$

Corresponde a 1" de diámetro en tubería ASA 40

El ducto que une al condensador con el secador para mantener el vacío y extraer todo el vapor deberá responder a las siguientes necesidades:

El condensado estará fluyendo a una velocidad de 13,2 m/seg en tal razón para compensar este flujo deberá llegar al condensador vapor a una velocidad de 13,2 m/seg.

Conocido este parámetro y también el flujo de vapor que debe condensarse para bajar la humedad del cereal del 19% al 14% cuyo valor es 565,2 Kg/h.

Aplicando continuidad encontramos el área necesaria para que fluya el vapor:

$$Q = \rho A \dot{V} \quad \rho = \frac{1}{V} = \frac{1}{10,968 \text{ m}^3/\text{Kg}} \Rightarrow \frac{Q}{\rho V} = A$$

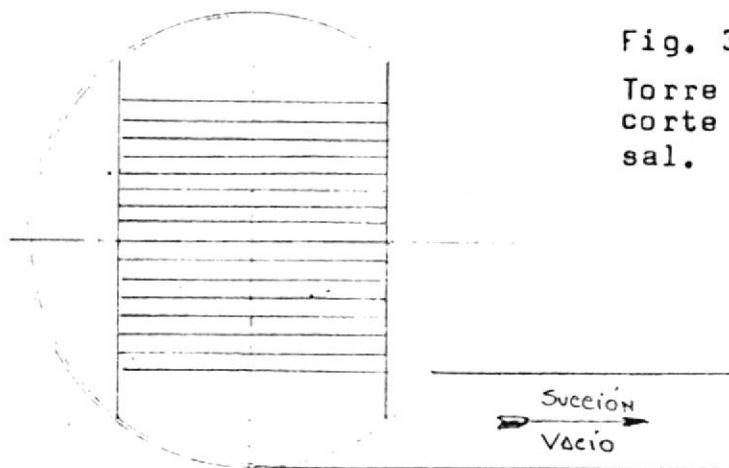
$$A = \frac{QV}{V} = \frac{565,2 \text{ Kg/h} \times 10.968 \text{ m}^3/\text{Kg}}{60 \text{ min/h} \times 792 \text{ m/min}} = 0,13 \text{ m}^2$$

$$D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = 0,407 \text{ mt.}$$

$D = 41$ ctms.

El diámetro del tubo que se acoplará al condensador - tendrá 41 ctms. de diámetro y $1/6''$ de espesor y el material acero inoxidable.

Sin embargo el ducto que irá directamente acoplado al secador será de 75 ctms de radio y su conexión al secador será ejecutado en forma tangencial logrando una mayor área para la fluidez del vapor producido en la vaporización, el gráfico adjunto nos demuestra lo explicado.



H.-) CALCULO Y SELECCION DEL ELEVADOR DE CANGILONES

Nuestras necesidades en el sistema nos ayudan a determinar las condiciones de servicio del elevador de cangilones, el mismo que deberá tener una capacidad mínima de 10 Ton/h pero para eventuales necesidades de servicio en el secado o acondicionado del cereal nos daremos un rango de 5 Ton. más es decir 15 Ton/h.

En una breve descripción haremos notar los diversos tipos de elevadores de cangilones que se usan para el transporte de materiales granulares: tenemos los de cadena y cangilones, en los primeros, son una o dos cadenas las que soportan los cangilones y en los segundos es una correa de caucho o lona.

Por la calidad del material a transportar y por su costo de operación nos hemos decidido por los cangilones de banda.

También existe otra clasificación de acuerdo a la descarga pudiendo anotar los de descarga centrífuga y los de descarga continúa.

Descarga Centrífuga

Este es el tipo más común de elevadores, usados en instalaciones para transporte en flujo libre en pequeños bultos de material tales como granos, carbón machacado, arena, arcilla, azúcar etc.

Usualmente opera en forma vertical deben de trabajar con 60 a 90 metros por minuto para asegurar así, el lanzamiento del material contenido.

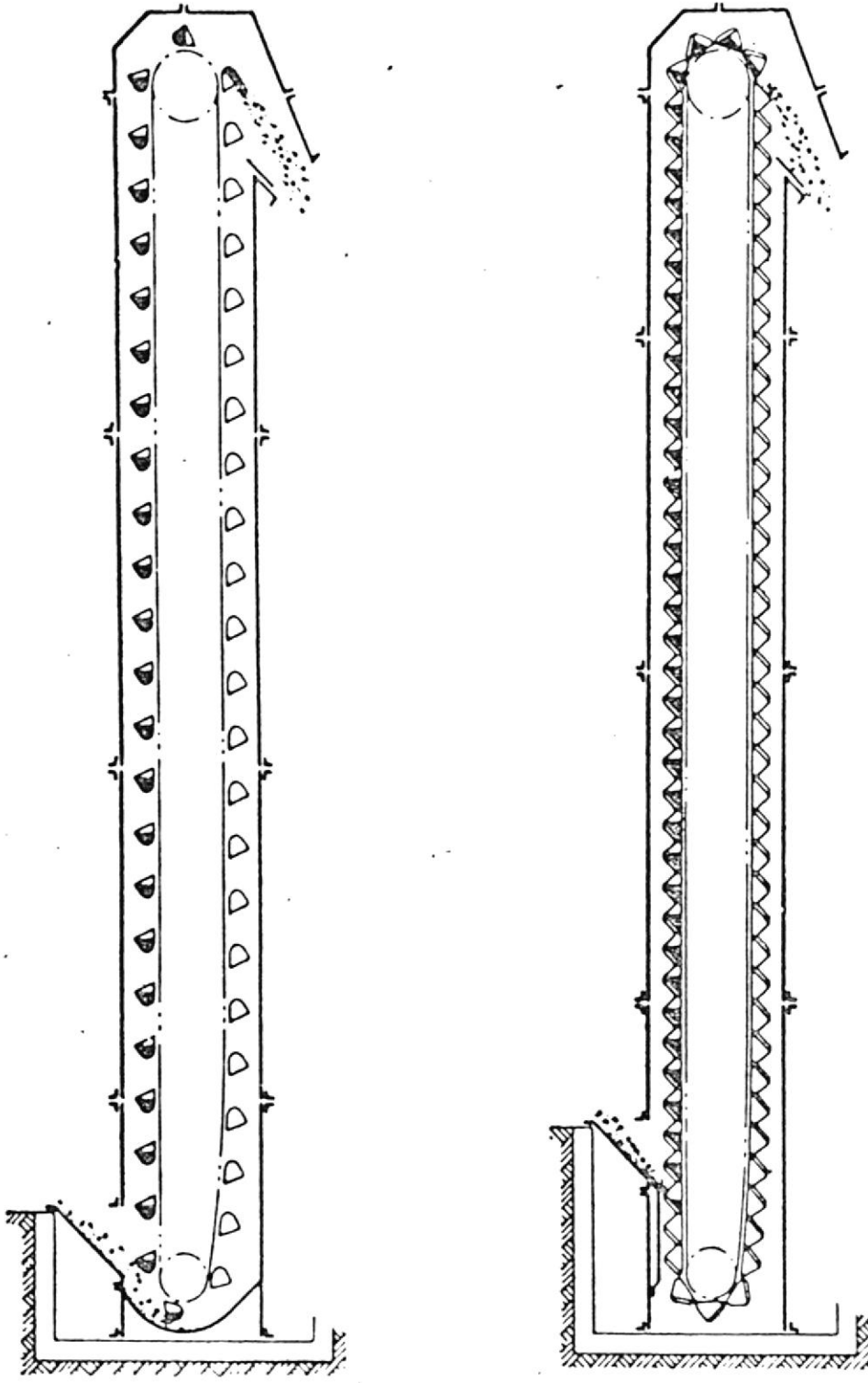
El vacío completo del cangilón se produce al dar la vuelta en el cabezal. Es de corte más bajo y se especi-

ca con poca frecuencia para capacidades mayores a 54 Ton. por hora.

Cangilones Continuos

Este tipo de elevador puede ser usado para maniobrar grandes masas y materiales frágiles donde una excesiva rotura es determinante. A causa de su baja velocidad este tipo de elevador es aconsejable para materiales pulverizados tales como cal, cemento y productos químicos. Este puede ser operado verticalmente o en inclinación trabajando ordinariamente a 36 mts/min o menos y son de ramal sencillo doble. El contenido de cada cangilón descarga sobre la parte posterior del cangilón precedente, tambien es conocido como " Elevador de super capacidad ".

En el gráfico adjunto podemos apreciar estos dos tipos de elevadores de cangilones (Pag.42 Manual Engineering Conveyor B.F.GOODRICH).



DESCARGA CENTRIFUGA

DESCARGA CONTINUA

Fig. 37 Tipos de elevadores de cangilones

Cálculo del Elevador de Cangilones

El primer paso es determinar la capacidad que va a tener y para esto nos vamos a fijar la capacidad necesaria, más un 50% de reserva es decir 15 Ton/h o 15.000 kg/h.

Para nuestro caso, 1 m^3 de trigo $\cong 772 \text{ Kg}$
esto corresponde $15.000 \text{ kg/h} = 19,43 \text{ m}^3/\text{h}$

Como paso previo al cálculo mismo analicemos cuál es la velocidad mínima del elevador (tomado de Ceral Millers Handbook).

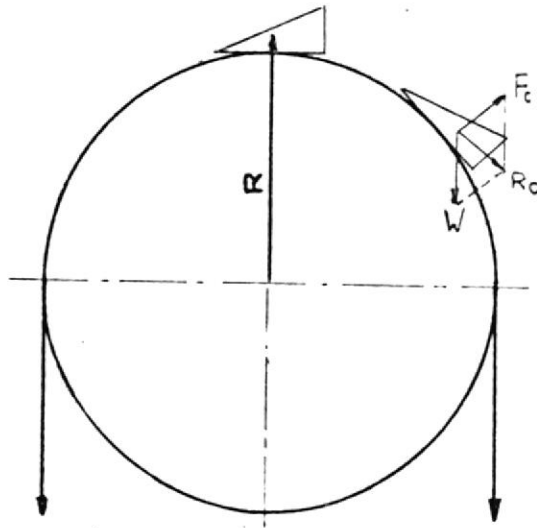


Fig. 38 Representación de las diversas fuerzas que actúan en el elevador.

Considerando que el balde y la banda están girando a una velocidad tal que cuando el balde está en posición vertical sobre el eje de cabeza el peso W es igual y opuesto a la fuerza centrífuga F_c el contenido del balde nunca debe derramarse ni tampoco ser lanzado.

$$W = Fc ; \quad W = Wv^2 = g R w \quad (1) \quad (H.1)$$

V = velocidad de la masa en pies/seg

V' = velocidad de la masa en pies/min

$$V' = \frac{V}{60}$$

W = peso del material en el balde

$$V^2 = gR ; \quad \left(\frac{V'}{60}\right)^2 = gR \quad g = 32,2 \text{ft/seg}^2 \quad (H.2)$$

$$\left(\frac{2\pi RN}{60}\right)^2 = gR = \frac{4\pi^2 R^2 N^2}{3.600} = gR$$

$$N^2 = \frac{900 \times 32,2}{\pi^2 \times R} = \frac{2.940}{R}$$

$$N = \frac{54,2}{\sqrt{R}} \quad (H.3)$$

Escogemos como datos una polea de 20" de diámetro y un balde tipo 2R = radio del centro de gravedad del material en el balde.

Siendo r = radio de la polea = 10" y proyección de 5"

$$N = \frac{54,2}{\sqrt{\frac{10'' + 2 \cdot \frac{1}{2}''}{12}}} = \frac{54,2}{\sqrt{\frac{12 \frac{1}{2}''}{12}}} = \frac{54,2}{1,042} = 52,03 \text{ RPM}$$

$$N_{\text{min}} = 52,03 \text{ RPM}$$

Seguindo las instrucciones dadas por BF GOODRICH para transportadores TABLA N^o 31 Pag. 48 el mínimo espacio para baldes de descarga centrífuga de 5" de proyección es de 16".

La tabla además indica que la capacidad es de 0,07ft³ que es teórica multiplicada por 0,75 encontramos la capacidad práctica o sea:

$$C_r = \text{capacidad real}$$

$$C_r = 0,07 \times 0,75 = 0,0525 \text{ ft}^3$$

Se requiere transportar 19,43 m³/h que equivalen a 11,435 ft³/min dividiendo el volumen a transportar por minuto para la capacidad real tenemos el número de baldes.

$$N^{\circ} \text{ baldes/min} = \frac{11,435 \text{ ft}^3/\text{min}}{0,0525 \text{ ft}^3/\text{balde}} = 217,81 \text{ ó } 218 \text{ bald/min}$$

Este valor (218) multiplicado por el mínimo espacio aconsejado nos determina la cantidad de banda que debe circular en un minuto.

$$\text{Long/min} = 218 \times 16" = 3.488"/\text{min}$$

$$\text{Long/min} = \pi \times D \times \text{RPM} \quad \text{RPM} = \frac{\text{long}}{\pi \times D} \quad (\text{H.4})$$

$$\text{RPM} = \frac{3.488"}{\pi \times 20"} = 55,51 \text{ RPM}$$

Las revoluciones por minuto de la polea del cabezal los fijaremos en 56 lo cual nos asegura que estamos sobre el mínimo aconsejado de 52 RPM.

Para seleccionar la tensión de banda y determinar la potencia del elevador trabajaremos solo con unidades inglesas para servirnos de las fórmulas prácticas aconsejadas por la GOODRICH.

El ancho de la banda deberá ser 2" más que la longitud del balde.

Tipo de elevador = vertical, descarga centrífuga

Ancho de la banda = 10"

Distancia de las poleas = 25 mts \approx 82,025 = 82 ft

Altura vertical = 25 mts = 82,025 \approx 82 ft

Máximo promedio de carga

Por hora en toneladas cortas/hr = 16.54 T/hr

Peso específico trigo = 48 lb/ft³

Velocidad de la banda = 291 ft/min

Superficie de agarre de la polea 180°

Tipo de balde = estilo A hierro moldeable 8"x5"x5¹/₂"

Una sola fila espaciamento mínimo 16"

Diámetro de la polea = 20"

EVALUACION DE LOS SIMBOLOS PARA EL CALCULO

L = longitud entre los centros = 82 ft

b = pendiente del elevador con la horizontal = 90°

H = altura vertical = 82 ft = (L x sen b)

C = máximo promedio de carga = 16.54 Ton cortas/h

S = velocidad de la banda lb/ft de long

W_1 = peso de un balde = 4,4 lbs

W_2 = peso del material en un balde = ?

D = proyección del balde = 5"

d = espaciado de los baldes en pulgadas en una fila = 16"

n = número de hileras de baldes = 1

F = factor del material = 1.0 para material comprendido entre 0 a 15".

E = valor indicado de la capacidad para retener pernos = ?
(tabla 33 pag. 51)

K = factor de agarre = 0.50 para 130°

w = peso de la banda lb/ft de long = ?

1) Peso del material por cada balde

$$W_2 = \frac{C \times J}{0,36s_n} = \frac{2,78 \times C \times d}{S_n} = \quad (H.5)$$

$$W_2 = \frac{2,78 \times 16,54 \text{ T/H} \times 16''}{291 \text{ ft/min} \times 1} = 2,53 \text{ lbs.}$$

La capacidad práctica del balde es de = .75 0,07 =
= .0525 ft³

$$W_2 = \text{práctica} = .0525 \text{ ft}^3 \times 48 \text{ lb/ft}^3 = 2.52 \text{ lbs}$$

2) Capacidad para retener Pernos

$$E = F.J (w_1 + w_2) \quad (H.6)$$

$$E = 1 \times 5" \times (4,4 + 2,53) = 5 \times 6,93 = 34,65$$

según tabla de GOODYEAR

Escogemos una banda tipo PcB 35 GLASS DE 4 CAPAS

3) Determinación del Peso de la Banda

$$W = 10" (.84 + .107 + .034) = \quad (H.7)$$

tomado peso aproximado para PcB 35-4 capas para banda de 10" de ancho tabla 27 pag.47 y usando cubiertos de 1/32 x 1/36

$$W = 10 (.225) = 2.25 \text{ lb/ft de long.}$$

4) Tensión Requerida en la Banda

$$\text{Tensión debida al peso de la banda : } M = \frac{WH}{2} \quad (H.8)$$

$$M = 2,25 \text{ lb/ft de long} \times 82 \text{ ft/long} = 184,5 \text{ lbs}$$

$$\text{Tensión debida al peso de los balles} = N = w_1 \times \frac{12 H n}{d}$$

$$N = w_1 \times \frac{12 H n}{d} = \frac{4,4 \text{ lbs} \times 12" / \text{ft} \times 82 \text{ ft} \times 1}{16"} = 270,6 \text{ lb}$$

$$\text{Tensión debido al material en los balles} = P = w_2 \frac{12 H n}{d}$$

$$P = \frac{2,53 \times 12" / \text{ft} \times 82 \text{ ft} \times 1}{16} = 155,56 \text{ lbs}$$

Tensión debido a la fricción en la polea inferior = Q

$$Q = \text{diámetro de la polea} \times 5 \times \frac{P}{H}$$

donde J = 1,0

$$Q = 20'' \times 1,0 \times \frac{155,56 \text{ Lbs}}{82 \text{ ft}} = 37,94 \text{ (Lbs)}$$

Tensión inicial

$$R = K (P+Q) - (M+N) \text{ ó } R = 5 \times \text{ancho banda en pulg.}$$

$$R = 0,50 (155,56 + 37,94) - (184,5 + 270,6) =$$

$$R = 96,75 - 455,1 = -358,35 \text{ Lbs (Descartado por ser valor negativo)}.$$

$$R = 5 \times 10'' = 50 \text{ Lbs (correcto)}$$

$$R = \underline{50 \text{ Lbs}}$$

$$\text{Máxima Tensión de operación} = T_m = M+N+P+Q+R$$

$$T_m = 184,5 + 270,6 + 155,56 + 37,94 + 50 = 698,6$$

$$T_m = 698,6 \text{ Lbs}$$

$$\text{Tensión de operación por unidad} = \frac{698,6}{10} =$$

$$= 69,86 \text{ Lbs/pulg de ancho de la banda} = 70 \text{ Lbs/pulg ancho}$$

En la tabla 32 Pág. 49 de la Goodyear encontramos que la banda más aconsejada es la PCB 43 para materiales de un peso menor que 75 Lb/ft³ y en nuestro caso el trigo tiene 48 lb/ft³ por lo cual la selección hecha es aceptable

5) Selección de la Flexibilidad

En la Pág. 52 tabla 34 vemos que la PCB 43 para una tensión entre el 80% a 100% y de 4 capas recomienda un diámetro mínimo de 4 capas lo cual corrobora nuestra selección anterior.

Caballaje Requerido

$$HP = \frac{(P + Q) S}{33.000} = \frac{(155,56 + 37,94) 291}{33.000} \quad (H.P)$$

HP = 1,71 escogemos un motor de 2 HP

Pero para seguridad de trabajo escogeremos uno de 4HP

Cálculo de la plancha de que estará hecho el Elevador

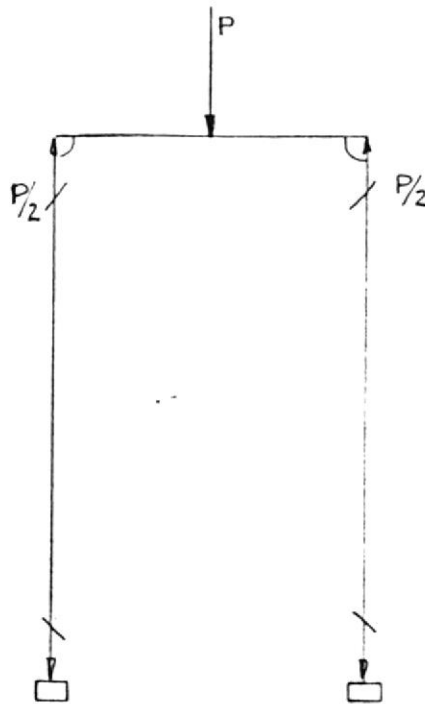


Fig.39 Diagrama de Fuerzas.

La carga que soportan las columnas del elevador estarán igualmente distribuidas puesto que la polea está centrada sobre las columnas (canillas) y son las que estarán soportando toda la carga constituida por los baldes, polea, banda, ductor y motor estas cantidades sumadas nos demuestran los siguientes valores:

P_m = Peso del motor

P_p = Peso de la Polea

p = Peso total

T_m = Tensión de operación

$$P = T_m + P_p + P_m = 698 + 200 + 100 = 998,6 \text{ lbs}$$

Trabajando con un coeficiente de seguridad de 3 esta carga se transforma en 2.995,8 lbs.

Considerando que la carga es producida por la banda y la misma trabaja en forma vertical estamos en capacidad de poder asumir a toda la carga concentrada en el eje de la polea del elevador ya que esta centrada con respecto a las dos canillas por lo que las podemos considerar como apoyos articulados ya que están empernadas a la cabeza del elevador en el cual está concentrada la carga de la polea superior del cabezal.

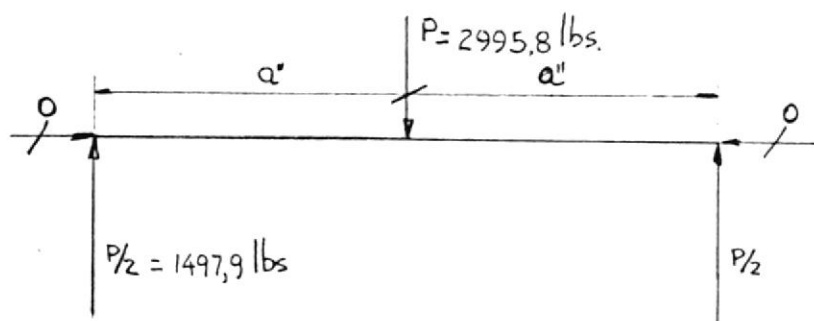


Fig. 40 Diagrama de Fuerzas.

Podemos apreciar en el gráfico que las fuerzas axiales son iguales a cero, cabe recordar de que este elevador de cangilones no está soportando la acción de medios externos como vientos ya que está localizado dentro del edificio.

El elevador de cangilones lo vamos a considerar para objeto de cálculo y si fuera de construirlo las canillas las haremos en tramos de 2 mts. y que al estar empernadas las podemos asumir como carga puntuales concentrada en el eje de las canillas y para efecto de cálculo las consideramos como columna corta utilizando las fórmulas empíricas para su solución ya que la de EULER es para columnas esbeltas.

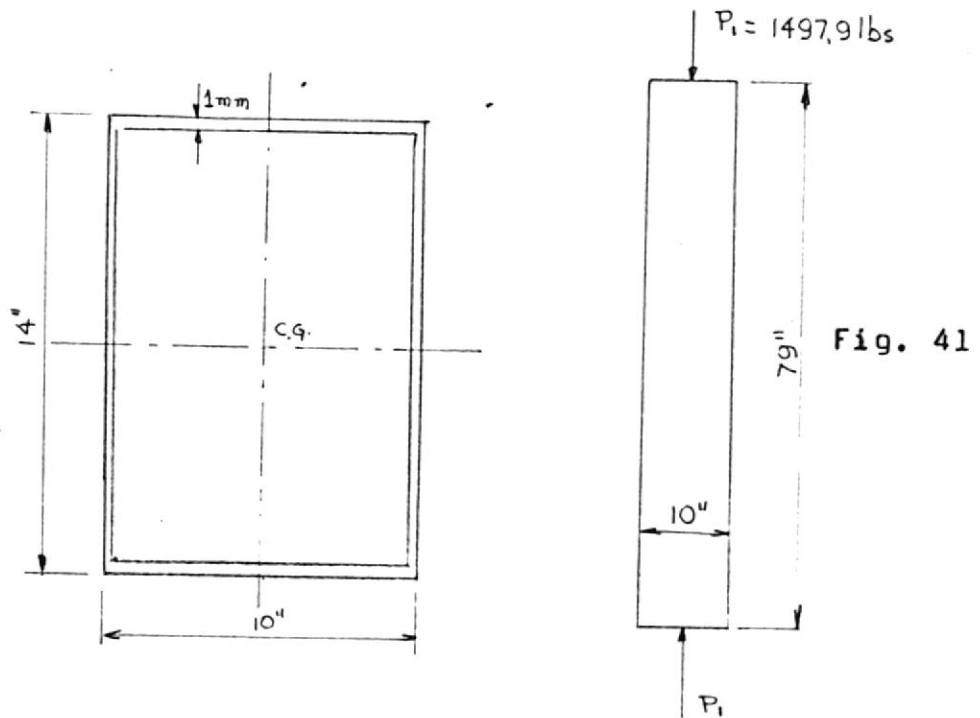
Tratándose de una solución por ecuaciones empíricas hemos de tomar la ecuación recomendada por la AISC.

$$\frac{P}{A} = 1.200 - 0,034 \left(\frac{L}{K}\right)^2 \text{ kg/cm}^2 \quad * \quad (\text{H.10})$$

Expresión válida para columnas con una esbeltez menor a 120, otra de las consideraciones es que a cada 2 metros lleva anillos de ángulo para unir los diversos elementos que conforman la canilla.

El material que hemos escogido para el cálculo es la de 1 mm. de espesor que corresponde al GAUGE 19.

Además conocemos las dimensiones que debe tener la columna y que quedan expresados en el gráfico.



$I_{cg} y-y$ = Momento de inercia con respecto al eje menor.

$$I_{cg} y-y = \frac{35,36 \times (25,4)^3 - 33,36 \times 23,4^3}{12} =$$

$$= \frac{(579.446,44 - 427.438,34) \text{ cm}^4}{12} =$$

$$= \frac{152.008,10 \text{ cm}^4}{12} = 12.667,34 \text{ cm}^4$$

A = área

$$A = (25,4 \times 35,36 - 23,4 \times 33,36) \text{ cm}^2 =$$

$$= 898,14 - 780,62 = 117,52 \text{ cm}^2$$

K = radio de giro

++

$$K = \sqrt{\frac{12.667,34 \text{ cm}^4}{117,52 \text{ cm}^2}} = \sqrt{107,79 \text{ cm}^2} = 10,38 \text{ cm}$$

$$K = 10,38 \text{ cm}$$

La relación de esbeltés es:

$$\frac{L}{K} = \frac{200 \text{ cm}}{10,38 \text{ cm}} = 19,27$$

Valor que nos indica que es una viga corta

Aplicando la ecuación de la AISC para columnas comprimidas entre 0 y 120:

$$\frac{P}{A} = 1200 - 0,034 (19,27)^2 = 1187,51 \text{ kg/cm}^2 \quad (\text{H.11})$$

$$\frac{P}{A} = \frac{679,32 \text{ kg}}{117,52} = 5,78 \text{ kg/cm}^2$$

5,78 kg/cm² es la carga que estamos aplicando sin embargo la columna así diseñada es capaz de soportar 1187,51 kg/cm² lo cuál nos está indicando que con el espesor de plancha escogido y de venta en el mercado estamos completamente seguros de que no habrá pandeo.

Se escogió esta plancha ya que si fuera de menor espesor su duración se vería comprometida por la calidad del material transportado que produce mucho desgaste.

$$b_1 \times h_1^3 = 1,1625 \times .569723 = .6623027 \text{ pie}^4$$

$$\begin{aligned} \text{restando: } & 675.328 \times 10^{-6} \text{ pie}^4 - 662.303 \times 10^{-6} \text{ pie}^4 = \\ & = 13025 \times 10^{-6} \text{ pie}^4 \end{aligned}$$

Lo cuál nos indica que con la plancha de acero de 1/20" que se la encuentra en el mercado estamos trabajando perfectamente además cabe recordar que las canillas están conformadas por varios tramos.

Cálculo del eje para la polea motriz o del cabezal

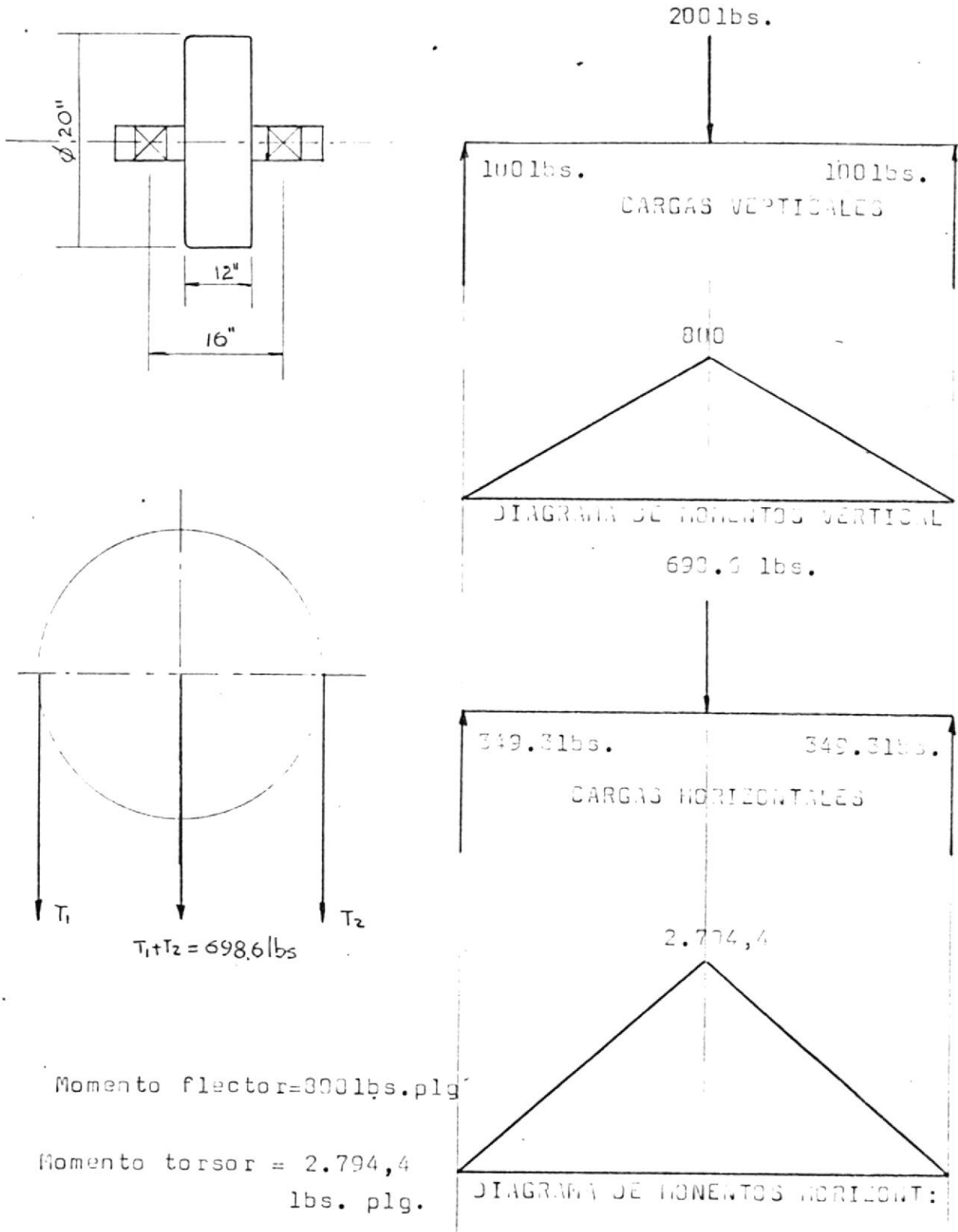


Fig.42 Diagrama de Fuerzas en el eje de la polea del cabezal.

De acuerdo con las teorías de Falla la más aconsejada para materiales dúctiles en el cálculo de ejes son:

Las teorías de la máxima tensión tangencial y la de la máxima tensión tangencial octaédrica.

Bansándonos en la primera teoría calculamos el diámetro del eje.

$$\frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + T^2} = 1/2 \frac{\sigma_c}{N} \quad (H.12)$$

$$\sigma_c = 90.000 \text{ Lb/pulg}^2; \quad M = 2.906,66 \text{ Lb-pulg}; \quad T = 2250 \text{ Lb-pulg}$$

$$N = 2$$

$$\frac{16}{\pi d^3} \times \sqrt{(2906,66)^2 + (2250)^2} = \frac{90.000}{4}$$

$$d^3 = \frac{16 \times 3675,75}{\pi \times 22500} = 0,832$$

$$d = 0,94 \text{ pulg}$$

Calculemos ahora con la segunda teoría enunciada

$$\frac{16}{\pi d^3} \sqrt{4 M^2 + 3 T^2} = \frac{\sigma_c}{N} \quad (H.13)$$

$$\frac{16}{\pi d^3} \sqrt{4 (2906,66)^2 + 3 (22,50)^2} = \frac{90.000}{2}$$

$$d^3 = \frac{16 \times 6998,73}{\pi \times 45.000} = 0,792$$

$$d = 0,925 \text{ pulg.}$$

Escogiendo la ecuación dada por el código ASME

Para un eje macizo y aplicando la ecuación del esfuerzo máximo cortante modificado mediante factores de choque tenemos:

S_s (permisible) = 6000 psi para un eje con cuñero según ASME.

$$d^3 = \frac{16}{\pi S_s} \sqrt{(K_b M_b)^2 + (K_t M_t)^2} \quad (H.14)$$

Para ejes en rotación con carga aplicada gradualmente.

$$^{++}K_b = 1,5 \quad K_t = 1,0$$

$$d^3 = \frac{16}{\pi \times 6.000} \sqrt{(1,5 \times 2906,66)^2 + (1,0 \times 2.250)^2} = 4,155$$

$$d = 1,61$$

Usaremos un eje de $1\frac{11}{16}$ pulgadas que es el diámetro de eje normalizado más cercano.

⁺⁺ Tomado de diseño de máquinas SCHAUM Pag. Nº 113.

Este valor obtenido es más conservador que los dos calculados anteriormente por lo cual aceptamos este último.

Cálculo de la velocidad crítica del eje

Todo eje debe ser calculado considerando cual es su velocidad crítica y evitar así que se produzca falla cuando esté trabajando a la velocidad crítica, a priori podemos asegurar que nuestro eje no va a fallar por esta circunstancia, pero sin embargo procederemos a confirmar nuestro acierto.

Como primer paso a dar en este cálculo debemos encontrar la deformación o flecha máxima en el eje, por lo cual consideramos como una viga simplemente apoyada y soportando una carga puntual.

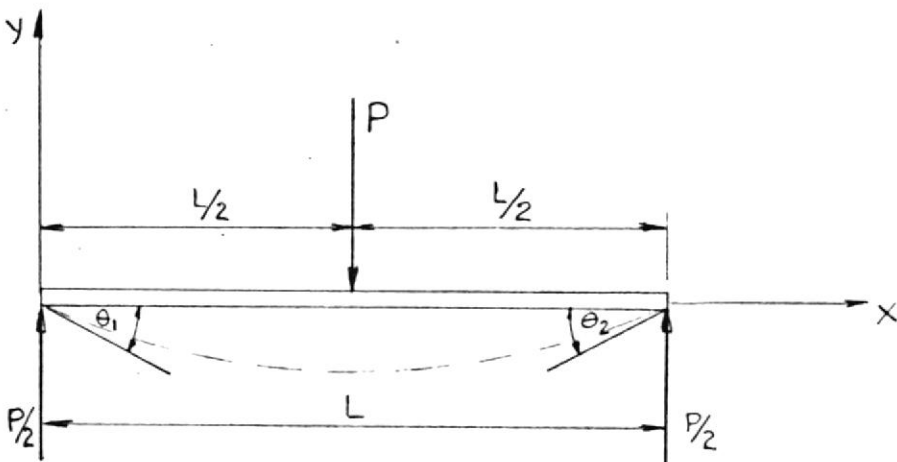


Fig. 43 deflexión del eje.

$$\delta = \frac{P \cdot L^3}{48 E I} \quad (H.15)$$

Tomamos esta fórmula puesto que la carga P está centrada en el eje y las chumaceiras pueden girar alrededor del eje Z :

$$\text{También debemos calcular } I_x = \frac{\pi D^4}{64}$$

$$E = 2,1 \times 10^6 \text{ kgf/cm}^2 = 30 \times 10^6 \text{ lb/cm}^2$$

$$I = \frac{\pi \times \left(\frac{1.11}{16}\right)^4}{64} = \frac{\pi \times (1,6375)^4}{64} = 0,398 \text{ pulg}^4$$

$$P = 898,6 \text{ Lbs}$$

$$\delta = \frac{898,6 \text{ Lbs} \times 16^3 \text{ pulg}^3}{48 \times 30 \times 10^6 \text{ lb/pulg}^2 \times 0,398 \text{ pulg}^4} = 6422,16 \times 10^{-6} \text{ pulg.}$$

$$\delta = 64,22 \times 10^{-4} \text{ pulg}$$

Para un eje de sección constante la velocidad crítica es la siguiente:

$$\omega_c = \sqrt{\frac{5}{4} \frac{g}{\delta_{\max}}} \text{ rad/seg} \quad (H.16)$$

$$g = \text{gravedad} = 386 \text{ pulg/seg}^2$$

$$\omega_c = \sqrt{\frac{5}{4} \frac{(386 \text{ pulg/seg}^2 \times 10^4)}{64,22 \text{ pulg}}} = 2,74 \times 10^2 \text{ rad./seg.}$$

⁺⁺ Resistencia de Materiales, SINGLER tabla 6-2 Pag.258.
⁺⁺ Diseño de Maquinas por SCHAMM'S .

$$n = 2,74 \text{ rad/seg} \frac{R}{2 \text{ rad}} = 43,62 \text{ RPS}$$

$$n = 2617,49 \text{ RPM}$$

$$n = \underline{2617 \text{ RPM}}$$

Este valor confirma lo expresado en líneas anteriores ya que nuestro eje va a trabajar solamente a 50 RPM.

CAPITULO III

I) Cálculos de soldaduras y Pernos

En el proceso de construcción del secador de vacío para conformar los diversos elementos que contribuyen al mismo hemos de usar soldadura y la que mejor presta es la soldadura eléctrica por su rapidez en la aplicación y por resistencia similar y aún mayor que las planchas a unir.

En la estructura del secador de ordinario vamos a encontrar dos tipos ordinarios de uniones soldadas las mismas que se conocen por soldadura a tope y en ángulo.

Las soldaduras a tope pueden actuar solo en tracción y en compresión mientras que las en ángulo soportan esfuerzos cortantes lo mismo que tracción y compresión y a veces flexión.

Las planchas para uniones a tope, pueden ser no bice-
ladas (ranuras cuadradas), biceladas solo en un lado, o bi-
celado por ambos lados; a la ranura se le da diversas for-
mas, tales como en V, U, J. Cuando no hay refuerzo, la prác-
tica usual es formar el cordón y luego mecanizarlo o amolar-
lo al ras.

Se supone que la resistencia de la soldadura de tope
es igual a la sección total de soldadura multiplicada por
la tensión de trabajo admisible en tracción o compresión -
para el material soldado.

Se considera como área total el producto de la longi-
tud de la soldadura por el espesor de la chapa más delgada
que se unen luego:

S_t = Tensión de trabajo

t = Espesor de la chapa

L = Longitud del cordón

F = Esfuerzo nominal medio

$$F = S_t \times t \times L \quad (I.1)$$

Para mayor seguridad conviene asignar una resistencia
relativa o rendimiento, de $N = 90\%$ o menos, hay que tener
en cuenta la concentración de esfuerzos debido a la discon-
tinuidad del cordón.

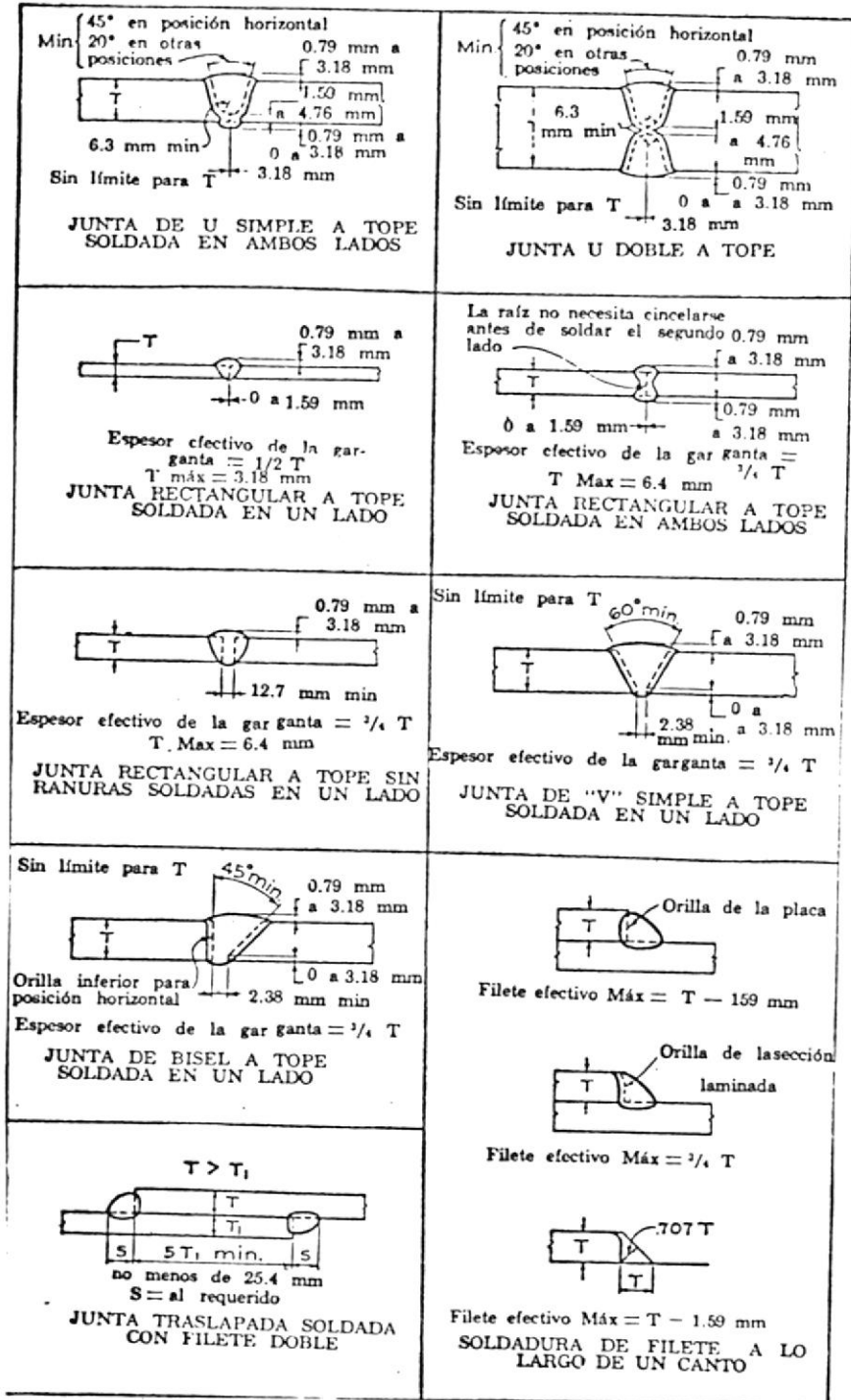


Fig.44

Diversos tipos de juntas soldadas.

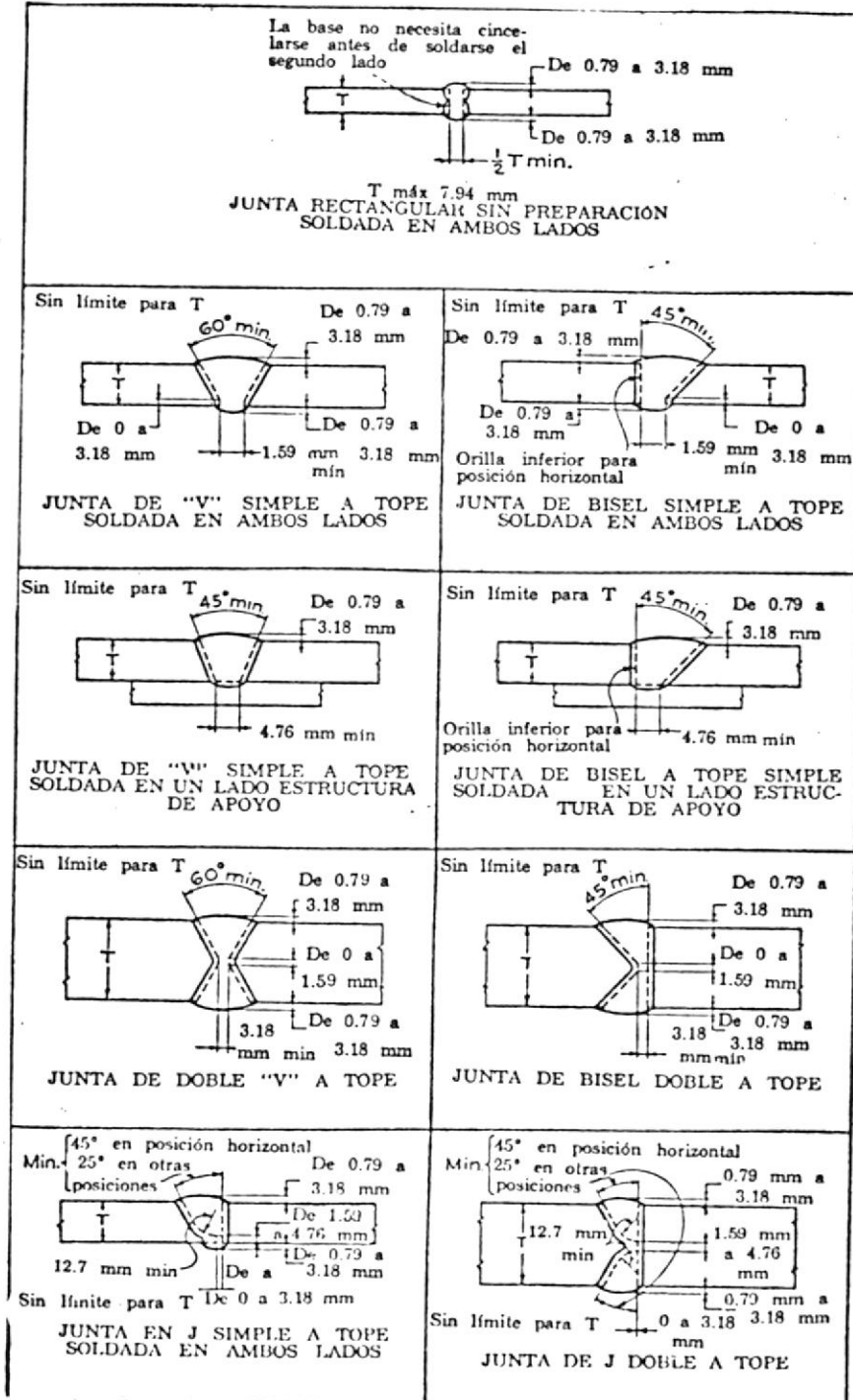


Fig. 45

Diversos tipos de juntas soldadas.

Resistencia de la Soldadura en Angulo

Estas soldaduras pueden estar cargadas transversalmente o longitudinalmente o formar cualquier otro ángulo con el vector fuerza F .

La sección de la soldadura normalizada tiene anchura de cordón o catetos iguales y la dimensión mínima de su sección se llama garganta. Evidentemente la sección representa a un triángulo isósceles rectángulo, con frecuencia los catetos b son iguales al espesor de la chapa también - pueden ser menores o uno mayor que otro.

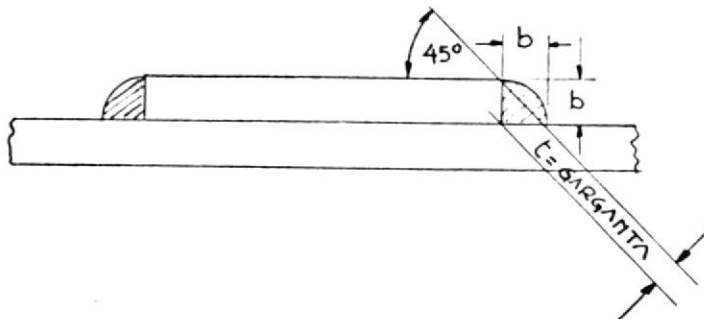
El esfuerzo nominal se considera como cizalladura, y el área que se supone que ha de resistir la carga es siempre la de la garganta, a causa de que las fallas de soldadura suelen ocurrir a través de esta.

El esfuerzo nominal se calcula por

$$F = S_s (2 tL) = 2 S_s LB \cos 45^\circ \quad (I.2)$$

donde t = garganta

$$t = b \cos 45^\circ \quad (I.3)$$



ESFUERZO DE CALCULO PARA UNIONES SOLDADAS

TABLA 3

Clase de Soldadura y esfuerzos	Soldadura no protegida			
	Carga Constante		Carga invertida	
Soldadura a Tope	Kg/cm ²	Ksi	Kg/cm ²	Ksi
Tracción	914	13	351	5
Compresión	1054	15	351	5
Cizalladuras	562	8	210	3
Soldaduras en ángulo	794	11.3	210	3
T O D A S				

En lo que respecta al secador este en su totalidad es tá construído por la plancha de 1/8" de espesor ó de GAUGE 10 de acero inoxidable, en cambio el condensador barométrico será la plancha de 1/16" ó GAUGE 16. El acondicionador estará construído con estructura de acero y planchas de aluminio.

(1) Para las soldaduras de Tope

$$F = S_t \times t \times L \tag{I.4}$$

$$S_t = 914 \text{ Kg/cm}^2 \text{ para carga constante}$$

$$t = 3,175 \text{ mm} = 0,3175 \text{ cm}$$

$$L = 1,50 \text{ m}$$

$$F = 914 \text{ Kg/cm}^2 \times 0,3175 \text{ cm} \times 150 \text{ cm}$$

$$F = 43.529,25 \text{ Kg de resistencia del}$$

cordón de soldadura de tope.

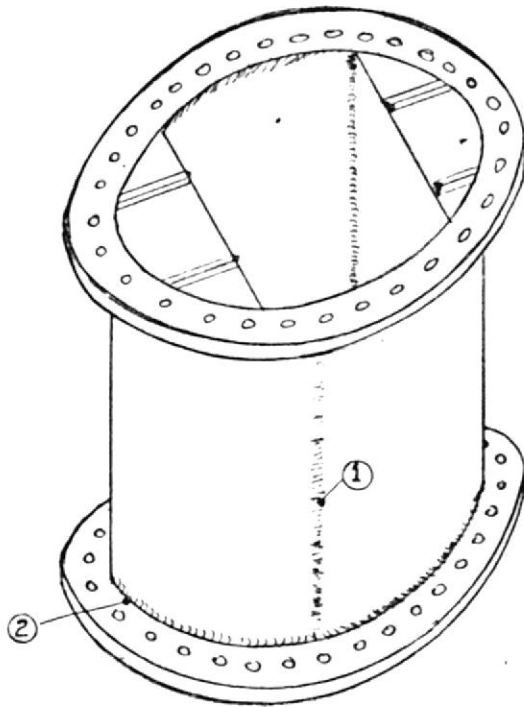


Fig. 46 Cuerpo del Secador.

(2) Para soldaduras en ángulo

$$F = 2 S_s L \cdot b \cos 45^\circ$$

$$L = \pi \times D - \pi \times 230 = 722,57 \text{ ctms.}$$

$$S_s = 794 \text{ kg/cm}^2$$

$$b = 0,3175 \text{ cm}$$

$$F = 2 (794 \text{ kg/cm}^2 \times 722,57 \text{ cm} \times 0,3175 \cos 45^\circ)$$

F = 257.607 Kg de resistencia del cordón de soldadura en ángulo.

PROPIEDADES MINIMAS DEL METAL DE SOLDADURA **

TABLA 4

NUMERO DE ELECTRODO AWS	RESISTENCIA A LA TRACCION LIMITE DE FLUENCIA				ALARGAMIENTO POR 100
	Kg/cm ²	PSI	Kg/cm ²	PSI	
E 60 xx	4.350	62.000	3.250	50.000	17-25
E 70 xx	4.920	70.000	4.000	57.000	22
E 80 xx	5.620	80.000	4.700	67.000	19
E 90 xx	6.330	90.000	5.400	77.000	14-17
E100 xx	7.030	100.000	6.000	87.000	13-16
E120 xx	8.440	120.000	7.500	107.000	14

Tenemos que la mejor se presta para nuestras necesidades en acero inoxidable es la designada por STAIN TRODE A-MO (CA-CC) que se lo identifica como punta negra sus especificaciones de trabajo son:

<u>Tamaños</u>	<u>Amperajes Recomendados</u>
2,4 mm (3/32")	40 - 70
3,2 mm (1/8")	55 - 100
4,0 mm (5/32")	80 - 135
CA -CC polaridad invertida	Resistencia a la tensión 80.000 PSI ó 6.197 Kg/cm ²

Esta misma guía aconseja que las planchas hasta calibre 10 pueden soldarse a tope cuadrado, las más gruesas de

** Según la guía de aleaciones y producto EUTECTIC.

ben bicelarse a 60° en "V".

Utilizando la tabla propuesta por VALENTIN EKSARNO de tablas y gráficos para cálculo de instalaciones industriales sección soldadura; la tabla para soldadura eléctrica nos indica que para una chapa de espesor de 3 mm es aconsejable el uso de un electrodo 2 mm y efectuar una pasada con una intensidad de corriente de 70 amperios de los electrodos disponibles por la EUTETIC escogemos el menor que es de 2.4 mm ($3/32$ ") y trabajo entre 40 y 70 amperios.

Cálculos de los Pernos

Nuestro cálculo radicará en los pernos que han de unir los diversos cuerpos que forman la columna secadora y su objetivo es prensar la junta que se pondrá entre ellos para mantener el vacío dentro del sistema y compensar las deformaciones de las bridas.

El material que estaremos usando para esta junta será caucho homogéneo en láminas de la casa GARLOCK de características suaves y una dureza de durómetro 60.

La presión de ajuste para esta junta será de $70\text{kg}/\text{cm}^2$ y tendrá un espesor de $1/8" = 3,175$ mm recomendado para vapor a baja presión, además fué escogida porque nuestra temperatura de trabajo no sobrepasa los 70°C y estamos trabajando a vacío.

La junta tendrá las siguientes dimensiones:

$$d_c = \text{diámetro exterior} = 238 \text{ cm}$$

$$d_i = \text{diámetro interior} = 230 \text{ cm}$$

La fuerza aparente será = F_a :

$$F_a = P \times A$$

$$F_a = 15 \frac{\pi}{4} (238^2 - 230^2) = 15 \times 2940,53 = 44.107,96 \text{ kg/cm}^2$$

Consideramos el caso de 66 pernos y encontramos el es fuerza que soporta el mismo que será netamente a tensión.

$$F_p = \frac{44.107,96 \text{ kg/cm}^2}{66} = 668,30 \text{ kg/cm}^2$$

$$A_p = \text{área del perno. } A_{p1} = \frac{(1,5 \cdot 24 \times F_p)}{S_y} \text{ para } (D = 19,05 \text{ mm})$$

$$A_p = \left(\frac{15,24 \times 668,30}{9140 \text{ kg/cm}^3} \right)^{2/3} \text{ kg/cm}^2 = 1,114^{2/3} \text{ cm}^2 = 1,074 \text{ cm}^2$$

$$\varnothing^2 = \underline{\underline{1,169 \text{ cm}^2}} \quad \text{el más próximo es 12 mm de diámetro.}$$

III K.- SELECCION DE LA BOMBA DE VACIO Y DE AGUA

Selección de la Bomba de Vacío

El secado a presión reducida queda definido por el empleo correcto de la bomba de vacío ya que gracias al descenso de presión disminuye notablemente la temperatura de ebullición, produciéndose en el cereal la vaporización de la humedad contenida.

El hecho más importante que hay que tener presente al calcular el desplazamiento o cilindrada de la bomba de vacío es que el aire sale saturado con vapor de agua.

Recordamos que nuestro condensador es del tipo barométrico, de contracorriente, situación ésta que nos permite utilizar las siguientes ecuaciones (tomado del manual del Ing. Químico de J. Perry).

$$V_{pc} = V_c \frac{(273 + t_{ac})}{(273 + t_o)} \frac{V_w (273 + t_{ac})}{(273 + 16)} \left(\frac{760}{P} \right) \left(\frac{P}{P_{ac}} \right)$$

60

$$P = P_{wc} + P_{ac}$$

$$V_c = \frac{W \cdot V_s \cdot a_c}{100}$$

$$V_w = \frac{Q}{W} \times 0,002$$

Q = cantidad de agua usada en el condensador Kg/h.

W = Peso del vapor condensado kg/hr.

t_0 = Temperatura de saturación del vapor que llega al condensador $^{\circ}\text{C}$.

V_s = Volúmen específico del vapor a t_0 m^3/kg .

t_{ac} = Temperatura del aire que sale del condensador en funcionamiento a contracorriente $^{\circ}\text{C}$; 2,5 a 6°C - más alta que el agua de entrada al condensador.

p_{wc} = presión parcial del vapor de agua en la mezcla aire-agua que sale del condensador en funcionamiento a contracorriente, mm Hg.

P = Presión total en el condensador mm hg.

p_{ac} = Presión parcial del aire en la mezcla aire-agua, que sale del condensador en el funcionamiento a contracorriente en mm Hg.

a_c = Aire en el vapor procedente del evaporador, porcentaje en volumen (de ordinario se supone que el agua de enfriamiento contiene un 2% de su volumen de aire disuelto).

V_c = Volumen de aire que entra en el condensador procedente de los evaporadores, medido a t_0 y P m^3/hr .

V_w = Volúmen del aire que entra en el condensador procedente del agua de enfriamiento medido a 16°C y 76 cm Hg.

V_{pc} = Desplazamiento o cilindrada de la bomba de aire m^3/min en funcionamiento a contracorriente.

$$W = 565,2 \text{ kg/h}$$

$$t_{ac} = 16^{\circ}\text{C}$$

$$t_0 = 52^{\circ}\text{C}$$

$$p_{wc} = 13,64 \text{ mm Hg.}$$

$$V_s = 10,968 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$P_{ac} = 103 - 13,64 = 89.36 \text{ mm Hg}$$

$$a_c = 0,2\%$$

$$P_b = 103 \text{ mm Hg.}$$

$$Q = 25.912,25 \text{ kg/h}$$

$$V_c = \frac{565,2 \times 10,968 \times 0,2}{100} = 12,40 \text{ m}^3$$

$$V_w = \frac{25.912,25 \text{ Kg}}{565,2 \text{ Kg}} \times 0,002 = 0,092 \text{ m}^3$$

$$V_{pc} = \frac{\left(12,40 \times \frac{273 + 16}{273 + 52} + 0,092 \times \frac{273+16}{273+16} \times \frac{760}{103} \right) \left(\frac{103}{89.36} \right)}{60}$$

$$V_{pe} = \frac{(12,40 \times 0,889 \times 0,092 \times 1 \times 7,38)}{60} 1,153$$

$$V_{DC} = 0,225 \text{ m}^3/\text{min} = 7,95 \text{ ft}^3/\text{min}$$

Este es el valor de la cilindrada que correspondería a la bomba, en el caso de que no se presentará la necesidad de mantener un vacío de 103 mm Hg que corresponde a un 87% de vacío.

Además deberemos considerar que el volumen del recinto donde se produce el vacío es de 15 m³ espacio este que alojará el vapor producido en el proceso de secado.

El condensador barométrico tiene una capacidad volumétrica equivalente a 1/3 de la torre y es aquí donde esta -

conectada la bomba de vacío, siendo el condensador barométrico el lugar en que básicamente mantendremos el 87% de vacío y en el mismo se producirá el flujo de vapor gracias a la condensación del mismo lo que nos origina una fuerte caída de presión la misma que será reforzada por la bomba de vacío; para lograr este objetivo escogemos una bomba - "ATLAS COPCO" tipo BE 60 y refrigerada por aire cuyas características fundamentales las podemos apreciar en el catálogo Sp 1426 y cuya copia está adjuntada en el apéndice.

Selección de la Bomba de Agua

Como paso previo a la selección de la bomba de agua hemos de determinar su capacidad neta requerida y la presión necesaria para que cumpla con las necesidades del condensador.

Bajo este punto de vista calculamos que la presión necesaria en la ducha (atomizador) era $1,295 \text{ kgf/cm}^2$ pero aún nos falta calcular la presión necesaria para compensar la altura y las pérdidas por fricción en la tubería; la ducha dentro del condensador barométrico, se encuentra a 14 metros a nivel del suelo, lo que representa una presión en la bomba de :

$$P_2 = \rho gh$$

$$P_2 = 1000 \text{ kg/m}^3 \times 9.81 \text{ m/seg}^2 \times 14 \text{ m} = 137.340 \text{ New/m}^2$$

$$P_2 = 137.340 \frac{\text{New}}{\text{m}^2} \times \frac{\text{Kgf}}{9.8 \text{ New} \times 10.000 \text{ cm}^2/\text{m}^2}$$

$$P_2 = \frac{137.340}{9,8 \times 10.000}$$

Calculamos tambien las pérdidas producidas por los accesorios que estan conformando la línea de conducción de agua en pies de tubería.

Pero es requisito básico el diámetro de la tubería y para este fin calculamos el diámetro sirviéndonos de la ecuación de continuidad.

$$Q = \rho AV$$

$$V = 1 \text{ m/seg (0,7-1,0 velocidad de agua por tuberías)}$$

$$\rho = 1.000 \text{ Kg/m}^3$$

$$Q = 25.912,25 \text{ Kg/h} = 7,193 \text{ Kg/seg}$$

$$A = \frac{Q}{\rho V} = \frac{7,193 \text{ Kg/seg}}{1.000 \text{ Kg/m}^3 \times 1 \text{ m/seg}} = 7.193 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$A = 71,93 \text{ cm}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 71,93}{\pi}} = 9,57 \text{ cm} = 3,7673''$$

La tubería más próxima es de 4" diámetro para el tipo

Los accesorios que conforman la línea de conducción son:

$$2 \text{ codos de } 4'' = 3,5 \text{ mts} \times 2 = 7,0 \text{ mts}$$

$$3 \text{ Te de } 4'' = 1,8 \text{ mts} \times 3 = 5,4 \text{ mts}$$

2 Válvulas de

$$\text{compuerta de } 4'' = 0,75 \text{ mts} \times 2 = \frac{1,5 \text{ mts}}{13,9 \text{ mts}}$$

La longitud total de tubería que tenemos es de 15 mts sumando a esta los 13,9 mts por accesorios tenemos 28,9 mts de tubería equivalente de 4".

$$N_{Re} = \frac{VD}{\nu}$$

$$V = 1 \text{ m/seg}$$

$$D = 10,23 \text{ ctm}$$

$$\nu_{10^{\circ}\text{C}} = 1,31 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{seg}$$

$$N_{Re} = \frac{1 \text{ m/seg} \times 10,23 \times 10^{-2} \text{ mts}}{1,31 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{seg}} = 7,81 \times 10^4$$

Utilizando el diagrama de Moody para hierro galvanizado.

$$\epsilon = 0,0152$$

$$\text{Rugosidad relativa} = \frac{\epsilon}{D} = \frac{0,0152 \text{ ctm}}{10,23 \text{ ctm}} =$$

$$\frac{\epsilon}{D} = 0,001486 \approx 0,0015$$

Con el número de Reynolds y rugosidad relativa encontramos el coeficiente de rozamiento $f = 0,0245$

$$f = \frac{hf}{\frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}} \quad (\text{fórmula de Darcy - Weisbach})$$

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}$$

$$h_f = \frac{0,0245 \times 28,9 \text{ mts} \times 1 \text{ m}^2/\text{seg}^2}{10,23 \times 10^{-2} \text{ m} \times 2 \times 9,81 \text{ m}/\text{seg}^2}$$

$$h_f = 0,353 \text{ mts.}$$

$$P_3 = \frac{\delta \times hf}{10^4}$$

$$\delta = 1.000 \text{ Kg}/\text{m}^3$$

$$P_3 = \frac{1.000 \text{ Kg}/\text{m}^3 \times 0,353 \text{ mts}}{10^4 \text{ cm}^2/\text{m}^2}$$

$$h_f = 0,353 \text{ mts}$$

$$P_3 = 0,0353 \text{ Kg}/\text{cm}^2$$

La presión total requerida por la bomba de agua será el sumatorio de todas las pérdidas calculadas en el sistema.

$$P_t = P_1 + P_2 + P_3$$

$$P_t = 1,296 \text{ kg/cm}^2 + 1,40 \text{ kg/cm}^2 + 0,0353 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_t = 2,7313 \text{ kgf/cm}^2$$

P_B = presión de la bomba

$$P_B = P_t + 10\% P_t = 2,7313 + 0,27313 = 3,00443$$

$$P_B = 3,0044 \text{ Kg/cm}^2$$

El caudal necesario es de 431.87 lt/min pero en la bomba calcularemos una reserva del 20%.

$$Q_B = 431.87 + 86.374 = 518.244 \text{ lts/min}$$

Al seleccionar la bomba bajo ningún concepto nos pondremos por debajo de estas condiciones es decir:

Presión mínima de la bomba = 3,0044 kgf/cm²

Caudal mínimo de la bomba = 518,244 lts/min

De acuerdo al boletín Nº 3060 de la CRANE DENING PUMPS una de cuyas copias adjuntamos al final seleccionamos 3 tipos de bombas que cumplen nuestros requisitos y ellos son:

A - 60 con 1750 RPM

A - 8 con 3500 RPM

A - 10 con 3500 RPM

De la observación de las curvas de rendimiento optamos por descartar la tipo A-8, pero podemos apreciar que la A-10 con variar el motor nos descubre un amplio rango de capacidad de bombeo y presión razón esta por la cual seleccionamos y con un motor de 7 1/2 B HP y a 3.500 RPM.

Dicha selección se la puede apreciar en la copia adjuta en el apéndice y que corresponde al boletín N° 3060.

III .- L) SELECCION DE LA UNIDAD DE GENERACION DE VAPOR

Si disponemos ya de un sistema de generación de vapor y tenga capacidad suficiente está por demás incluir una caldera para este fin, puesto que del existente se puede muy bien tomar una línea que nos lleve vapor al sistema el mismo que requiere solo de 914 kg/h y a una presión de 0,5 Kg/cm².

De no existir en la planta hemos de escoger una caldera la misma que deberá trabajar a 15 PSI para vapor a baja presión y con una generación de 2070 libras/h. de vapor a 212°F. Chequeando los catálogos de la YORK-SHIMPLEY, INC. (USA) y DISTRAL (COLOMBIA) concluimos que ambas nos recomiendan una caldera de 60 HP sea de 3 pasos modelo D-360 y la de tipo DISTRAL y en cuyo catálogo adjunto podemos apreciar los aspectos que nos hicieron decidir, entre ellos el poder trabajar con 3 combustibles y consumir menos que la D-260.

III .-D) CALCULO DE LOS AISLAMIENTOS TERMICOS

El objetivo al poner aislante en la torre de secado es el evitar que se produzca condensación del vapor originado por la vaporización de la humedad contenida en el cereal, como efecto de la temperatura ambiente de 13°C que circunda la torre.

Como la temperatura de el vapor saturado nunca llegará a 100°C optaremos por escoger un material aislante cuyo comportamiento óptimo está dentro de esta temperatura; dos son los materiales aconsejados para trabajar en un rango de 40°C a 150°C , el fieltro de pelo vacuno ó el cartón de amianto, pudiendo trabajar con lana de vidrio de no encontrar estos en nuestro mercado.

Recordamos que el material usado en la construcción de la torre de secado es acero inoxidable con un espesor de $1/16''$.

Como una primera escogeremos la máxima temperatura a que se llegara en el sistema es decir 100°C y de esta forma estamos preservando el buen funcionamiento del sistema.

El diámetro interior de la torre de secado al vacío tendrá 2.300 mm y el exterior 2.306 mm .

Las conductividades térmicas de los materiales que

conforman el sistema los tomamos de el APENDICE de transmisión de calor de Mc ADAMS.

K_1 = Conductividad térmica del acero inoxidable-
TIPO 304.

K_2 = Conductividad térmica del fieltro de pelo vacuno-
(aislante)

$$K_1 = 13.987 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/m} \quad K_2 = 0,033 \text{ kc/h } ^\circ\text{C/m}$$

El cálculo del espesor de la capa de material aislante esta determinado por las siguientes condiciones.

La torre de secado se la considera como un ducto dentro del cual se produce vapor a 100°C como resultado de la evaporización como máximo caso y las cuales están fluyendo hacia el condensador barométrico.

Externamente a la torre de secado hay convención libre, en consecuencia el flujo de calor por unidad de longitud de la tubería será:

$$Q = \frac{2\pi L (T - t_a)}{\sum \left(\frac{1}{h_r} + \frac{\ln(r/R)}{k} \right)} = \frac{2\pi L \Delta T}{\sum R}$$

Fórmula de espesor crítico del aislamiento en la tuberías (transmisión de calor de A.J.CHAMPAN) y cuya terminología es la siguiente:

L = Longitud de la torre

T = T-to = caída de temperatura entre el vapor de la torre y el medio ambiente.

$\frac{1}{K} \ln \frac{R}{r}$ = Resistencia térmica, del aislante y del acero.

$\frac{1}{hr}$ = Resistencia térmica debido a la película superficial de fluidos, tanto en el interior como el exterior de la torre.

Con la ayuda de el dibujo adjunto, podemos establecer la fórmula correcta para nuestro problema

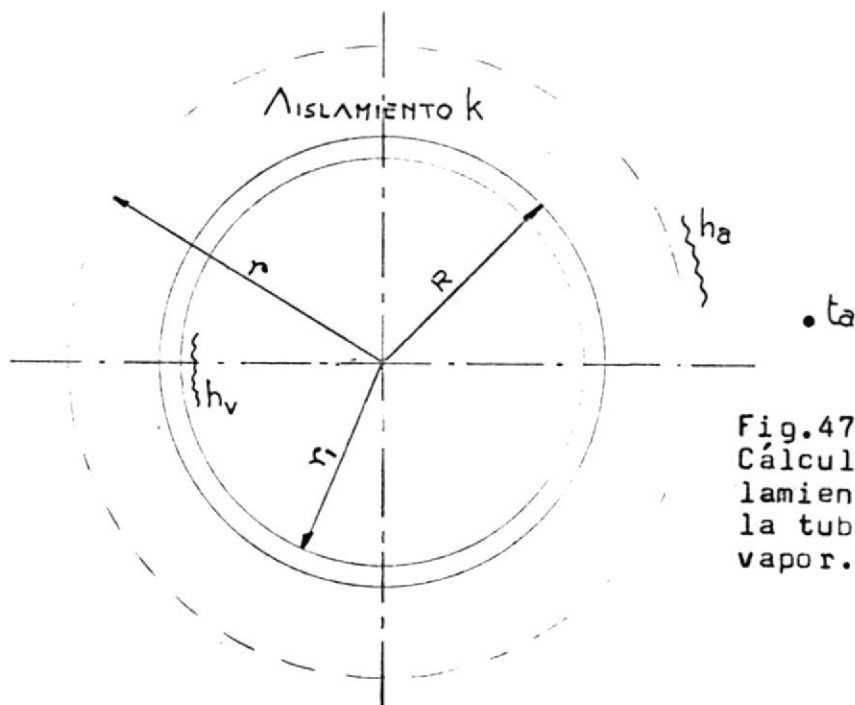


Fig.47
Cálculo del aislamiento para la tubería de vapor.

En consecuencia tendremos que:

$$R = \frac{1}{K_1} \ln \frac{R}{r_1} + \frac{1}{K_2} \ln \frac{r}{R} + \frac{1}{h_v r_1} + \frac{1}{h_a \cdot r}$$

En la ecuación presentada nos hace falta determinar h_v

y $\underline{h_a}$ que son respectivamente.

h_v = Conductividad térmica del lado del vapor.

h_a = Conductividad térmica del lado del aire.

Pero al referirnos a la conductividad térmica, hemos de analizar la naturaleza del flujo y de esta forma escoger la ecuación adecuada.

Salta a la vista que la transferencia se produce por convección forzada por el hecho de tener una bomba produciendo el vacío en el sistema; la determinación, si el flujo es laminar o turbulento lo verificaremos a través del número de Reynolds, tanto en la torre de secado como en el ducto que une ésta con el condensador barométrico así:

Q = Flujo de masa evaporada al disminuir la humedad del cereal de 19% a 14%.

D = Diámetro del ducto que une la torre con el condensador.

D_e = Diámetro equivalente del área donde se acumula el vapor en la torre de secado.

Cálculo del NR_e para el Ducto:

$$Q = \rho AV$$

$$V = \frac{Q}{\rho A}$$

$$\rho = \frac{1}{V}$$

$$V = \frac{9,42 \text{ Kg/min} \times 10,968 \text{ m}^3/\text{Kg}}{12,57 \times 10^{-2} \text{ m}^2} = 822 \text{ m/min}$$

$$R_e = \frac{VD\rho}{\mu} = \frac{822 \text{ m/min} \times 0,41 \text{ m}}{60 \text{ seg/min} \times 5,4 \times 10^{-4} \text{ Kg/m seg} \times 10,968 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

$$R_c = 948,38 \text{ FLUJO LAMINAR}$$

Cálculo del NR_e para el área libre en la torre

$$D_h = \frac{4 A_t}{P_h}$$

$$A_1 = \frac{\pi \times 2,30^2}{4} = 4,15 \text{ m}^2 \quad A_2 = (1,5)^2 = 2,25 \text{ m}^2$$

$$A_3 = A_1 - A_2 = 4,15 \text{ m}^2 - 2,25 \text{ m}^2 = 1,9 \text{ m}^2$$

$$A_t = \frac{A_3}{2} = 1,9/2 = 0,95 \text{ m}^2 \quad A_t = 0,95 \text{ m}^2$$

$$P_H = P_1 + P_2$$

$$P_1 = D/2 = 3,62 \text{ m} \quad P_2 = 2 \times 1,50 = 3,0 \text{ m}$$

$$P_H = 3,62 + 3,0 \text{ m} = 6,62 \text{ m}$$

$$D_c = \frac{4 \times (0,95) \text{ m}^2}{6,62 \text{ m}} = 0,574 \text{ m}$$

$$A = \frac{\pi \times 5,74^2 \times 10^{-2}}{4} = 0,26 \text{ m}^2$$

$$V = \frac{Q}{\rho A} = \frac{9,42 \text{ kg/min} \times 10,958 \text{ m}^3/\text{kg}}{0,26 \text{ m}^2} = 397,4 \text{ m/min}$$

$$R_e = \frac{VD_c \rho}{\mu} = \frac{397,4 \text{ m/min} \times 0,574 \text{ m}}{60 \text{ useg/min} \times 10,968 \text{ m}^3/\text{kg} \times 5,4 \times 10^{-4} \text{ kg/mseg}} = 642$$

$R_e = 642$ Flujo Laminar

Como podemos apreciar tanto en la torre como en el ducto el vapor se comporta con flujo laminar, en vista de este analisis podemos deducir que las ecuaciones a utilizar seran para transferencia de calor en convección forzada con flujo laminar.

Bajo estas circunstancias escogemos la ecuación (7,32) de "HEAT AND MASS TRANSFER DE ECKERT DRAKE".

$$\frac{h_v D}{k} = 3,65$$

$$h_v = \frac{k}{D} \times 3,65 = \frac{2,071 \times 10^{-2} \text{ kcal/h m}^{\circ}\text{C} \times 3,65}{2,300 \text{ m}}$$

$$\text{Kcal/h m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$H_v = 3.286 \times 10^{-2} \text{ kcal/h m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

h_v es el coeficiente de transferencia dentro de la torre de secado.

El secador de vacío como hemos dicho en páginas anteriores estará ubicado dentro de un edificio pero consideramos para efecto de cálculo la temperatura ambiente media es decir 13°C.

La convección se producirá a régimen libre y a presión normal, como paso previo deberemos determinar el número de GRASHOF (Gr) y poder seleccionar la fórmula aconsejada de acuerdo a los intervalos en cada caso:

$$Gr = 1.73g (T_{SUP}-t_{amb}) \mu^{3/4}$$

La temperatura de la superficie es un parámetro que nosotros escogeremos y de tal forma que su selección no implique un espesor demasiado elevado de aislante con esta seguridad escogeremos un valor de temperatura de la superficie de 10 grados sobre el ambiente promedio es decir 23°C Centígrado.

El valor de Gr lo podemos calcular de los valores tomados de la tabla A7 de A.J. CHAPMAN para la temperatura media de

$$T_m = \frac{T_{sup} + T_{amb}}{2} = \frac{52 + 13}{2} = 32,5^{\circ}C$$

Interpolando los valores de la tabla A7 de transmisión de calor de A.J. CHAPMAN tenemos:

$$\begin{aligned} &= 1,213 \text{ Kg/m}^3 & g &= 9,8 \text{ m/seg}^2 \\ &= 68,45 \times 10^{-3} \text{ Kg/h m} & &= \frac{1}{286} = 0,0035 \frac{1}{\text{°K}} \end{aligned}$$

$$K = 22,22 \times 10^{-3} \text{ Kcal/h m}^{\circ}\text{C} \quad \text{pr} = 0,7105$$

$$\text{Gr} = g (T_{\text{sup}} - T_{\text{amb}}) L^3 / 2$$

$$\text{Gr} = (1,1985)^2 \times 0,0035 \times 9,8 \times 39 \times 6^3 / (68,45 \times 10^{-3})^2 = 8,86 \times 10^4$$

$$\text{Gr} \times \text{Pr} = 8,86 \times 10^4 \times 0,7105 = 6,30 \times 10^4$$

En concordancia con la teoría para convección libre al rededor de cilindros verticales tenemos la ecuación 9,12 to mada de transferencia de calor de (CHAPMAN) que se expresa así:

$$10^4 < (\text{NGR} \times \text{NPR}) < 10^9$$

$$C = 0,59 \quad m = 1/4$$

Y aplicamos la ecuación 9.10 de CHAPMAN

$$\text{Nu} = C (\text{NGR} \times \text{NPR})^m$$

$$\text{Nu} = 0,59 (6,30 \times 10^4)^{1/4} = 9,35$$

$$h_a = \frac{9,35 \times 22,22 \times 10^{-3}}{2,306} = 9,01 \times 10^{-2} \text{ Kcal/h m}^2 \text{ °C}$$

Del estudio de la ecuación 1 - 13 de F. KREITH "Trans

ferencia de calor" para el calor transferido por convección entre una superficie y un fluido "Ley de enfriamiento de Newton".

$$Q_c = h_a A \Delta T$$

Podemos calcular "r", valor que nos ayudará a determinar el espesor del aislante más adecuado.

Esta ecuación nos permitirá encontrar el calor perdido en función de "r" valor que igualado a la primera ecuación planteada nos hará conocer "r" y a su vez por su solución matemática el espesor del aislamiento.

$$Q = h_a 2\pi r L (T_a - T_{ais})$$

$$Q = 9,01 \times 10^{-2} \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \times 2 \times \pi \times 6 \text{ m} \times (-10^\circ\text{C})$$

$$Q = 33.97 \text{ r Kcal/h m}$$

El calor perdido por la superficie del ducto al ambiente deberá ser igual al calor que se pierde por convección desde el gas a la superficie exterior del aislamiento, la igualación de estas dos ecuaciones de calor planteadas nos permitirá encontrar r.

$$\frac{2\pi r L (T_{ais} - T_v)}{\frac{1}{K_1} \ln \frac{R}{r_1} + \frac{1}{K_2} \ln \frac{r}{R} + \frac{1}{hvr_1}} = 33.97 \text{ r}$$

El cálculo del aislamiento haremos considerando los resultados obtenidos anteriormente los que nos indican - se trata de un flujo laminar.

$$\frac{1}{13,987} \ln \frac{2,300/2}{2,306/2} + \frac{1}{0,033} \ln \frac{r}{1,153} + \frac{1}{3,286 \times 10^{-2} \times 1,15} = 33,97r$$

$$32,18 = -r (30,3 \ln r + 22,16)$$

$$1,062 = r (\ln 1/r - 0,73)$$

$$r = 1,183 \text{ m}$$

$$e = r - R = 1,183 - 1,153 = 0,030 \text{ m}$$

$$e = 30 \text{ mm}$$

En el caso de no encontrarse en el mercado fieltro de pelo vacuno tenemos como alternativa la lana de vidrio en la especificación de 64 Kg/m³ que a 93°C K=0,0472Kcal/h m°C.

Efectuados los cálculos encontramos que r es 1,188 m lo cual nos da un espesor de 35 mm es decir 5 mm mayor que el primeramente nombrado.

Cabe acotar que en el mercado nacional encontramos - rollos de lana de vidrio de 50' de long x 4' de ancho x 1" de espesor y corresponde al tipo A9-R200-000.

A través del cálculo podemos apreciar que el espesor del aislamiento es de 3,0 ctm. en el caso de tratarse de fieltro de pelo vacuno, por cualquier situación dentro del país no podríamos conseguir fieltro, nuestros cálculos no sufrirían mayores variaciones puesto que la lana de vidrio

tiene similar coeficiente de transferencia,

Una vez conocido el valor de r podemos calcular el valor de calor perdido a través del aislamiento.

$$Q = ha^2 rL (t_{amb} - t_{sup})$$

$$Q = 9.01 \times 10^{-2} \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \times 6,2832 \times 1,183 \text{ m} \times 6 \text{ m} \times 10^\circ\text{C}$$

$$Q = \underline{40,18 \text{ Kcal/h}}$$

En lo que respecta a las tuberías de vapor en la conducción y retorno usaremos en el primer caso rollos y en el segundo caso tubos preformados con corte longitudinal para efecto de bisagra y que existe un stock en nuestro mercado desde 1/2" hasta 4" con espesor de 1" suficiente para el retorno.

CAPITULO IV

a) Cálculo y Selección del equipo adicional

Para asegurar la buena marcha del sistema en general, el mismo que esta constituido por un sinnúmero de accesorios, y equipos adicionales los mismo que hemos de ir insertando en cada línea del sistema.

Refirámonos primeramente al sistema de alimentación el mismo que deberá ser controlado por sistema neumático, tanto para el control de la carga, a las tolvas como para el de las tolvas para mantener el vacío dentro de la torre de secado todas ellas recibirán aire comprimido de un compresor de 6,5 ATM pero con una presión de trabajo de 4 ATM y de esta forma compensar las pérdidas en las líneas por fric ciones por los accesorios.

Para seleccionar el compresor adecuado de acuerdo al volumen, de acuerdo al manual de instrumentación aplicada Tomo II D. Considine y S.D. Ross, consideramos como tomas de aire los puntos donde actúan las 6 válvulas recomiendan 1/2 pie cúbico de aire por toma y su cálculo es el siguiente.

$$6 \text{ tomas} \times .5 + .6 = 3.6 \text{ pies}^3 / \text{min}$$

.6 representa el 20% de ñ 6 x .5 como rango de seguridad.

Escogeremos de acuerdo al catálogo de equipos de Moto compresores IHM tomamos el modelo x-1.

MODELO 1-XI-20

VELOCIDAD COMPRESOR RPM	=	400-500
DESPLAZAMIENTO P.C.M.	=	3.8-4.7
PRESION MAXIMA Lb/pulg ²	=	150-100
POTENCIA MOTOR HP	=	1 - 1
CAP. TANQUE GAL	=	20 - 20

Analizando la velocidad de los 2 modelos nos decidimos por el de 500 RPM ya que los dos tienen igual costo.

Recordaremos que a la salida de la linea del compresor adjuntamos un filtro de aire un regulador de presión y un lubricador de aceite.

El movimiento de las esclusas esta programado de acuerdo a relojes controlados por excentricas de acuerdo a la capacidad que deseamos pasar por el secador.

En el sistema de recolección de condensado tenemos tres tipos de trampas, de flotador termostáticas y de balde invertido; de estas expuestas la más indicada para nuestro tipo de trabajo ya que son cargas livianas.

Para la línea de vapor requerimos válvulas de compuerta, los mismos que estarán de acuerdo a nuestros requerimientos de acuerdo a las tuberías.

En cada cuerpo usaremos a la entrada del vapor válvulas de seguridad. Para el control de los niveles dentro de la torre usaremos detector de nivel tipo SCI NIVOPILOT.

Requerimos dentro de el sistema para el control de las temperaturas del cereal termómetros o termógrafos y usaremos los correspondientes al tipo DS del código B11 - DBH3-003 con rango de temperatura de -30°C a 150°C que termómetro bimetalico.

Tratándose del control de la presión usaremos manómetros de diafragma de 0kg a 3 kg clasificando con el código B11 DM3-003.

CAPITULO V

ANALISIS ECONOMICO

De el analisis económico que insertamos en las páginas subsiguientes podremos determinar los alcances del proyecto que analizamos en cada uno de los capitulos precedentes.

Destacaremos que este equipo fabricado por la compañía BULHER MIAG en ALEMANIA tiene un valor CIF de 5'200.000,00 sucres.

Pero este mismo equipo, como a continuación quedará de mostrado es factible de construirlo en nuestro país ya que contamos para ello con profesionales muy capaces y de existir el apoyo del gobierno o de algún industrial para culminar este estudio con su fabricación; se podrá hacer una evaluación de lo que puede hacer la pequeña industria en el campo de fabricación de equipos.

Si bien es cierto que la materia prima debemos importarla directamente, o comprar en el mercado nacional a importadores particulares lo que hará variar los costos pero sin embargo de existir estos haberes nos estarán demostrando a la sociedad de su factibilidad.

Es mi deber exponer que parte de los equipos serán cotizados independientemente ya que su función dentro del - equipo esta supeditada a lograr los objetivos planteados.

A continuación desglosamos los costos de materia prima de acuerdo con los cálculos efectuados en el análisis técnico de INGENIERIA DEL PROYECTO.

SECADOR DE VACIO PARA CEREALES DE BULHER MIAG

SECADOR DE VACIO PARA CEREALES

INCLUIDO CALDERO (CÍF)	S/	5'200,000,00
GASTOS DE INTERNACION (4,75%)	"	247.000,00
VALOR EX-AJUANA	"	5'447.000,00
DERECHOS ARANCELARIOS Y TRANSPORTE (3.0%)	"	163.410,00
VALOR EN LA PLANTA	"	5'610.410,00
INSTALACION Y MONTAJE (20%)	"	1'122.000,00
COSTO TOTAL	"	6'732.410,00

COSTO DE FABRICACION EN ECUADOR

MANO DE OBRA DIRECTA

2 MECANICOS GENERALES	S/ 120 c/dia	S/ 240,00
2 SOLDADORES	" 115 "	" 230,00
2 MECANICOS AJUSTADORES	" 105 "	" 210,00
1 HOJALATERO	" 115 "	" 115,00
6 AYUDANTES	" 86 "	" 516,00
1 SUPERVISOR	" 200 "	" 200,00
1 INGENIERO	" 400 "	" 400,00
TOTAL		S/1.911,00

TIEMPO OPTIMIZADO PARA LA OBRA 60 DIAS LO QUE SIGNIFICA
S/ 114.660,00

MANO DE OBRA DIRECTA

114.660,00

1 COMPRESOR 2HP	S/	22.000,00
1 VENTILADOR CON MOTOR DE 16,22 BHP DE 13110 CFM		53.000,00
1 BOMBA DE VACIO	"	100.000,00
1 BOMBA DE AGUA 7 HP 30,48 m	"	15.000,00
1 CALDERO DE 60 HP	"	300.000,00
1 VALVULA DE REGULACION DE 1"	"	13.640,00
6 mts. TUBERIA DE H.N. CON COSTURA DE 4" \varnothing	"	3.060,00
4 VALVULAS DE COMPUERTA 3" H.N.	"	16.000,00
1 MONOMETRO DE 4" DE 0 a 8 KG	"	470,00
8 CODOS DE 3"	"	3.120,00
4 VALVULAS DE SEGURIDAD DE 3/4"	"	8.000,00
6 mts. TUBERIA DE H.N. DE 1 ¹ / ₂ " \varnothing	"	1.110,00
22 " " " " " 3" \varnothing	"	8.140,00
24 NUDOS DE 1 ¹ / ₂ " \varnothing	"	2.250,00
24 NUDOS DE 3/8" \varnothing	"	500,00
6 mts. TUBERIA DE 1 ¹ / ₄ "	"	1.000,00
8 CODOS DE 3/4"	"	480,00
16 mts. DE TUBERIA DE 3/4" \varnothing	"	1.920,00
4 TRAMPAS DE FLOTADOR DE 3/4" \varnothing	"	8.230,00
20 ANGULOS 40 x 40 x 4 DE 6 m.	"	5.600,00
200 PLANCHAS DE HIERRO NEGRO DE 4'x3'x 1/16	"	36.000,00
35 PLANCHAS DE HIERRO NEGRO DE 4'x 8' x 1/20	"	13.000,00
6 PLANCHAS DE ACERO INOXIDABLE DE 4'x 8'x 1/8	"	42.000,00
2 PERFILES EN <u>U</u> DE 75	"	1.800,00
6 TUBOS PARA AGUA DE 2" \varnothing DE 6m.	"	7.200,00
2 MOTORES REDUCTORES Y MOTOR DE 2 HP	"	20.000,00
1 CONTROL DE NIVEL	"	10.000,00
4 PISTONES NEUMATICOS	"	20.000,00

1 ANGULO DE 30 x 30 x 4 DE 6m.	S/	260,00
20 ANGULOS DE 50 x 50 x 5 DE 6 m.	"	10.000,00
6 TUBOS PARA AGUA DE 4"Ø DE 6m.	"	10.000,00
1 PLANCHA DE HIERRO DE 4'x 8'x 1/2"	"	4.000,00
12 TUBOS PARA AGUA DE 2"Ø DE 6m.	"	13.200,00
14 CODOS DE 2"Ø PARA AGUA	"	700,00
8 NUDOS DE 2"Ø PARA AGUA	"	560,00
2 VALVULAS DE CHEQUE	"	1.440,00
5 VALVULAS DE COMPUERTA DE 2"	"	2.750,00
1 VALVULA DE COMPUERTA DE 4"	"	1.100,00
2 VALVULAS DE COMPUERTA DE 1"	"	880,00
5 MONOMETROS DE 2 ¹ / ₂ PARA 0 A 8 KG	"	1.425,00
1 VALVULA DE AIREACION	"	10.000,00
25 LBS. DE JUNTA GAROLOCK 7992 DE 1/16	"	6.375,00
40 PLANCHAS DE ALUMINIO DE 1m x 2m	"	18.000,00
10 PLANCHAS DE HIERRO GALVALNIZADO 4'x 8'x 1/32 "	"	2.400,00
5 ROLLOS DE LANA DE VIDRIO DE 4'x 50'x 1"	"	9.500,00
2 mts. DE CAÑOS DE LANA DE VIDRIO DE 4"	"	580,00
22 mts. DE CAÑOS DE LANA DE VIDRIO DE 3"	"	5.610,00
16 mts. DE CAÑOS DE LANA DE VIDRIO DE 3/4"	"	2.400
4 TERMOGRAFOS	"	48.000,00
	S/	<u>1'771,830,00</u>

MATERIA PRIMA	S/ 1'771.830,00
MANO DE OBRA DIRECTA (2 MESES)	" 114.660,00
DEPRESIACION DE EQUIPOS (2 MESES)	" 200.000,00
MANO DE OBRA DIRECTA (PARTE ELECTRICA)	" <u>1'000.000,00</u>
TOTAL	S/ 3'086.490,00
IMPREVISTOS 10%	<u>308.649,00</u>
T O T A L	S/ <u><u>3'395.039,00</u></u>

CAPITULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Del análisis de cada uno de los capítulos expuestos en el presente trabajo podemos confirmar lo que con antelación habíamos aseverado era factible de realizarlo.

Del análisis económico podemos establecer que el costo de fabricación en el país alcanza un valor de S/ 3'395.039,00 que comparado con el valor CIF de Alemania corresponde a S/ 5'200.000,00 arrojándonos una diferencia de S/ 1'804.961,00 diferencia que bien podría ser considerada utilidad si se vendería al valor CIF de Alemania ya que nosotros no pagaríamos gastos de internación, derechos Arancelarios y transporte fuera de un alto costo de montaje e instalación lo cual elevaría el valor de la planta de secado a un valor de S/ 6'732.410,00 de ser importada.

Como podemos apreciar aparte de generar fuentes de trabajo estamos haciendo un ahorro fuerte de divisas. Conviene recordar que el gobierno está en los actuales momentos incentivando al agricultor triguero y a la vez esta subsidiando las importaciones de trigo para suplir en nuestro país la falta de producción.

En la comercialización de los cereales el gobierno a través del Ministerio de Agricultura ha establecido una serie de incentivos los mismos que están relacionados directamente a la calidad del producto así pues conviene indi-

car que la humedad tope para el cereal corresponde a un 14% y un porcentaje de impurezas del 1% en estas condiciones el valor es de S/ 215,00 el qq de trigo y corresponde de un puntaje de 80, el menor puntaje admisible para un trigo es de 70 puntos y su valor es de S/185,00.

Si observamos con detenimiento podemos apreciar que existe una diferencia de S/ 30,00 por calidad en cada qq de cereal, en tales circunstancias podemos concluir que el equipo de secado a la vez que nos aumenta el valor del cereal por reducción de la humedad nos permite almacenar el cereal por un periodo de tiempo más largo.

Como una recomendación dicha planta estará conformada también por equipos de limpieza y por silos para almacenamiento del cereal; es fácil deducir que la planta procesadora se estaría amortizando por si sola que aparte de constituir una garantía al agricultor el cuál verá disminuidas sus pérdidas generadas, por cosechas de des-tiempo y malos almacenamientos estará logrando mejores precios en el mercado.

THERMAL PROPERTIES OF GRAIN

Grain or Grain Product	Moisture Content % Wet Basis	Temperature Range °F	Mean Temperature °F	Specific Heat Btu per lb °F	Conductivity Btu per hr ft °F	Diffusivity sq ft per hr	Reference
rn, yellow dent	0.9	54.0 to 83.8	68.9 for	0.366	0.0812	0.00395	(6)
rn, yellow dent	5.1	for sp ht	sp ht	0.404	0.0847	0.00381	(6)
rn, yellow dent	9.8	47.7 to 74.0	56.8 for	0.438	0.0878	0.00364	(6)
		for diffusivity	diffusivity				
rn, yellow dent	13.2	80 to 88	—	—	0.102	—	(7)
rn, yellow dent	14.7	54.0 to 83.8	68.9 for	0.484	0.0919	0.00351	(5)
rn, yellow dent	20.1	for sp ht	sp ht	0.531	0.0945	0.00336	(5)
rn, yellow dent	24.7	47.7 to 74.0	58.6 for	0.567	0.0982	0.00344	(5)
rn, yellow dent	30.2	for diffusivity	diffusivity	0.588	0.0996	0.00358	(5)
rn, yellow dent	—	—	68.9	0.350	—	—	(5)
				+0.00851M*			
rn, yellow dent	—	—	95.3	0.325	0.0814	—	(5)
				+0.00949M*	+0.00646M*		
dur, wheat	—	—	—	0.397	—	—	(10)
ta	9.1	—	—	—	0.0370	—	(2)
ta	12.7	80 to 88	—	—	0.075	—	(7)
ta	27.7	—	—	—	0.0537	—	(2)
ta	11.7 to 17.8	—	—	0.305	—	—	(4)
				+0.0078M*			
ta	11.8 to 17.6	—	—	0.237	—	—	(4)
				+0.0119M*			
ce, rough	10.2 to 17.0	—	—	0.265	—	—	(4)
				+0.0107M*			
ce, shelled	9.8 to 17.6	—	—	0.287	—	—	(4)
				+0.0091M*			
ce, finished	10.8 to 17.4	—	—	0.282	—	—	(4)
				+0.009M*			
rybeans	17.7	75.2 to 129.2	—	0.47	—	—	(8)†
beans	21.7	73.4 to 190.4	—	0.49	—	—	(8)†
rch, from wheat, ice, and potato	—	—	—	0.44	—	—	(10)
rch, wheat	8.6	71.6 to 122	—	0.32	—	—	(9)§
rch, wheat	22.6	71.6 to 122	—	0.38	—	—	(9)§
eat	dry	—	—	0.334	0.0676	0.00359	(6)
eat	9.2	—	—	0.370	0.081	0.00446	(1)
eat	9.6	71.6 to 122	—	0.39	—	—	†
eat	11.7	80 to 88	—	—	0.0867	—	(7)
eat	12.5	—	87.0	—	0.074	—	†
eat	12.5	—	97.2	—	0.079	—	†
eat	14.0	—	77.7	—	0.079	—	†
eat	14.0	—	91.2	—	0.082	—	†
eat	17.8	80 to 88	—	—	0.094	—	(7)
eat	19.5	80 to 88	—	—	0.0891	—	(7)
eat	21.3	71.6 to 123.8	—	0.51	—	—	†
eat	23.0	—	79.4	—	0.0867	—	†
eat	23.0	—	89.6	—	0.0891	—	†
eat	23.0	—	99.7	—	0.0925	—	†
eat, hard white	—	—	—	0.283	—	—	(1)
				+0.00724M*			
eat, hard white	dry	—	—	0.31	—	—	(1)
eat, hard white	1.4	—	—	0.319	0.0076	0.00465	(1)
eat, hard white	5.3	—	—	0.357	0.0755	—	(1)
eat, hard white	7.4	—	—	0.407	0.0874	—	(1)
eat, hard white	13.6	—	—	0.460	0.0967	—	(1)
eat, Manitoba	1.3	—	—	0.310	—	—	(3)
eat, Manitoba	4.9	—	—	0.333	—	—	(3)
eat, Manitoba	10.1	—	—	0.367	—	—	(3)
eat, Manitoba	17.5	—	—	0.447	—	—	(3)
eat, Bersee	0.1	—	—	0.307	—	—	(3)
eat, Bersee	4.2	—	—	0.322	—	—	(3)
eat, Bersee	13.7	—	—	0.405	—	—	(3)
eat, Bersee	19.9	—	—	0.476	—	—	(3)
eat, Bersee	25.8	—	—	0.525	—	—	(3)
eat, Bersee	33.6	—	—	0.582	—	—	(3)

VENTILACION (DIMENSIONADO CONDUCCIONES)

PERDIDA DE CARGA H_2 PARA DISTINTAS VELOCIDADES
Y VARIOS VALORES DE F

Vel. del aire, m/s.	Pérdida de carga H_2 en mm c.a. para un valor de F de								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
2.0	0.249	0.498	0.747	0.996	1.25	1.49	1.74	1.99	2.24
2.5	0.389	0.778	1.17	1.56	1.95	2.33	2.72	3.11	3.50
3.0	0.560	1.12	1.68	2.24	2.80	3.36	3.92	4.48	5.13
3.5	0.764	1.53	2.29	3.06	3.72	4.58	5.35	6.11	6.97
4.0	0.995	2.00	2.99	3.98	4.98	5.97	6.97	7.96	8.96
4.5	1.20	2.41	3.61	4.82	6.02	7.22	8.43	9.63	10.8
5.0	1.56	3.12	4.68	6.24	7.80	9.36	10.9	12.5	14.0
6.0	2.24	4.48	6.72	8.96	11.2	13.4	15.7	17.9	20.2
7.0	3.05	6.10	9.15	12.2	15.3	18.3	21.4	24.4	27.5
8.0	3.98	7.96	11.9	15.9	19.9	23.9	27.9	31.8	35.8
9.0	5.04	10.1	15.1	20.2	25.2	30.2	35.3	40.3	45.4
10.0	6.22	12.4	18.7	24.9	31.1	37.3	43.5	49.8	56.0
12.5	9.72	19.4	29.2	38.9	48.6	58.3	68.0	77.8	87.5
15.0	14.0	28.0	42.0	56.0	70.0	84.0	98.0	112	126
17.5	19.1	39.1	57.2	78.2	95.3	114	133	152	171
20	24.9	49.8	74.7	99.6	125	149	174	199	224
25	38.9	79.8	116.7	156	195	233	272	311	350

Vel. del aire, ft./min.	Pérdida de carga H_2 en pulgadas c.a. para un valor de F de								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
400	0.0099	0.0198	0.0297	0.0396	0.0496	0.0595	0.0694	0.0793	0.0892
500	0.0155	0.0310	0.0465	0.0620	0.0775	0.0929	0.108	0.124	0.139
600	0.0223	0.0446	0.0669	0.0892	0.112	0.134	0.156	0.178	0.201
700	0.0304	0.0607	0.0911	0.121	0.152	0.182	0.213	0.243	0.273
800	0.0396	0.0793	0.119	0.159	0.198	0.238	0.277	0.317	0.357
900	0.0502	0.100	0.151	0.201	0.251	0.301	0.351	0.401	0.452
1.000	0.0619	0.124	0.186	0.248	0.310	0.372	0.434	0.496	0.557
1.200	0.0892	0.178	0.268	0.357	0.446	0.535	0.624	0.714	0.803
1.400	0.121	0.243	0.364	0.486	0.607	0.728	0.850	0.974	1.09
1.600	0.159	0.317	0.476	0.634	0.793	0.952	1.11	1.27	1.43
1.800	0.201	0.401	0.602	0.803	1.00	1.20	1.41	1.61	1.81
2.000	0.248	0.496	0.743	0.991	1.24	1.49	1.73	1.98	2.23
2.400	0.357	0.714	1.07	1.43	1.78	2.14	2.50	2.85	3.21
2.800	0.486	0.971	1.46	1.94	2.43	2.91	3.40	3.88	4.37
3.200	0.634	1.27	1.90	2.54	3.17	3.81	4.44	5.07	5.71
3.600	0.803	1.61	2.41	3.21	4.01	4.82	5.62	6.42	7.22
4.000	0.991	1.98	2.97	3.96	4.96	5.95	6.94	7.93	8.92

VENTILACION (DIMENSIONADO CONDUCCIONES)

COEF. DE RESISTENCIA. De accesorios para sistemas de ventilación

ITEM	RESISTENCIA	F	ITEM	RESISTENCIA	F
1	CODO 90°	1.5	8	ENSANCHAMIENTO REPENTINO	$1 - \left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2$
2	CODO 90°, ROMO	0.5	9	ENTRADA DESDE EL CONDUCTO AL LOCAL	1.0
3	CURVA 90°, RADIO GRANDE, R = 2D	0.1	10	ESTRANGULAMIENTO GRADUAL	0
4	CODO 45°	0.5	11	ESTRANGULAMIENTO REPENTINO	0 A 0.35
5	CODO 45°, ROMO	0.2	12	SALIDA DEL LOCAL HACIA EL CONDUCTO	0 A 0.35
6	CURVA 45°, RADIO GRANDE, R = 2D	0.05	13	DERIVACION $A_1 + A_2 = A_3$ VEASE N° 6 VEASE N° 10	-
7	ENSANCHAMIENTO GRADUAL PARA $\alpha \leq 8^\circ$: $0.15 \left[1 - \left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2 \right]$ PARA $\alpha > 8^\circ$: $1 - \left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2$ $A_1, A_2 = \text{AREA SECCION RECTA}$		14	REJILLAS	
				REL SUP LIBRE	0.6
				A LA SUP. TOTAL	0.5
				REJILLA METALICA	0.4
				PLANCHA METALICA	0.3
					0.2
					2
					3
					5
					8
					17
					4
					6
					10
					20
					50

RELACION ENTRE LA RESISTENCIA DE LOS ACCESORIOS Y LA PERDIDA DE CARGA TOTAL DEL CIRCUITO, EN TANTO POR CIENTO

Medidas interiores del conducto	in.	2-4	4-12	8-24	16-45	>40
	mm	5-10	10-30	20-60	40-120	>100
Conductos plancha metálica	...	40	60	80	90	95
Conductos mampostería	...	30	50	70	80	85

3. Pérdida de carga en los aparatos (generalmente la dan los fabricantes):

	Valores promedio	mm c.a.	in. c.a.
Filtros	...	5 a 10	1/4 a 1
Limpiadores de aire	...	5 a 10	1/4 a 1
Baterías calefactoras	...	3 a 10	1/4 a 1

ELIMINACION DE POLVO Y HUMO

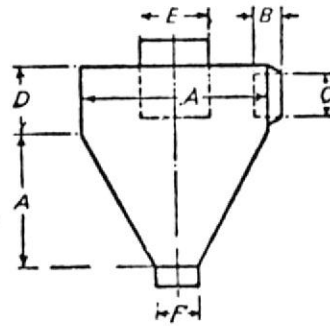
MEDIDAS CORRIENTES DE LOS SEPARADORES CICLONICOS PARA RECOGER POLVO.
 FACTOR DE SEPARACION DE LOS CICLONES

$$S = \frac{V^2}{9r}$$

V = Velocidad tangencial

r = Radio del ciclón = $\frac{A}{2}$

g = Aceleración gravedad terrestre.



Salida ventilador		Medidas en pulgadas					
Dia., in.	Area, sq. in.	A	B	C	D	E	F
5	20	30	3	9	14	9	5
7-8	35-50	42	4	12	19	13	8
10	78	54	5	18	23	18	8
11-12	95-113	60	5½	21	26	20	12
13-14	133-154	66	6½	24	30	24	12
16-17	201-227	78	8	30	36	28	12
18	254	84	8½	32	39	32	13
19-20	283-314	90	9	34	42	34	13
22	380	98	10	40	48	39	14
23-24	415-452	102	11	43	50	41	14
30	707	126	12	60	66	58	15
34	908	138	13	66	72	68	15

Salida del aire = 4 x área de la entrada.
 Velocidad de salida del aire = 350-450 f.p.m.

UNA MICRA = 0,001 mm. Es la unidad más comúnmente empleada para medir partículas finas.

ESCALA DE TAMICES ESTANDAR DE TYLER:

Mallas por pulgada .	10	20	35	48	65	100	150	200	325
Escala en micras ...	1650	830	420	300	220	150	110	74	44

Polvo = más de 10 micras. Nubes = De 0,1 a 10,0 micras. Humos = menos de 0,001 micra.

ELIMINACION DE POLVO Y HUMO

TAMAÑO MINIMO DE PARTICULA PARA EL QUE SON APROPIADOS LOS DISTINTOS TIPOS DE SEPARADORES:

Por gravedad	200 micras
Inerciales	50 a 150
Centrífugos, ciclón de gran diámetro	40 a 60
Centrífugos, ciclón de pequeño diámetro	20 a 30
Tipo ventilador	15 a 30
Filtro	0,5
Limpiador	0,5 a 2,0
Electrostático	0,001 a 1,0

Tamaño de Partículas:

Polvo aire libre	0,5 micras
Limpieza por chorro de arena	1,4
Polvo fundería	1,0 a 200
Cantería del granito	1,4
Minería del carbón	1,0
Gotas de lluvia	500 a 5000
Llovizna	40 a 500
Niebla	1 a 40
Cenizas volanderas	3 a 70
Carbón pulverizado	10 a 400

SCHEDULE 40 PIPE DIMENSIONS

Size Inches	Diameters			Transverse Areas			Length of Pipe Per Sq. Foot of		Cubic Feet Per Foot of Pipe	Weight Per Foot Pounds	Number Threads Per Inch of Screw
	External Inches	Internal Inches	Nominal Thickness Inches	External Sq. Ins.	Internal Sq. Ins.	Metal Sq. Ins.	External Surface Feet	Internal Surface Feet			
1/8	.405	.269	.068	.129	.057	.072	9.431	14.199	.00039	.244	27
1/4	.540	.364	.088	.229	.104	.125	7.073	10.493	.00072	.424	18
3/8	.675	.493	.091	.358	.191	.167	5.658	7.747	.00133	.567	18
1/2	.840	.622	.109	.554	.304	.250	4.547	6.141	.00211	.850	14
3/4	1.050	.824	.113	.866	.533	.333	3.637	4.635	.00370	1.130	14
1	1.315	1.049	.133	1.358	.864	.494	2.904	3.641	.00600	1.678	11 1/2
1 1/4	1.660	1.380	.140	2.164	1.495	.669	2.301	2.767	.01039	2.272	11 1/2
1 1/2	1.900	1.610	.145	2.835	2.036	.799	2.010	2.372	.01414	2.717	11 1/2
2	2.375	2.067	.154	4.430	3.355	1.075	1.608	1.847	.02330	3.652	11 1/2
2 1/2	2.875	2.469	.203	6.492	4.788	1.704	1.328	1.547	.03325	5.793	8
3	3.500	3.068	.216	9.621	7.393	2.228	1.091	1.245	.05134	7.575	8
3 1/2	4.000	3.548	.226	12.56	9.886	2.680	.954	1.076	.06866	9.109	8
4	4.500	4.026	.237	15.90	12.73	3.174	.848	.948	.08840	10.790	8
5	5.563	5.047	.258	24.30	20.00	4.300	.686	.756	.1389	14.61	8
6	6.625	6.065	.280	34.47	28.89	5.581	.576	.629	.2006	18.97	8
8	8.625	7.981	.322	58.42	50.02	8.399	.442	.478	.3552	28.55	8
10	10.750	10.020	.365	90.76	78.85	11.90	.355	.381	.5476	40.48	8
12	12.750	11.938	.406	127.64	111.9	15.74	.299	.318	.7763	53.6	
14	14.000	13.125	.437	153.94	135.3	18.64	.272	.280	.9354	63.0	
16	16.000	15.000	.500	201.05	176.7	24.35	.238	.254	1.223	78.0	
18	18.000	16.874	.563	254.85	224.0	30.85	.212	.226	1.555	105.0	
20	20.000	18.814	.593	314.15	278.0	36.15	.191	.203	1.926	123.0	
24	24.000	22.626	.687	452.40	402.1	50.30	.159	.169	2.793	171.0	

SCHEDULE 80 PIPE DIMENSIONS

Size Inches	Diameters			Transverse Areas			Length of Pipe Per Sq. Foot of		Cubic Feet Per Foot of Pipe	Weight Per Foot Pounds	Number Threads Per Inch of Screw
	External Inches	Internal Inches	Nominal Thickness Inches	External Sq. Ins.	Internal Sq. Ins.	Metal Sq. Ins.	External Surface Feet	Internal Surface Feet			
1/8	.405	.215	.095	.129	.036	.093	9.431	17.750	.00025	.314	27
1/4	.540	.302	.119	.229	.072	.157	7.073	12.650	.00050	.535	18
3/8	.675	.423	.126	.358	.141	.217	5.658	9.030	.00098	.738	18
1/2	.840	.546	.147	.554	.234	.320	4.547	7.000	.00163	1.00	14
3/4	1.050	.742	.154	.866	.433	.433	3.637	5.15	.00300	1.47	14
1	1.315	.957	.179	1.358	.719	.639	2.904	3.995	.00500	2.17	11 1/2
1 1/4	1.660	1.278	.191	2.164	1.283	.881	2.301	2.990	.00891	3.00	11 1/2
1 1/2	1.900	1.500	.200	2.835	1.767	1.068	2.010	2.542	.01227	3.65	11 1/2
2	2.375	1.939	.218	4.430	2.953	1.477	1.608	1.970	.02051	5.02	11 1/2
2 1/2	2.875	2.323	.276	6.492	4.238	2.254	1.328	1.645	.02943	7.66	8
3	3.500	2.900	.300	9.621	6.605	3.016	1.091	1.317	.04587	10.3	8
3 1/2	4.000	3.364	.318	12.56	8.888	3.678	.954	1.135	.06172	12.5	8
4	4.500	3.826	.337	15.90	11.497	4.407	.848	.995	.0798	14.9	8
5	5.563	4.813	.375	24.30	18.194	6.112	.686	.792	.1263	20.8	8
6	6.625	5.761	.432	34.47	26.067	8.300	.576	.673	.1810	28.6	8
8	8.625	7.625	.500	58.42	45.663	12.76	.442	.501	.3171	43.4	8
10	10.750	9.564	.593	90.76	71.84	18.92	.355	.400	.4989	64.4	8
12	12.750	11.376	.687	127.64	101.64	26.00	.299	.336	.7058	88.6	
14	14.000	12.500	.750	153.94	122.72	31.22	.272	.306	.8522	107.0	
16	16.000	14.314	.843	201.05	160.92	40.13	.238	.263	1.117	137.0	
18	18.000	16.126	.937	254.85	204.24	50.61	.212	.237	1.418	171.0	
20	20.000	17.938	1.031	314.15	252.72	61.43	.191	.208	1.755	209.0	
24	24.000	21.564	1.218	452.40	365.22	87.18	.159	.177	2.536	297.0	

PROPIEDADES DE VAPOR SATURADO.

Temperature °F	Heat in Btu/lb.			Specific Volume Cu. ft. per lb.	Gage Pressure PSIG	Temperature °F	Heat in Btu/lb.			Specific Volume Cu. ft. per lb.	
	Sensible	Latent	Total				Sensible	Latent	Total		
5	134	102	1017	1119	142	150	366	339	857	1196	2.74
10	162	129	1001	1130	73.9	155	368	341	855	1196	2.68
15	179	147	990	1137	51.3	160	371	344	853	1197	2.60
20	192	160	982	1142	39.4	165	373	346	851	1197	2.54
25	203	171	976	1147	31.8	170	375	348	849	1197	2.47
30	212	180	970	1150	26.8	175	377	351	847	1198	2.41
35	215	183	968	1151	25.2	180	380	353	845	1198	2.34
40	219	187	966	1153	23.5	185	382	355	843	1198	2.29
45	222	190	964	1154	22.3	190	384	358	841	1199	2.24
50	224	192	962	1154	21.4	195	386	360	839	1199	2.19
55	227	195	960	1155	20.1	200	388	362	837	1199	2.14
60	230	198	959	1157	19.4	205	390	364	836	1200	2.09
65	232	200	957	1157	18.7	210	392	366	834	1200	2.05
70	233	201	956	1157	18.4	215	394	368	832	1200	2.00
75	237	205	954	1159	17.1	220	396	370	830	1200	1.96
80	239	207	953	1160	16.5	225	397	372	828	1200	1.92
85	244	212	949	1161	15.3	230	399	374	827	1201	1.89
90	248	216	947	1163	14.3	235	401	376	825	1201	1.85
95	252	220	944	1164	13.4	240	403	378	823	1201	1.81
100	256	224	941	1165	12.6	245	404	380	822	1202	1.78
105	259	227	939	1166	11.9	250	406	382	820	1202	1.75
110	262	230	937	1167	11.3	255	408	383	819	1202	1.72
115	265	233	934	1167	10.8	260	409	385	817	1202	1.69
120	268	236	933	1169	10.3	265	411	387	815	1202	1.66
125	271	239	930	1169	9.85	270	413	389	814	1203	1.63
130	274	243	929	1172	9.46	275	414	391	812	1203	1.60
135	277	246	927	1173	9.10	280	416	392	811	1203	1.57
140	279	248	925	1173	8.75	285	417	394	809	1203	1.55
145	282	251	923	1174	8.42	290	418	395	808	1203	1.53
150	284	253	922	1175	8.08	295	420	397	806	1203	1.49
155	286	256	920	1176	7.82	300	421	398	805	1203	1.47
160	289	258	918	1176	7.57	305	423	400	803	1203	1.45
165	291	260	917	1177	7.31	310	425	402	802	1204	1.43
170	293	262	915	1177	7.14	315	426	404	800	1204	1.41
175	295	264	914	1178	6.94	320	427	405	799	1204	1.38
180	298	267	912	1179	6.68	325	429	407	797	1204	1.36
185	300	271	909	1180	6.27	330	430	408	796	1204	1.34
190	307	277	906	1183	5.84	335	432	410	794	1204	1.33
195	312	282	901	1183	5.49	340	433	411	793	1204	1.31
200	316	286	898	1184	5.18	345	434	413	791	1204	1.29
205	320	290	895	1185	4.91	350	435	414	790	1204	1.28
210	324	294	891	1185	4.67	355	437	416	789	1205	1.26
215	328	298	889	1187	4.44	360	438	417	788	1205	1.24
220	331	302	886	1188	4.24	365	440	419	786	1205	1.22
225	335	305	883	1188	4.05	370	441	420	785	1205	1.20
230	338	309	880	1189	3.89	375	442	421	784	1205	1.19
235	341	312	878	1190	3.74	380	443	422	783	1205	1.18
240	344	316	875	1191	3.59	385	445	424	781	1205	1.16
245	347	319	873	1192	3.46	390	446	425	780	1205	1.14
250	350	322	871	1193	3.34	395	447	427	778	1205	1.13
255	353	325	868	1193	3.23	400	448	428	777	1205	1.12
260	356	328	866	1194	3.12	450	460	439	766	1205	1.00
265	361	333	861	1194	2.92	500	470	453	751	1204	.89
270	363	336	859	1195	2.84	550	479	464	740	1204	.82
						600	489	475	728	1203	.74

TABLE I

WARM-UP LOAD IN POUNDS OF STEAM PER
100 FEET OF STEAM MAIN — AMBIENT TEMPERATURE 70°F*

Steam Pressure (PSIG)	MAIN SIZE														0°F. Correction Factor †
	2"	2½"	3"	4"	5"	6"	8"	10"	12"	14"	16"	18"	20"	24"	
0	6.2	9.7	12.8	18.2	24.6	31.9	48	68	90	107	140	176	207	208	1.50
5	6.9	11.0	14.4	20.4	27.7	35.9	48	77	101	120	157	198	233	324	1.44
10	7.5	11.8	15.5	22.0	29.9	38.8	58	83	109	130	169	213	251	350	1.41
20	8.4	13.4	17.5	24.9	33.8	43.9	66	93	124	146	191	241	284	396	1.37
40	9.9	15.8	20.6	29.3	39.7	51.6	78	110	145	172	225	284	334	465	1.32
60	11.0	17.5	22.9	32.6	44.2	57.3	86	122	162	192	250	316	372	518	1.29
80	12.0	19.0	24.9	35.3	47.9	62.1	93	132	175	208	271	342	403	561	1.27
100	12.8	20.3	26.6	37.8	51.2	66.5	100	142	188	222	290	366	431	600	1.26
125	13.7	21.7	28.4	40.4	54.8	71.1	107	152	200	238	310	391	461	642	1.25
150	14.5	23.0	30.0	42.8	58.0	75.2	113	160	212	251	328	414	487	679	1.24
175	15.3	24.2	31.7	45.1	61.2	79.4	119	169	224	265	347	437	514	716	1.23
200	16.0	25.3	33.1	47.1	63.8	82.8	125	177	234	277	362	456	537	748	1.22
250	17.2	27.3	35.8	50.8	68.9	89.4	134	191	252	299	390	492	579	807	1.21
300	25.0	38.3	51.3	74.8	104.0	142.7	217	322	443	531	682	854	1045	1182	1.20
400	27.8	42.6	57.1	83.2	115.7	158.7	241	358	493	590	759	971	1163	1650	1.18
500	30.2	46.3	62.1	90.5	125.7	172.6	262	389	535	642	825	1033	1263	1793	1.17
600	32.7	50.1	67.1	97.9	136.0	186.6	284	421	579	694	893	1118	1367	1939	1.16

*Loads based on Schedule 40 pipe for pressures up to and including 250 PSIG and on Schedule 80 pipe for pressures above 250 PSIG.

†For outdoor temperature of 0°F, multiply load value in table for each main size by correction factor corresponding to steam pressure.

TABLE II

CONDENSATION LOAD IN POUNDS PER HOUR
PER 100 FEET OF INSULATED STEAM MAIN*—
AMBIENT TEMPERATURE 70° — INSULATION 80% EFFICIENT

Steam Pressure (PSIG)	MAIN SIZE														0°F. Correction Factor †
	2"	2½"	3"	4"	5"	6"	8"	10"	12"	14"	16"	18"	20"	24"	
10	6	7	9	11	13	16	20	24	29	32	36	39	44	53	1.58
30	8	9	11	14	17	20	26	32	38	42	48	51	57	68	1.50
60	10	12	14	18	24	27	33	41	49	54	62	67	74	89	1.45
100	12	15	18	22	28	33	41	51	61	67	77	83	93	111	1.41
125	13	16	20	24	30	36	45	56	66	73	84	90	101	121	1.39
175	16	19	23	26	33	38	53	66	78	86	98	107	119	142	1.38
250	18	22	27	34	42	50	62	77	92	101	116	126	140	168	1.36
300	20	25	30	37	46	54	68	85	101	111	126	138	154	184	1.35
400	23	28	34	43	53	63	80	99	118	130	148	162	180	216	1.33
500	27	33	39	49	61	73	91	114	135	148	170	185	206	246	1.32
600	30	37	44	55	68	82	103	128	152	167	191	208	232	277	1.31

*Chart loads represent losses due to radiation and convection for saturated steam.

†For outdoor temperature of 0°F, multiply load value in table for each main size by correction factor corresponding to steam pressure.

TABLA A.2 (Continuación)

Sustancia	Cp Kcal/Kg·°C	ρ Kg/m³	t °C	K Kcal/b·m·°C	α m²/b
Pino blanco		430	30	0,097	a
Madera, radial- mente					
Roble	0,57	b	20	0,15-0,18	b
Abeto	0,65	b	20	0,12	b
Aislantes					0,00040- 0,00044 0,00045
Amianto		470	-200	0,064	b
			0	0,134	b
			0	0,130	b
Amianto		575	100	0,165	b
			200	0,179	b
			400	0,192	b
Amianto		695	-200	0,134	b
			0	0,201	b
Cemento de amian- to				1,8	a
Chapa de cemento de amianto			20	0,64	a
Lámina de amian- to			51	0,143	a
			38	0,049	a
Fieltro de amianto (15 lám. por cm)			149	0,060	a
			260	0,072	a
Fieltro de amianto (8 lám. por cm)			38	0,067	a
			149	0,082	a
Amianto ondulado (16 láminas por 10 cm)			260	0,097	a
			38	0,07	a
			93	0,086	a
Lana de bálsamo		35	149	0,103	a
Cartón, ondulado			32	0,034	a
Celotex				0,055	a
Corcho aglomerado		160	32	0,042	a
Corcho, en viru- tas			30	0,037	b
Corcho, molido	0,45	b	20	0,031	b
Tierra de diatomeas (pulverizada)		150	30	0,037	b
			93	0,043	c
			204	0,057	c
Tierra de diatomeas (pulverizada)		160	315	0,072	c
			93	0,049	c
			204	0,058	c
Tierra de diatomeas (pulverizada)		225	315	0,069	c
			93	0,060	c
			204	0,067	c
Tierra de diatomeas (pulverizada)		290	315	0,073	c
			-7	0,053	c
Fieltro, pelo		130	38	0,401	c
			93	0,462	c
			-7	0,0316	c
Fieltro, pelo		185	38	0,0378	c
			93	0,0446	c

TABLA A.2 (Continuación)

Sustancia	Cp Kcal/Kg·°C	ρ Kg/m³	t °C	K Kcal/b·m·°C	α m²/b
Fieltro, pelo		205	-7	0,0147	c
			38	0,0190	c
			93	0,0440	c
Chapa de fibra ais- lante		235	21	0,042	b
Lana de vidrio		24	-7	0,0323	c
			38	0,0466	c
			93	0,0648	c
e Lana de vidrio		64	-7	0,0267	c
			38	0,0356	c
			93	0,0472	c
Lana de vidrio		96	-7	0,0243	c
			38	0,0325	c
			93	0,0429	c
Kapok			30	0,030	a
			38	0,058	a
			93	0,061	a
Magnesia, 85 %		270	149	0,064	a
			204	0,069	a
Lana de roca		64	-7	0,0224	c
			38	0,0334	c
			93	0,0472	c
Lana de roca		128	-7	0,0255	c
			38	0,0340	c
			93	0,0446	c
Lana de roca		192	-7	0,0273	c
			38	0,0337	c
			93	0,0419	c
Varios:					
Aerogel, sílice		136	120	0,019	b
Arcilla	0,21	b	20	1,101	b
Carbón antraci- ta	0,30	b	20	0,22	b
Carbón, pulveri- zado	0,31	b	30	0,100	b
Algodón	0,31	b	20	0,051	b
Tierra, gruesa	0,44	b	20	0,45	b
Hielo	0,46	b	0	1,91	b
Caucho, duro		1200	0	0,130	b
Serrín		58	24	0,051	a
Hilo de seda	0,33	b	20	0,031	b

* Adaptado de a) A. I. Brown y S. M. Marco, *Introduction to Heat Transfer*, 3.ª edición, McGraw-Hill, 1958; b) E. R. G. Eckert, *Introduction to the Transfer of Heat and Mass*, New York, McGraw-Hill, 1950; c) R. H. Heilmann *Ind. and Eng'g. Chem.*, Vol. 28, p. 782, 1936; d) L. S. Marks, *Mechanical Engineers' Handbook*, 5.ª ed., New York, McGraw-Hill, 1951; e) R. Calvert, *Diatomaceous Earth*, Chemical Catalogue Co., Inc., 1930; f) H. F. Norton, *J. Am. Ceram. Soc.*, Volumen 10, p. 30, 1957.

TABLA A.7 (Continuación)

TABLA A.7 PROPIEDADES DEL AIRE SECO A PRESIÓN ATMOSFÉRICA *

t °C	t °F	ρ Kg/m³	μ 10⁻⁴ Kg/h·m	K 10⁻³ Kcal/h·m°C	Cp Kcal/Kg°C	ν 10⁻² m²/h	α 10⁻³ m²/h	NPR
-73.3	-100	1.7665	47.89	15.57	0.2405	27.07	36.60	0.739
-62.2	-80	1.6735	50.14	16.38	0.2404	29.92	40.66	0.736
-51.1	-60	1.5897	52.34	17.18	0.2404	32.89	44.89	0.733
-40	-40	1.5139	54.50	17.98	0.2403	35.95	49.38	0.728
-28.9	-20	1.4450	56.62	18.77	0.2403	39.13	53.99	0.725
-17.8	0	1.3822	58.69	19.55	0.2403	42.41	58.77	0.722
-6.7	20	1.3246	60.72	20.32	0.2403	45.78	63.78	0.718
4.4	40	1.2715	62.70	21.10	0.2404	49.25	68.94	0.714
15.6	60	1.2227	64.65	21.84	0.2404	52.81	74.22	0.712
26.7	80	1.1774	66.56	22.59	0.2405	56.46	79.66	0.709
37.8	100	1.1352	68.45	23.33	0.2406	60.22	85.33	0.706
48.9	120	1.0961	70.30	24.06	0.2407	64.05	91.10	0.703
60	140	1.0595	72.10	24.79	0.2409	67.97	97.04	0.700
71.1	160	1.0253	73.89	25.51	0.2411	71.97	103.07	0.698
82.2	180	0.9933	75.65	26.21	0.2413	76.06	109.23	0.696
93.3	200	0.9632	77.38	26.91	0.2415	80.23	115.55	0.694
104.4	220	0.9348	79.09	27.61	0.2418	84.49	122.01	0.693
115.6	240	0.9081	80.76	28.30	0.2421	88.82	128.58	0.691
126.7	260	0.8829	82.41	28.98	0.2424	93.22	135.24	0.689
137.8	280	0.8591	84.04	29.65	0.2427	97.70	141.99	0.688
148.9	300	0.8363	85.65	30.31	0.2431	102.27	148.90	0.687
160	320	0.8149	87.22	30.98	0.2435	106.91	155.89	0.686
171.1	340	0.7945	88.79	31.62	0.2439	111.61	162.92	0.685
182.2	360	0.7751	90.34	32.27	0.2443	116.39	170.24	0.684
193.3	380	0.7567	91.86	32.90	0.2447	121.23	177.44	0.683
204.4	400	0.7391	93.36	33.54	0.2452	126.16	184.89	0.682
215.6	420	0.7223	94.85	34.17	0.2457	131.16	192.26	0.682
226.7	440	0.7063	96.31	34.79	0.2462	136.19	199.93	0.681
237.8	460	0.6909	97.76	35.40	0.2467	141.32	207.45	0.681
248.9	480	0.6761	99.19	36.01	0.2472	146.51	215.29	0.680
260	500	0.6620	100.6	36.62	0.2478	151.77	223.00	0.680
271.1	520	0.6486	102	37.22	0.2483	157.08	230.91	0.680
282.2	540	0.6356	103.4	37.82	0.2489	162.45	238.64	0.680
293.3	560	0.6231	104.8	38.40	0.2495	167.92	246.56	0.681
304.4	580	0.6111	106.1	38.98	0.2501	173.43	254.74	0.681
315.6	600	0.5996	107.5	39.56	0.2507	179.00	262.95	0.681
326.7	620	0.5884	108.8	40.14	0.2513	184.67	271.15	0.681
337.8	640	0.5778	110.1	40.71	0.2519	190.31	279.21	0.682
348.9	660	0.5675	111.4	41.27	0.2525	196.06	287.53	0.682
360	680	0.5576	112.7	41.82	0.2531	201.84	296.00	0.682
371.1	700	0.5478	114	42.38	0.2538	207.77	304.39	0.683
382.2	720	0.5385	115.2	42.93	0.2544	213.71	313.04	0.683
393.3	740	0.5296	116.5	43.48	0.2550	219.69	321.57	0.683
404.4	760	0.5209	117.7	44.01	0.2557	225.71	329.84	0.684
415.6	780	0.5126	119	44.55	0.2563	231.79	338.74	0.684
426.7	800	0.5044	120.2	45.09	0.2570	237.95	347.48	0.685
437.8	820	0.4966	121.4	45.62	0.2576	244.15	356.02	0.686
448.9	840	0.4889	122.6	46.15	0.2582	250.42	365.12	0.686
460	860	0.4815	123.8	46.67	0.2589	256.73	373.99	0.686

* ρ: suponiendo comportamiento de gas ideal.
 μ, k, Cp: calculados por las ecuaciones recomendadas en Handbook of Super-sonic Aerodynamics. Vol. 5. Bureau of Ordnance-Department of the Navy, 1953.

t °C	t °F	ρ Kg/m³	μ 10⁻⁴ Kg/h·m	K 10⁻³ Kcal/h·m°C	Cp Kcal/Kg°C	ν 10⁻² m²/h	α 10⁻³ m²/h	NPR
471.1	880	0.4743	125.0	47.19	0.2595	263.11	383.09	0.687
482.2	900	0.4673	126.1	47.69	0.2601	269.56	391.80	0.688
493.3	920	0.4605	127.3	48.20	0.2608	276.02	400.71	0.689
504.4	940	0.4540	128.4	48.71	0.2614	282.56	409.84	0.690
515.6	960	0.4476	129.6	49.21	0.2620	289.14	419.19	0.690
526.7	980	0.4413	130.7	49.72	0.2626	295.79	428.78	0.690
537.8	1.000	0.4352	131.8	50.21	0.2632	302.50	437.87	0.691
548.9	1.020	0.4298	133.6	51.43	0.2648	319.47	460.77	0.693
560.0	1.040	0.4250	137.3	52.64	0.2663	336.68	484.81	0.695
571.1	1.060	0.4208	140	53.83	0.2677	354.26	508.55	0.697
582.2	1.080	0.4171	142.6	55	0.2691	372.06	533.27	0.698
593.3	1.100	0.4138	145.2	56.14	0.2706	390.26	557.40	0.700
604.4	1.120	0.4108	147.8	57.28	0.2719	408.73	582.36	0.702
615.6	1.140	0.4080	150.3	58.39	0.2732	427.41	607.81	0.703
626.7	1.160	0.4054	152.7	59.50	0.2745	446.42	633.02	0.705
637.8	1.180	0.4030	155.2	60.58	0.2758	465.80	659.22	0.707
648.9	1.200	0.4007	157.6	61.64	0.2771	485.38	685.07	0.709

TRANE AF FAN RATINGS

Class I (Model 81) Ratings, Lightface Type
 Class II (Model 82) Ratings, Mediumface Type
 Class III (Model 83) Ratings, Boldface Type

Heavy Line Indicates Maximum Static Efficiency.

Wheel Diameter 24½ In.

Outlet Area, 3.45 Sq. Ft.

Tip Speed FPM = 6.41 x RPM

Max. BHP = 1.92 $\left(\frac{\text{RPM}}{1000}\right)^3$

TABLE 8

VOL. CFM	OUT. VEL. FPM	¼" S.P.		⅓" S.P.		½" S.P.		⅝" S.P.		¾" S.P.		1" S.P.		1¼" S.P.		1½" S.P.		1¾" S.P.		2" S.P.		
		RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	
2760	800	440	0.16	488	0.22	528	0.28	564	0.33	603	0.40	640	0.45	693	0.60							
3105	900	471	0.20	515	0.26	557	0.33	592	0.39	627	0.45	671	0.53	711	0.67	774	0.84					
3450	1000	508	0.25	544	0.31	584	0.38	621	0.46	653	0.53	693	0.61	738	0.76	791	0.92	848	1.10			
3795	1100	544	0.30	577	0.37	613	0.44	648	0.52	681	0.61	711	0.67	758	0.81							
4140	1200	581	0.36	614	0.44	643	0.51	676	0.60	708	0.68	748	0.86	816	1.03	865	1.21	918	1.40	984	1.74	
4485	1300	618	0.43	649	0.51	676	0.59	706	0.68	737	0.77	775	0.96	845	1.15	889	1.32	935	1.52	1002	1.88	
4830	1400	658	0.51	686	0.60	714	0.69	738	0.77	766	0.87	822	1.07	874	1.28	919	1.47	959	1.66	1027	2.03	
5175	1500	696	0.60	723	0.69	750	0.79	772	0.88	797	0.97	850	1.18	901	1.40	949	1.63	989	1.84	1026	2.24	
5520	1600	735	0.70	760	0.80	786	0.90	810	1.00	831	1.10	880	1.31	928	1.54	975	1.78	1019	2.02	1056	2.24	
5865	1700	774	0.81	800	0.92	823	1.02	846	1.13	869	1.24	910	1.45	957	1.69	1002	1.93	1046	2.19	1087	2.45	
6210	1800	813	0.93	838	1.05	860	1.16	883	1.27	905	1.39	943	1.61	987	1.85	1031	2.11	1073	2.37	1114	2.65	
6555	1900	852	1.07	877	1.19	899	1.31	920	1.43	941	1.55	977	1.78	1017	2.03	1060	2.29	1101	2.56	1140	2.84	
6900	2000	892	1.21	915	1.35	938	1.48	957	1.60	977	1.73	1016	1.99	1050	2.22	1089	2.49	1130	2.78	1168	3.06	
7245	2100	932	1.38	954	1.51	976	1.65	995	1.78	1014	1.91	1052	2.19	1084	2.43	1120	2.71	1159	3.00	1197	3.30	
7590	2200	973	1.56	994	1.70	1015	1.84	1034	1.99	1052	2.12	1088	2.40	1123	2.69	1153	2.94	1188	3.24	1226	3.55	
7935	2300	1013	1.75	1033	1.90	1053	2.05	1073	2.20	1089	2.33	1125	2.63	1159	2.94	1188	3.20	1220	3.50	1254	3.81	
8280	2400	1053	1.96	1073	2.12	1092	2.27	1111	2.43	1129	2.59	1162	2.88	1195	3.20	1227	3.51	1254	3.78	1285	4.09	
8625	2500	1094	2.19	1113	2.35	1132	2.51	1150	2.68	1168	2.84	1199	3.15	1232	3.47	1263	3.80	1288	4.08	1318	4.40	
8970	2600	1135	2.44	1153	2.60	1171	2.77	1189	2.94	1206	3.11	1237	3.43	1268	3.77	1299	4.11	1328	4.45	1352	4.73	
9315	2700	1176	2.71	1193	2.88	1211	3.05	1228	3.23	1245	3.40	1277	3.76	1305	4.08	1335	4.43	1364	4.79	1387	5.08	
9660	2800	1217	2.99	1234	3.17	1251	3.35	1267	3.53	1283	3.71	1315	4.08	1343	4.41	1372	4.78	1400	5.15	1427	5.51	
10350	3000	1299	3.62	1315	3.81	1331	4.00	1346	4.20	1362	4.39	1392	4.79	1421	5.18	1446	5.53	1473	5.92	1499	6.32	
11040	3200	1381	4.34	1396	4.54	1411	4.74	1426	4.95	1441	5.16	1469	5.58	1497	6.00	1521	6.37	1546	6.78	1572	7.20	
11730	3400	1464	5.15	1478	5.37	1492	5.58	1506	5.80	1520	6.02	1547	6.46	1574	6.91	1599	7.35	1621	7.74	1645	8.18	

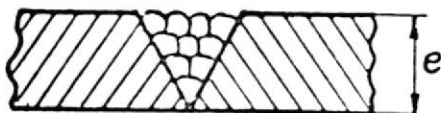
VOL. CFM	OUT. VEL. FPM	2¼" S.P.		2½" S.P.		3" S.P.		3½" S.P.		4" S.P.		4½" S.P.		5" S.P.		5½" S.P.		6" S.P.		6½" S.P.	
		RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP
4830	1400	1047	2.10																		
5175	1500	1066	2.26	1107	2.50																
5520	1600	1091	2.44	1127	2.68	1206	3.20														
5865	1700	1121	2.67	1156	2.91	1224	3.42	1299	3.97												
6210	1800	1152	2.92	1184	3.15	1246	3.63	1315	4.21	1386	4.81	1469	5.72								
6555	1900	1179	3.14	1215	3.42	1277	3.93	1335	4.46	1401	5.07	1484	6.01	1548	6.69						
6900	2000	1205	3.36	1242	3.67	1305	4.23	1364	4.78	1421	5.36	1484	6.01	1548	6.69						
7245	2100	1233	3.60	1268	3.91	1336	4.55	1393	5.12	1445	5.67	1503	6.33	1562	7.01	1624	7.72				
7590	2200	1261	3.86	1295	4.18	1363	4.85	1423	5.50	1476	6.08	1525	6.66	1582	7.37	1638	8.07	1697	8.82		
7935	2300	1290	4.14	1324	4.47	1389	5.14	1451	5.85	1505	6.47	1556	7.11	1603	7.72	1657	8.47	1712	9.21	1768	9.99
8280	2400	1320	4.43	1353	4.77	1416	5.46	1478	6.19	1535	6.91	1585	7.55	1633	8.21	1678	8.85	1731	9.65	1782	10.41
8625	2500	1349	4.74	1382	5.09	1445	5.81	1505	6.53	1563	7.31	1616	8.04	1662	8.69	1705	9.33	1751	10.06	1802	10.89
8970	2600	1381	5.07	1411	5.42	1474	6.16	1532	6.91	1589	7.70	1644	8.49	1691	9.19	1737	9.91	1777	10.57	1822	11.33
9315	2700	1414	5.43	1442	5.78	1503	6.54	1561	7.31	1616	8.10	1671	8.93	1721	9.74	1765	10.45	1809	11.20	1848	11.88
9660	2800	1449	5.81	1475	6.17	1531	6.93	1589	7.73	1643	8.53	1697	9.37	1749	10.23	1796	11.06	1838	11.79	1880	12.56
10005	2900	1489	6.28	1509	6.58	1562	7.35	1618	8.17	1672	9.00	1724	9.83	1775	10.73	1824	11.61	1869	12.46	1909	13.20
10350	3000	1525	6.71	1544	7.02	1594	7.80	1648	8.62	1701	9.48	1752	10.33	1802	11.22	1851	12.15	1897	13.06	1940	13.92
11040	3200	1596	7.62	1621	8.04	1661	8.77	1708	9.61	1760	10.50	1809	11.41	1857	12.31	1904	13.25	1950	14.22	1996	15.22
11730	3400	1669	8.63	1693	9.07	1737	9.95	1775	10.72	1820	11.62	1868	12.56	1915	13.53	1961	14.51	2005	15.47	2049	16.49
12420	3600	1743	9.72	1765	10.20	1809	11.14	1851	12.07	1886	12.86	1928	13.82	1974	14.82	2018	15.84	2062	16.88	2104	17.89
13110	3800	1817	10.93	1839	11.42	1881	12.42	1922	13.41	1955	14.24	1994	15.21	2034	16.22	2076	17.27	2120	18.35	2161	19.44
13800	4000	1896	12.33	1914	12.76	1955	13.81	1994	14.85	2033	15.90	2063	16.75	2100	17.77	2138	18.84	2177	19.93	2219	21.07
14490	4200	1973	13.77	1989	14.22	2029	15.31	2067	16.41	2105	17.51	2141	18.60	2169	19.47	2204	20.55	2240	21.66	2278	22.80

VOL. CFM	OUT. VEL. FPM	7" S.P.		7½" S.P.		8" S.P.		8½" S.P.		9" S.P.		9½" S.P.		10" S.P.		10½" S.P.		11" S.P.		11½" S.P.	
		RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP
8280	2400	1836	11.22																		
8625	2500	1851	11.68	1902	12.52																
8970	2600	1871	12.19	1919	13.02	1967	13.88														
9315	2700	1891	12.67	1938	13.57	1984	14.43	2031	15.31	2079	16.2										

Soldadura eléctrica

Uniones soldadas

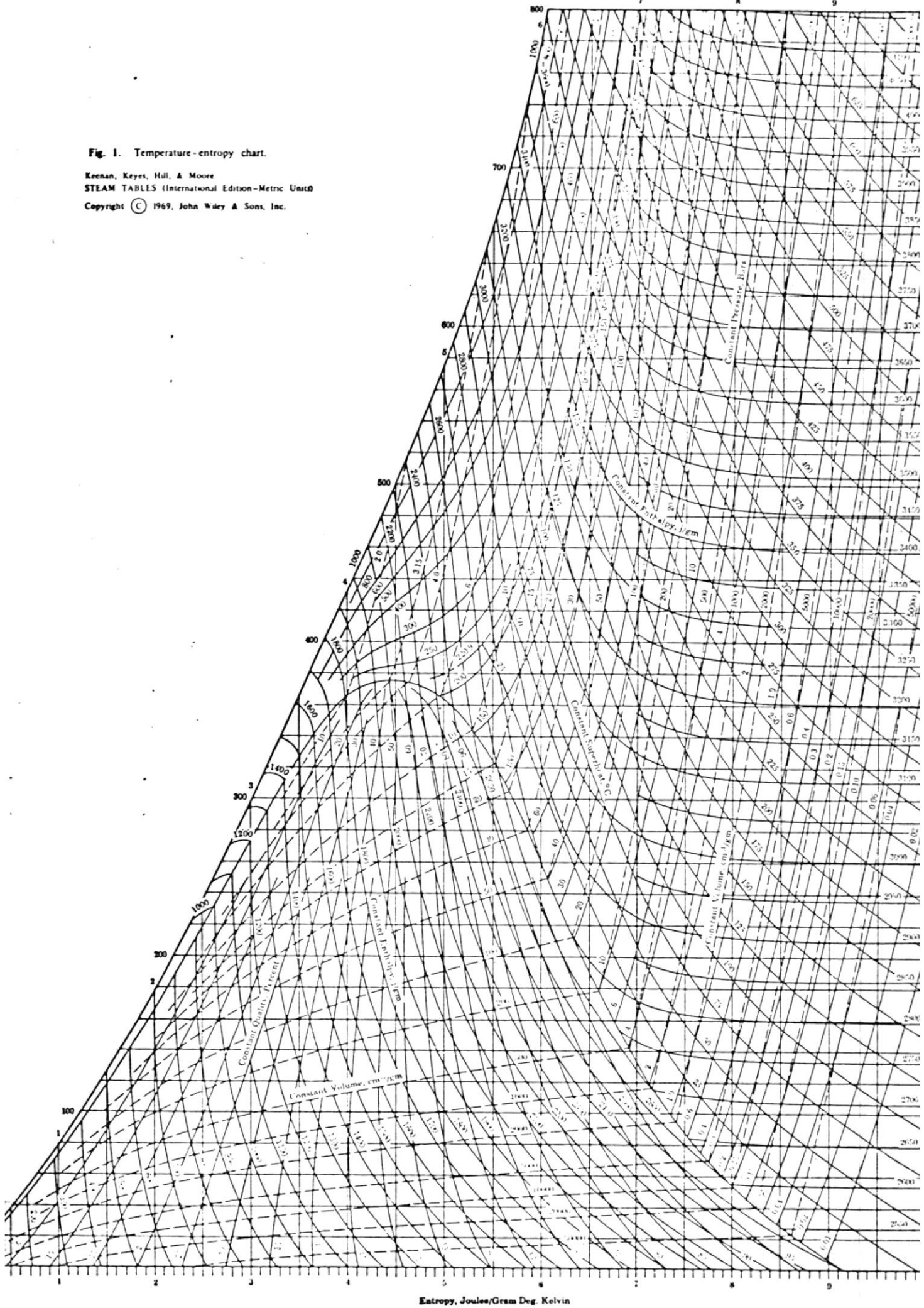
Consumo de electrodos y energía eléctrica por 1m. lineal



Espesor de chapa	Diámetro de electrodos	Cantidad de pasadas	Intensidad de corriente			Consumo de energía	Peso de electrodos	Tiempo necesario
			ampers					
e mm	MM							
15	2	1	45			0.1	0.020	5
2	2	1	60			0.2	0.025	5
3	2	1	70			0.3	0.035	5
4	3	1	90			0.51	0.119	8
5	3	1	110			0.75	0.185	11
6	4	1	130			1.00	0.270	15
7	3	2	110			1.35	0.365	20
8	3 4	2	110	130		1.80	0.475	27
9	3 4	2	110	130		2.28	0.601	35
10	3 4	2	110	130		2.77	0.740	40
12	3 4 5	3	110	130	165	3.90	1.060	56
14	3 4 5 6	4	130	165	210	4.40	1.200	65
15	3 4 5 6	4	130	165	210	5.00	1.400	70
16	3 4 5 6	4	130	165	210	5.70	1.600	80
18	3 4 5 6	4	130	165	210	7.20	2.000	100
20	3 4	4	110	130		5.60	1.500	80
22	3 4	4	110	130		6.70	1.800	100
15	3 4 5	6	110	130	165	8.70	2.320	125
0	3 4 5	6	110	130	165	16.20	3.350	175

Fig. 1. Temperature-entropy chart.

Keenan, Keyes, Hill, & Moore
STEAM TABLES (International Edition—Metric Units)
Copyright © 1969, John Wiley & Sons, Inc.

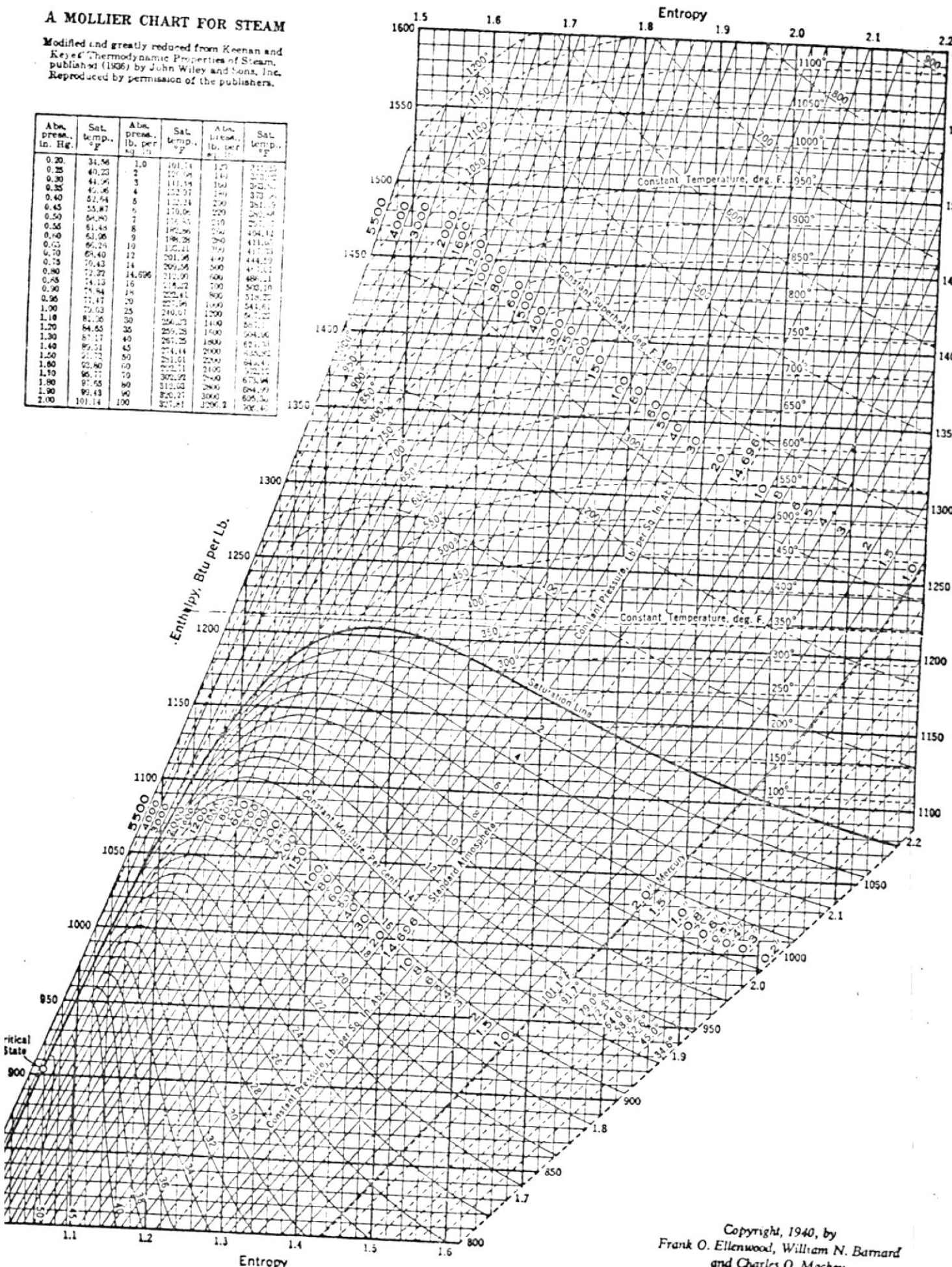


Entropy, Joules/Gram Deg. Kelvin

A MOLLIER CHART FOR STEAM

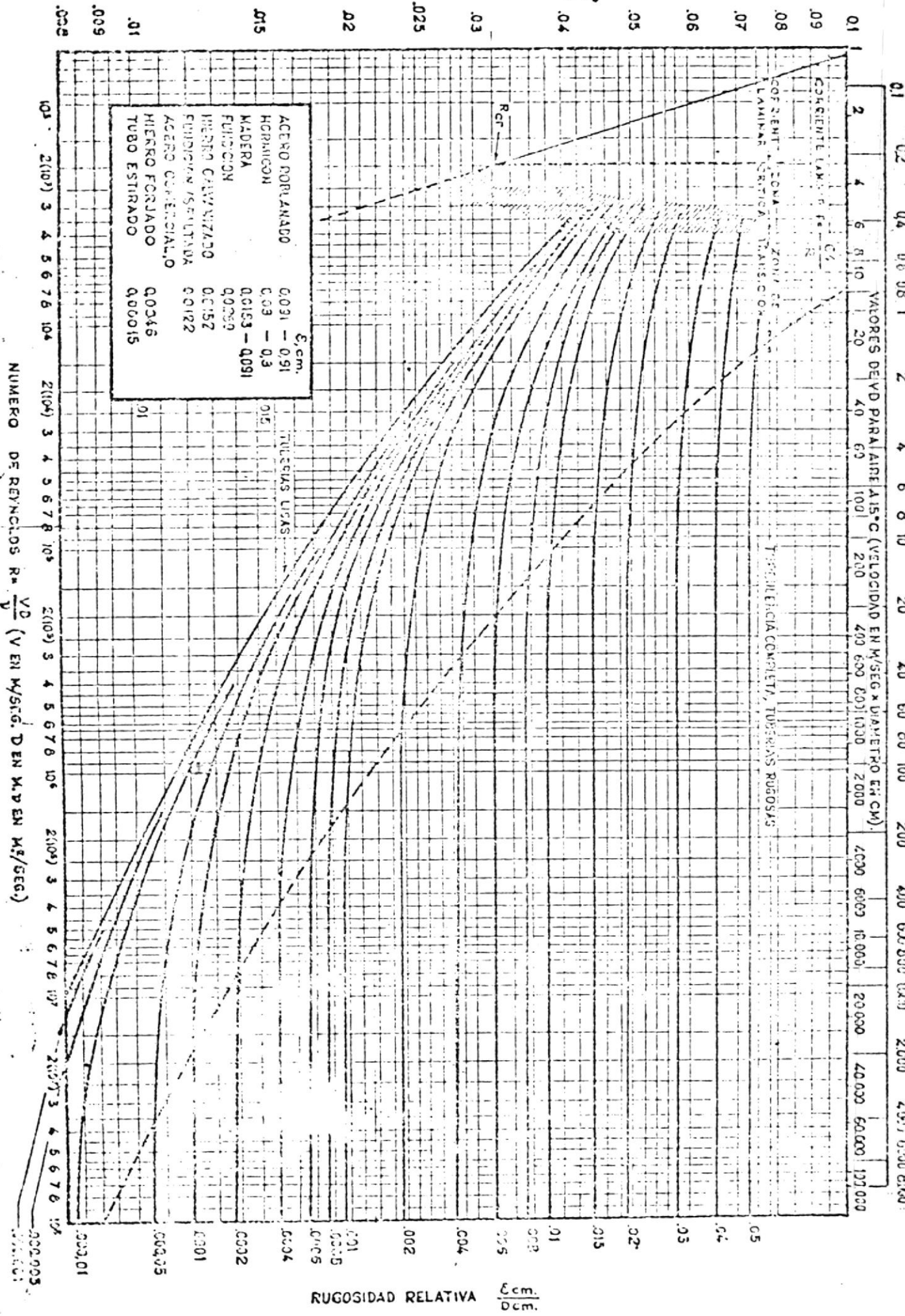
Modified and greatly reduced from Keenan and Keyes' Thermodynamic Properties of Steam, published (1936) by John Wiley and Sons, Inc. Reproduced by permission of the publishers.

Abv. press., lb. Hg.	Sat. temp., °F.	Abv. press., lb. per sq. in.	Sat. temp., °F.	Abv. press., lb. per sq. in.	Sat. temp., °F.
0.20	34.56	1.0	101.74	1.27	172.25
0.25	40.23	2	107.98	1.44	178.27
0.30	44.96	3	111.15	1.60	182.27
0.35	49.06	4	112.97	1.74	185.27
0.40	52.54	5	114.24	1.88	187.27
0.45	55.87	6	115.06	2.00	188.27
0.50	58.80	7	115.55	2.10	189.27
0.55	61.45	8	115.86	2.20	190.27
0.60	63.98	9	116.06	2.30	191.27
0.65	66.29	10	116.17	2.40	192.27
0.70	68.40	12	116.26	2.50	193.27
0.75	70.43	14	116.34	2.60	194.27
0.80	72.37	14.696	116.40	2.70	195.27
0.85	74.24	16	116.44	2.80	196.27
0.90	76.04	18	116.47	2.90	197.27
0.95	77.77	20	116.49	3.00	198.27
1.00	79.43	25	116.50	3.10	199.27
1.10	81.26	30	116.51	3.20	200.27
1.20	83.05	35	116.51	3.30	201.27
1.30	84.77	40	116.51	3.40	202.27
1.40	86.43	45	116.51	3.50	203.27
1.50	88.03	50	116.51	3.60	204.27
1.60	89.57	55	116.51	3.70	205.27
1.70	91.05	60	116.51	3.80	206.27
1.80	92.48	65	116.51	3.90	207.27
1.90	93.85	70	116.51	4.00	208.27
2.00	95.17	75	116.51	4.10	209.27



Copyright, 1940, by Frank O. Ellenwood, William N. Barnard and Charles O. Mackey

COEFICIENTE DE ROZAMIENTO $f = \frac{hf}{L} \frac{V^2}{2g}$



NUMERO DE REYNOLDS $R = \frac{VD}{\nu}$ (V EN M/SEG. D EN M. ν EN M²/SEG.)

VALORES DE VD PARA AIRE A 15°C (VELOCIDAD EN M/SEG. X DIAMETRO EN CM.)

2000 4000 6000 8000 10000 20000 40000 60000 100000

RUGOSIDAD RELATIVA $\frac{\epsilon}{D}$

GRÁFICO 2. TAMAÑOS DE LAS TUBERIAS DE CALEFACCION POR VAPOR A BAJA PRESION

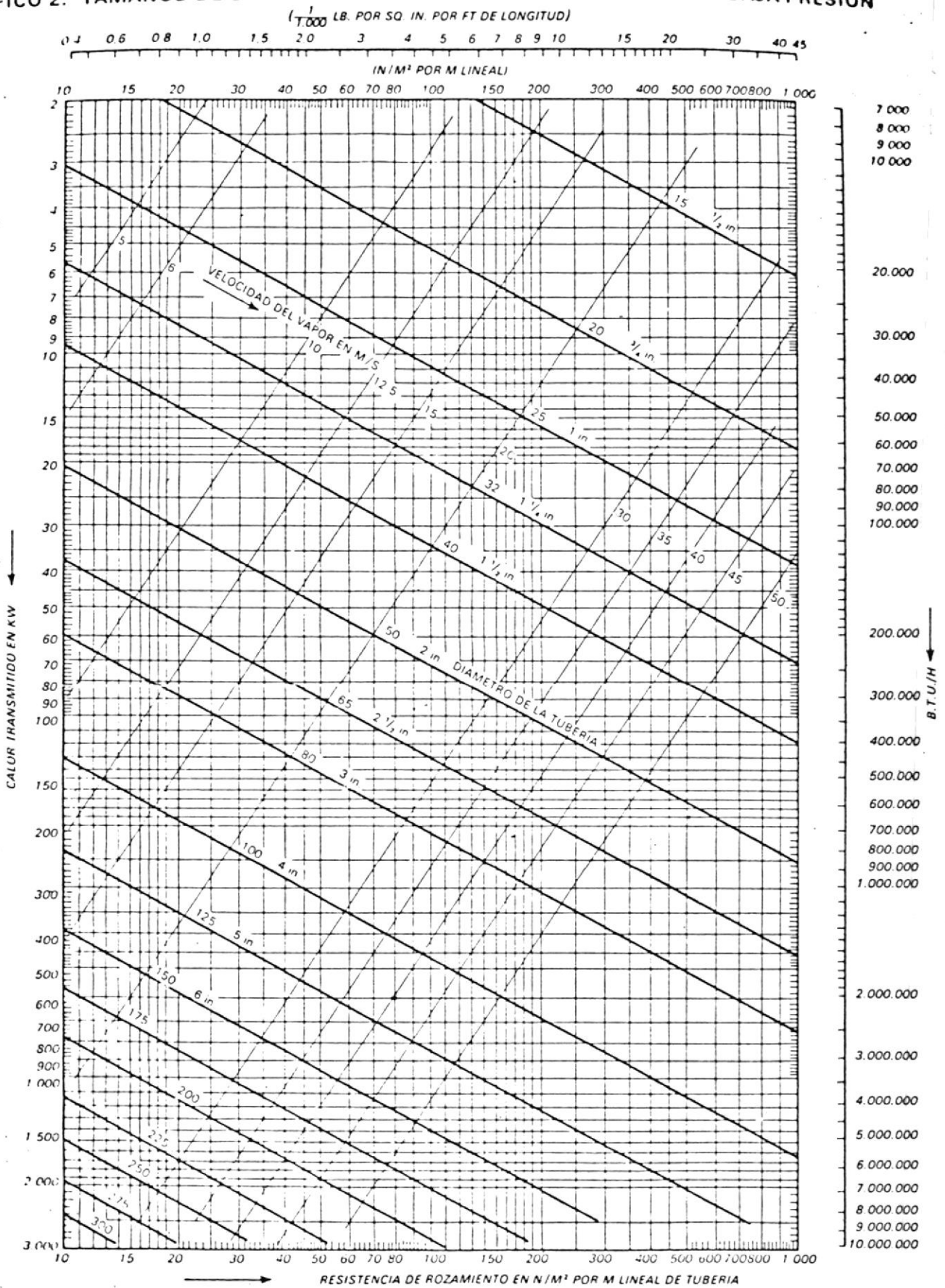
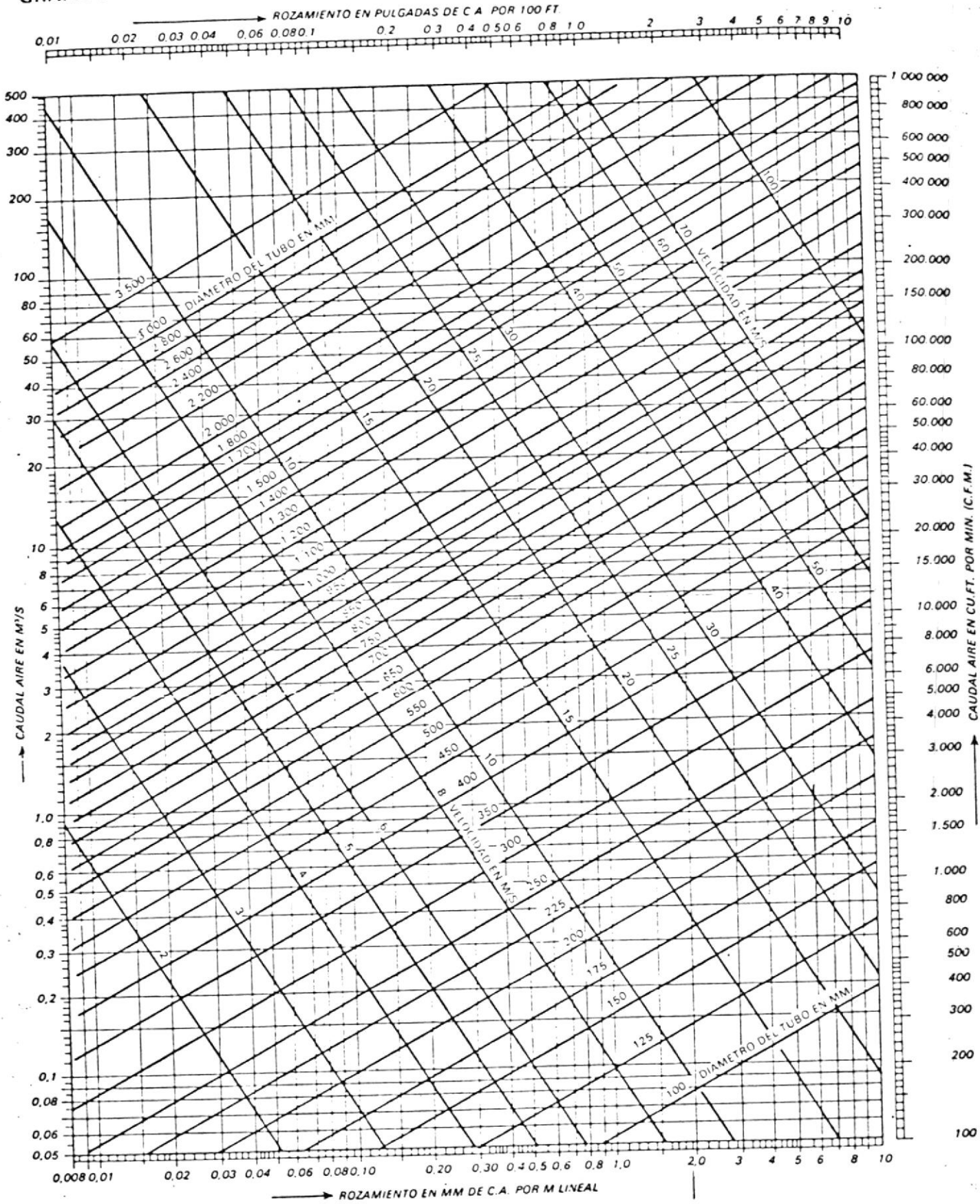


GRAFICO 4. DIMENSIONADO DE LOS CONDUCTOS PARA LOS SISTEMAS DE VENTILACION



ALGUNAS DE LAS VENTAJAS SOBRESALIENTES EN EL MODERNO ELEVADOR DE CANGILONES "E M C"

as en hierro fundido
ladas para servicio
do, debidamente ba-
dadas y maquinadas
prolongar la vida
de la correa.

en acero de alta calidad monta-
sobre rodamientos sellados y con
ción permanente para reducir a
nimo la labor de mantenimiento.

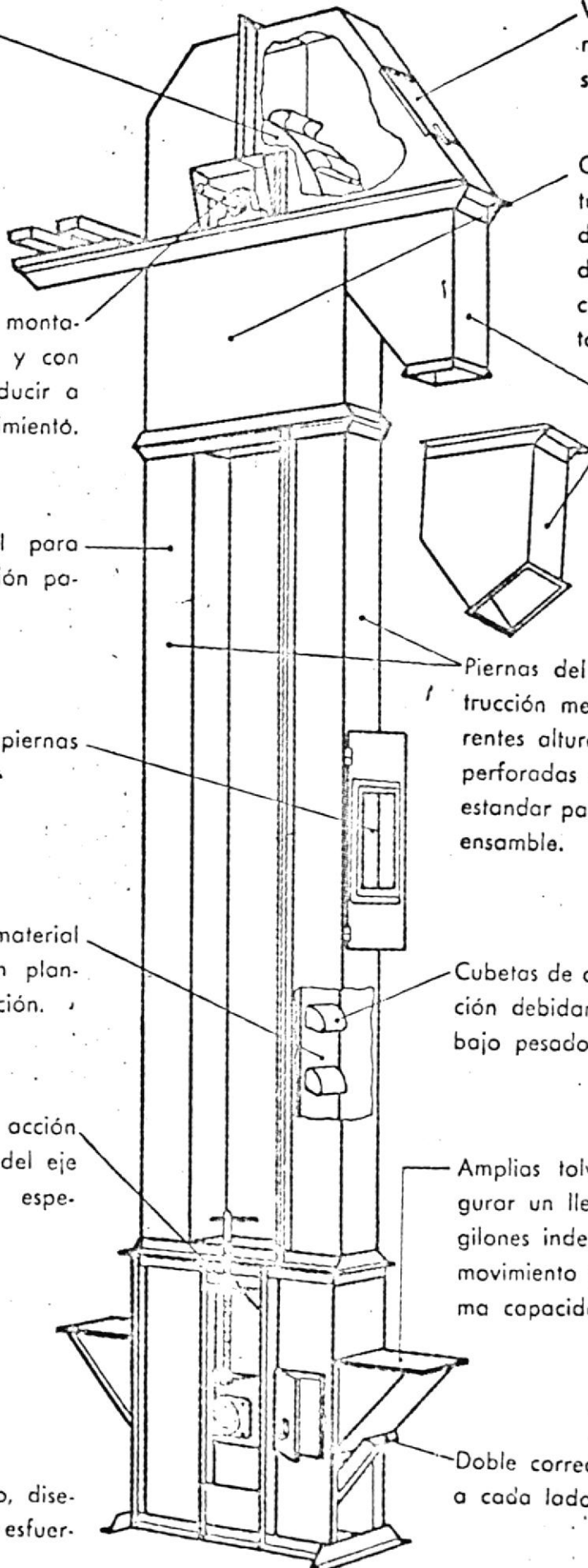
ra base y acabado final para
ntizar larga vida y protección pa-
abajo a la intemperie.

anillos de inspección en las piernas
se del elevador.

eas para las cubetas en material
alta calidad, perforadas con plan-
para fácil y rápido instalación.

anismo tensor deslizante de acción
ta sobre ambos extremos del eje
no requiere herramientas espe-
s para su ajuste.

unto estructuralmente rígido, dise-
o para resistir vibraciones y esfuer-
ocasionados por el viento.



Ventanilla de inspección
mantenimiento en la par-
superior.

Cabeza del elevador estruc-
turalmente reforzada para
dar una máxima resistencia
distribución uniforme de la
carga y perfecto alineamien-
to.

Tolvas para descargar
con salida de acuerdo
a la forma del tubo
receptor.

Piernas del elevador de rígida cons-
trucción metálica, en módulos de dife-
rentes alturas con bridas de acople
perforadas de acuerdo a un patrón
estandar para facilitar la operación de
ensamble.

Cubetas de alta capacidad, fácil remo-
ción debidamente reforzadas para tra-
bajo pesado y alta velocidad.

Amplias tolvas de cargue para ase-
gurar un llenado completo de los can-
gilonos independiente de su sentido de
movimiento para garantizar una máxi-
ma capacidad de transporte.

Doble corredera para rápida limpieza
a cada lado de la base del elevador.

Compañía de Cementos de la Caldera S.A. (C.C.S.A.)
 Calle 100 No. 100, Bogotá, Colombia

Modelo de la Caldera	30	35	40	45	50	55	60
Superficie de Calentamiento	100	150	200	250	300	350	400
BTU por Hora	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000
Consumo de Agua (Litros)	100	150	200	250	300	350	400
Peso Neto	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000
Peso Bruto	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000

Modelo de la Caldera	65	70	75	80	85	90	95
Superficie de Calentamiento	450	500	550	600	650	700	750
BTU por Hora	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7500
Consumo de Agua (Litros)	450	500	550	600	650	700	750
Peso Neto	10000	11000	12000	13000	14000	15000	16000
Peso Bruto	13000	14000	15000	16000	17000	18000	19000

Modelo de la Caldera	100	110	120	130	140	150
Superficie de Calentamiento	800	900	1000	1100	1200	1300
BTU por Hora	8000	9000	10000	11000	12000	13000
Consumo de Agua (Litros)	800	900	1000	1100	1200	1300
Peso Neto	18000	20000	22000	24000	26000	28000
Peso Bruto	22000	24000	26000	28000	30000	32000

Compañía de Cementos de la Caldera S.A. (C.C.S.A.)
 Calle 100 No. 100, Bogotá, Colombia

Modelo de la Caldera	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250	260	270	280	290	300
Superficie de Calentamiento	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400	2500	2600
BTU por Hora	12000	13000	14000	15000	16000	17000	18000	19000	20000	21000	22000	23000	24000	25000	26000
Consumo de Agua (Litros)	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400	2500	2600
Peso Neto	35000	38000	41000	44000	47000	50000	53000	56000	59000	62000	65000	68000	71000	74000	77000
Peso Bruto	45000	49000	53000	57000	61000	65000	69000	73000	77000	81000	85000	89000	93000	97000	101000

Modelo de la Caldera	310	320	330	340	350	360	370	380	390	400	410	420	430	440	450
Superficie de Calentamiento	2800	3000	3200	3400	3600	3800	4000	4200	4400	4600	4800	5000	5200	5400	5600
BTU por Hora	28000	30000	32000	34000	36000	38000	40000	42000	44000	46000	48000	50000	52000	54000	56000
Consumo de Agua (Litros)	2800	3000	3200	3400	3600	3800	4000	4200	4400	4600	4800	5000	5200	5400	5600
Peso Neto	75000	80000	85000	90000	95000	100000	105000	110000	115000	120000	125000	130000	135000	140000	145000
Peso Bruto	95000	100000	105000	110000	115000	120000	125000	130000	135000	140000	145000	150000	155000	160000	165000

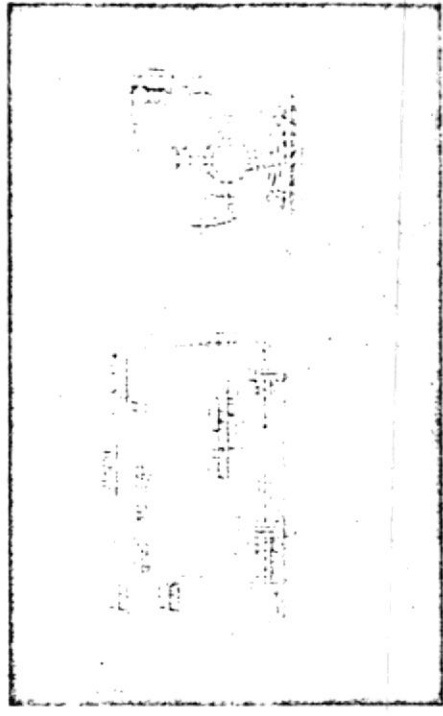
Modelo de la Caldera	460	470	480	490	500	510	520	530	540	550	560	570	580	590	600
Superficie de Calentamiento	6000	6500	7000	7500	8000	8500	9000	9500	10000	10500	11000	11500	12000	12500	13000
BTU por Hora	60000	65000	70000	75000	80000	85000	90000	95000	100000	105000	110000	115000	120000	125000	130000
Consumo de Agua (Litros)	6000	6500	7000	7500	8000	8500	9000	9500	10000	10500	11000	11500	12000	12500	13000
Peso Neto	170000	180000	190000	200000	210000	220000	230000	240000	250000	260000	270000	280000	290000	300000	310000
Peso Bruto	210000	220000	230000	240000	250000	260000	270000	280000	290000	300000	310000	320000	330000	340000	350000

Compañía de Cementos de la Caldera S.A. (C.C.S.A.)

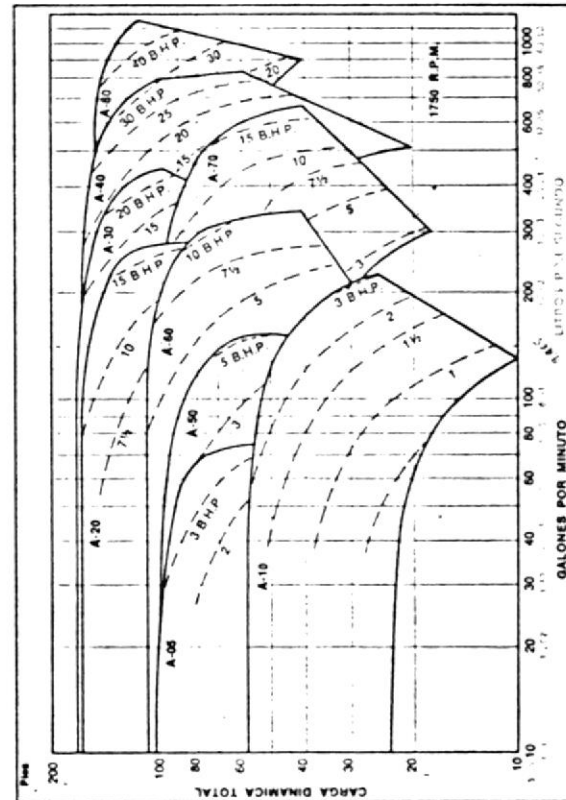
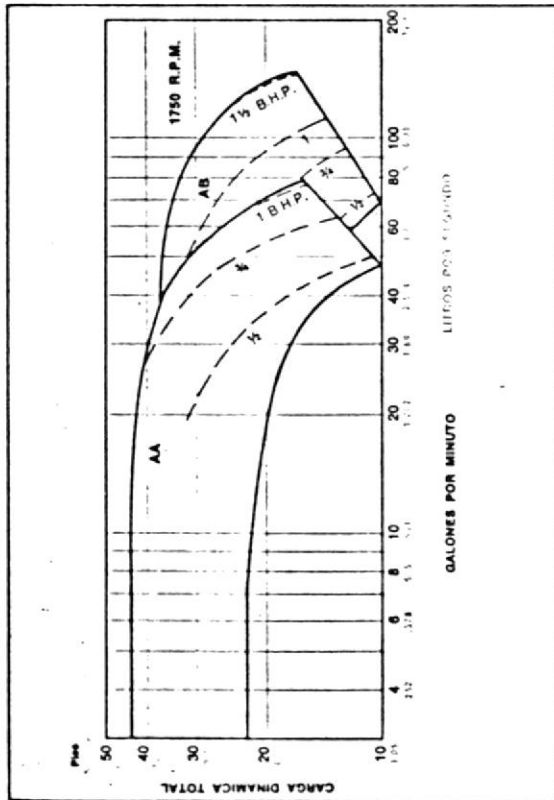
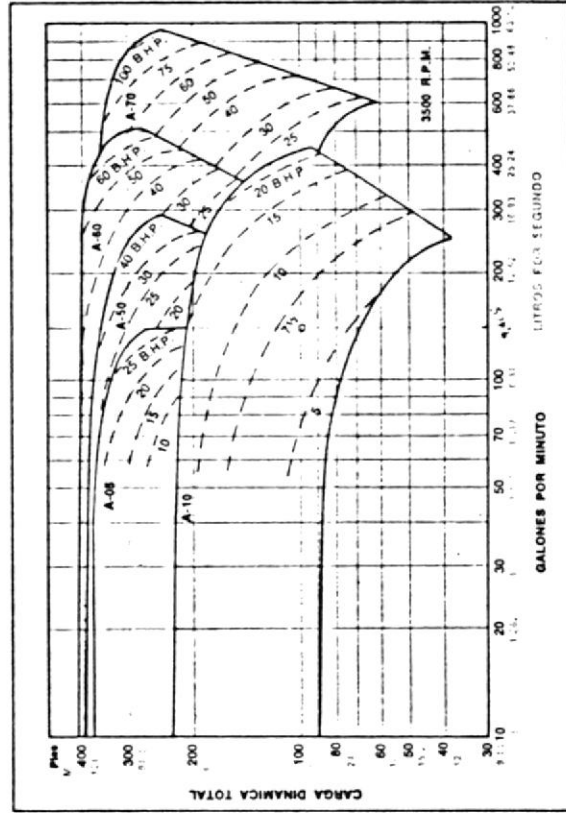
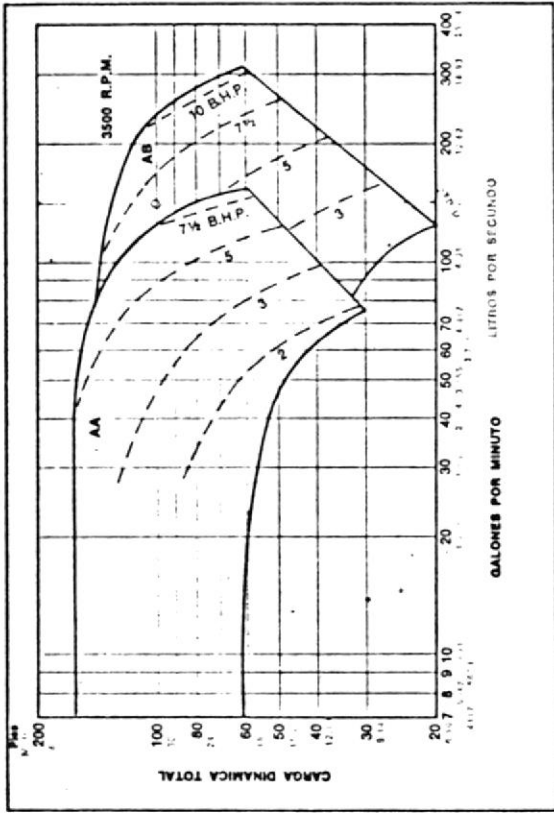
Compañía de Cementos de la Caldera S.A. (C.C.S.A.)

Compañía de Cementos de la Caldera S.A. (C.C.S.A.)

Compañía de Cementos de la Caldera S.A. (C.C.S.A.)



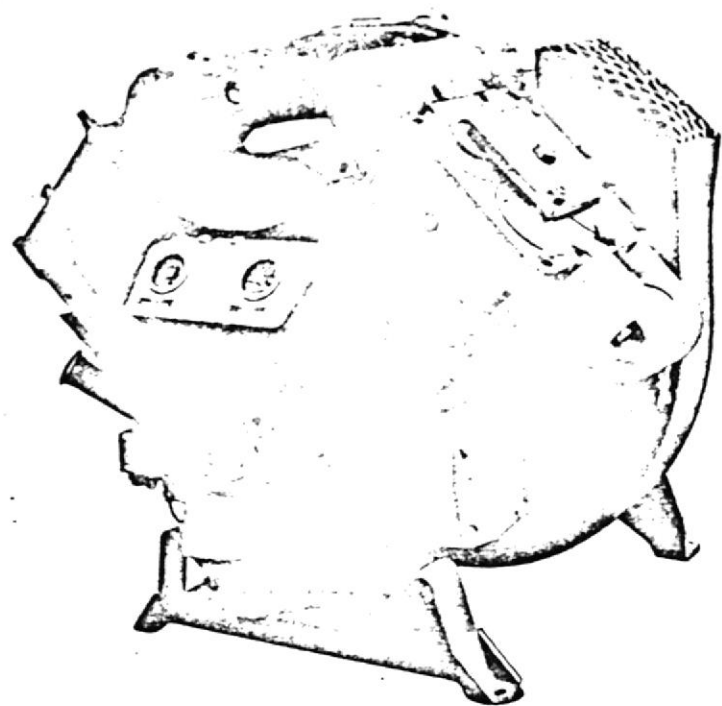
Compañía de Cementos de la Caldera S.A. (C.C.S.A.)



VALVES • PUMPS • FITTINGS • WATER TREATMENT • METERS • CONTROLS • PLUMBING • HEATING

CRANE DEMING PUMPS

CRANE CO. DEMING DIV. • P. O. BOX 450 • SALEM, OHIO 44460



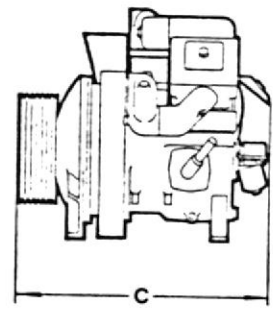
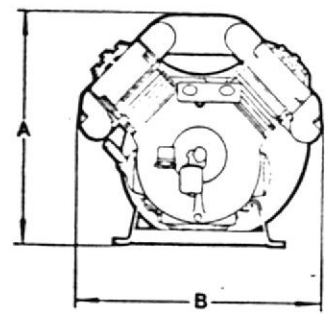
Las bombas de vacío Atlas Copco, tipo BE, son unidades completamente refrigeradas por aire, de simple efecto y una sola etapa, capaces de conseguir un vacío entre '88 - 90%. Están fabricadas de manera que puedan cumplir exactamente con las condiciones exigidas para un funcionamiento continuo. La capacidad de estas bombas es elevada en relación a su peso y tamaño. El primero se debe en parte al empleo de muchos componentes metálicos ligeros. Todas las piezas móviles están equilibradas con exactitud, tanto estática como dinámicamente, con el fin de lograr un funcionamiento suave, exento de averías y de gran duración.

Las bombas BE son muy compactas, basándose su diseño en el de los compresores standard BT. Dichas máquinas solo pueden ser accionadas por medio de correas trapezoidales.

Las bombas de vacío BE son máquinas de una sola etapa, teniendo las del tipo BE40 dos cilindros y las BE60 cuatro.

CARACTERISTICAS

TIPO	Vacío máximo	Desplazamiento del pistón		Motor eléctrico aconsejado	Velocidad rpm	Peso neto	
	%	m ³ /min.	pies ³ /min.	hp		kg	lb
BE40	88	11.1	392	20	1.460	395	870
BE60	90	22.2	783	40	1.460	560	1.230



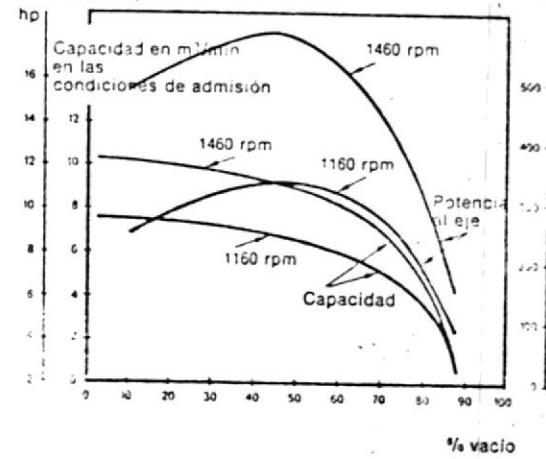
MEDIDAS PRINCIPALES

	A		B		C	
	mm	pulg.	mm	pulg.	mm	pulg.
BE40	850	33 1/2	930	36 5/8	975	38 3/8
BE60	850	33 1/2	930	36 5/8	1310	51 9/16

BE

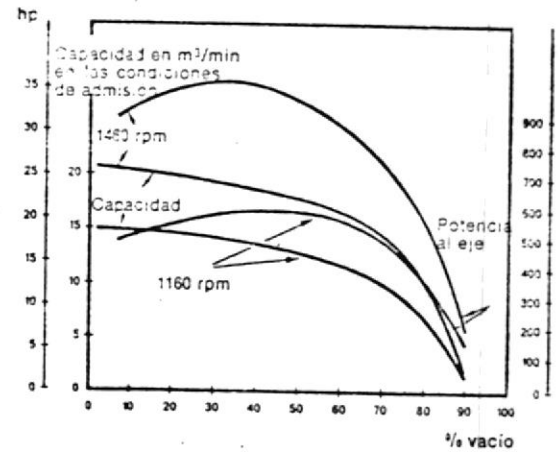
BE 40

Capacidad y potencia absorbida al eje
Potencia al eje



BE 60

Capacidad y potencia absorbida al eje
Potencia al eje



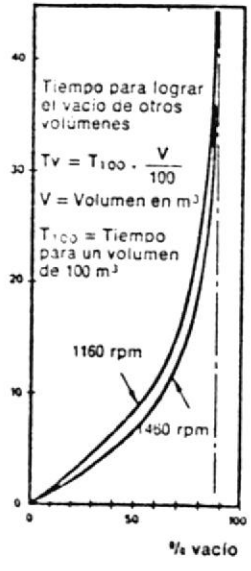
BE 40

Tiempo para lograr el vacío de un volumen de 100 m³ (3.530 pies³)

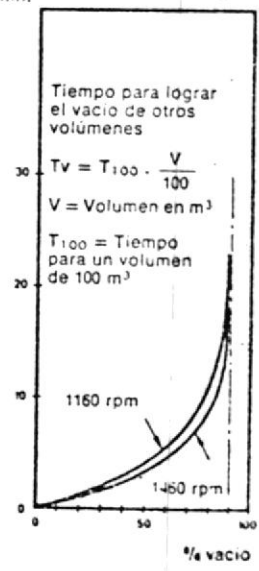
BE 60

Tiempo para lograr el vacío de un volumen de 100 m³ (3.530 pies³)

Tiempo min.

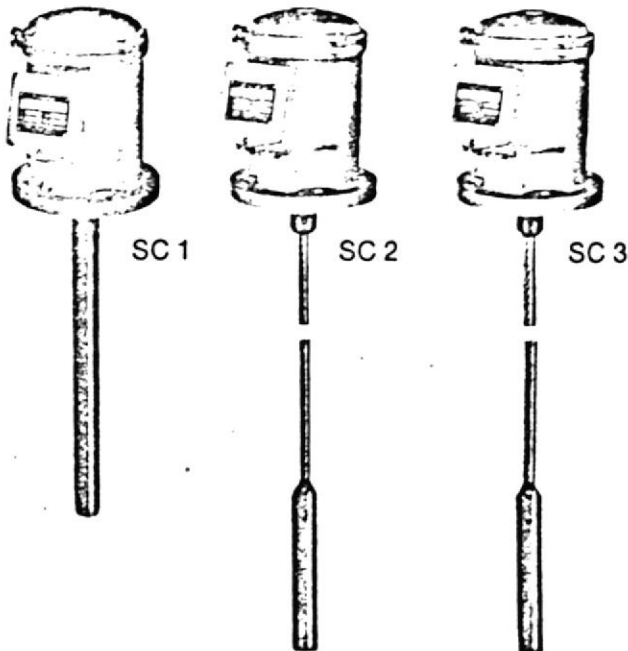


Tiempo min.



Nivopilot

Detector de Nivel funcionando por capacidad, de construcción compacta



Apropiado tanto para sustancias eléctricamente conductoras como para las que no lo son

Electrodo y equipo electrónico forman una sola unidad

Maniobra de seguridad para señalización de recipiente lleno y vacío

Gran seguridad de funcionamiento, con independencia de la presión o vacío reinante

No requiere atenciones para su conservación

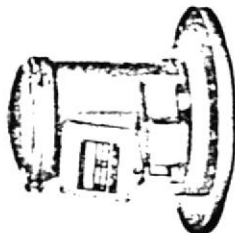
Unidad funcional del aparato intercambiable

Completamente transistorizado
Circuito impreso

Sencillo
Robusto
De gran duración
De adquisición económica



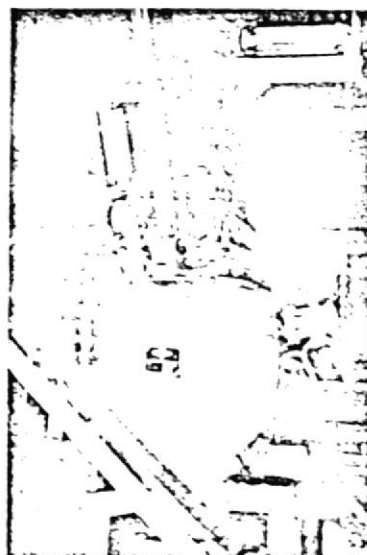
SC 3 D



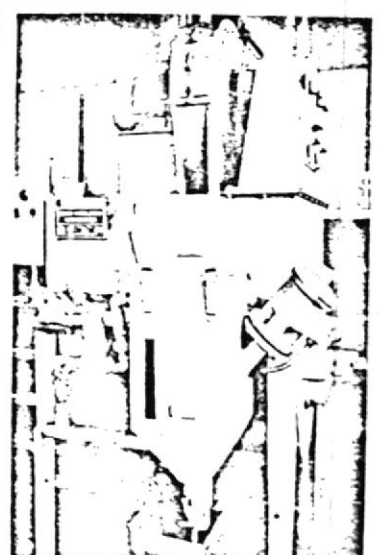
SC 3 DS



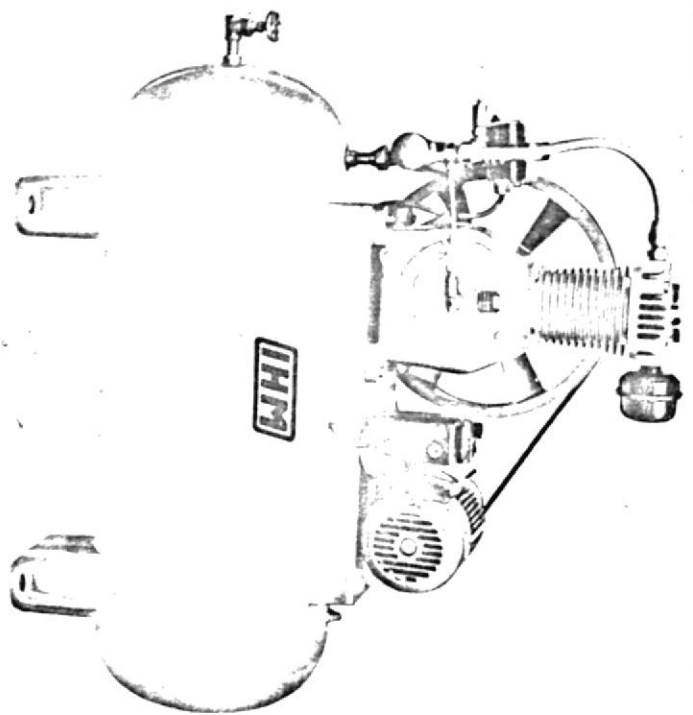
Aparatos Nivopilot SC formando parte de un equipo de extracción



Aparato Nivopilot SC instalado en un equipo de extracción a presión



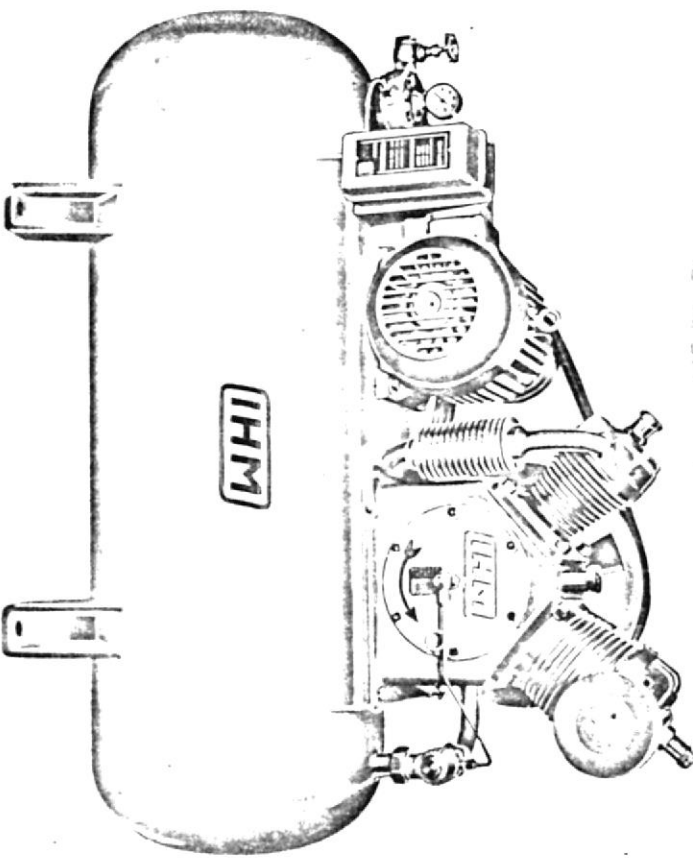
Aparato Nivopilot SC acoplado a un separador por vía húmeda



COMPRESOR X-1

MODELO	Velocidad Compressor RPM	Desplazam PCM	Presion Maxima LB/PULG ²	Potencia Motor HP	Capacidad Tanque GAL	Peso Neto KG	Dimensiones de Embalaje mm
1-X1-20	400	3.8	150	1	20	100	1150x500x950
	500	4.7	100	1	20	100	1150x500x950
1/2-X1-34	500	4.5	150	1/2	34	150	1300x550x1000
	650	6.0	80	1/2	34	150	1300x550x1000

Una Etapa
Un Cilindro



COMPRESOR V-3

MODELO	Velocidad Compressor RPM	Desplazam PCM	Presion Maxima LB/PULG ²	Potencia Motor HP	Capacidad Tanque GAL	Peso Neto KG	Dimensiones de Embalaje mm
4-V3-60	600	12.2	220	4	60	280	1600x600x1050
4-V3-80	600	12.2	220	4	80	320	1600x650x1150
5 1/2-V3-60	750	15.5	220	5 1/2	60	275	1600x600x1050
5 1/2-V3-80	750	15.5	220	5 1/2	80	325	1600x650x1150

Dos Etapas
Dos Cilindros

COMPRESOR V-6

MODELO	Velocidad Compressor RPM	Desplazam PCM	Presion Maxima LB/PULG ²	Potencia Motor HP	Capacidad Tanque GAL	Peso Neto KG	Dimensiones de Embalaje mm
5 1/2-V6-60	500	19.7	200	5 1/2	60	360	1600x600x1150
7 1/2-V6-80	600	22.2	220	7 1/2	80	420	1600x650x1150
10-V6-80	750	28.2	220	10	80	500	1600x650x1150
10-V6-120	750	28.2	220	10	120	580	1800x850x1450

Una Etapa
Dos Cilindros

COMPRESOR X-2

MODELO	Velocidad Compressor RPM	Desplazam PCM	Presion Maxima LB/PULG ²	Potencia Motor HP	Capacidad Tanque GAL	Peso Neto KG	Dimensiones de Embalaje mm
2-X2-34	400	8.3	150	2	34	160	1300x550x1000
	470	9.5	100	2	34	160	1300x550x1000
	500	10.3	150	3	60	220	1600x600x1050
3-X2-60	650	13.2	100	3	60	220	1600x600x1050

Una Etapa
Un Cilindro

COMPRESOR V-5

MODELO	Velocidad Compressor RPM	Desplazam PCM	Presion Maxima LB/PULG ²	Potencia Motor HP	Capacidad Tanque GAL	Peso Neto KG	Dimensiones de Embalaje mm
4-V5-80	550	22.5	100	4	80	280	1600x650x1150
5 1/2-V5-80	600	24.5	100	5 1/2	80	270	1600x650x1150
7 1/2-V5-80	650	26.5	100	7 1/2	80	280	1600x650x1150
7 1/2-V5-120	650	26.5	100	7 1/2	120	370	1800x850x1450

Una Etapa
Dos Cilindros

COMPRESOR V-7

MODELO	Velocidad Compressor RPM	Desplazam PCM	Presion Maxima LB/PULG ²	Potencia Motor HP	Capacidad Tanque GAL	Peso Neto KG	Dimensiones de Embalaje mm
7 1/2-V7-60	500	37.5	100	7 1/2	80	390	1600x650x1150
7 1/2-V7-120	500	37.5	100	7 1/2	120	470	1800x850x1450
10-V7-80	600	45.0	100	10	80	470	1600x650x1150
10-V7-120	600	45.0	100	10	120	500	1800x850x1450

Una Etapa
Dos Cilindros

Nos reservamos el derecho de introducir las modificaciones que sean necesarias a las especificaciones anteriores con el propósito de mejorar los equipos.

B I B L I O G R A F I A

1. Principios de Transferencia de Calor.
de FRANK KREIT (Editorial Interciencia).
Primera edición en español, Noviembre 1.970.
2. Transmisión de Calor de ALAN CHAPMAN
(Editorial AID).
Primera edición en español, Enero 1.965.
3. Drying Cereal Grains By DONAL B. BROOKER
(Editorial AVI).
First edición, 1.974.
4. El Secado de F.KNEULE
(Ediciones URNO).
Primera edición de España, 1966
5. El Molino de Arroz de KURT FISCHER
(Impreso en "ROYAL PRINT").
Primera edición, 1.960.
6. Deseccación y Almacenamiento de Cereales
de P.E. BERRY (Editorial Acribia).
Primera edición, 1.956.
7. Transmisión de Calor de W.H. Mc ADAMS
(Editorial Mc. Graw - Hill).
Tercera edición, 1.964.
8. Tablas y Gráficos para cálculo de Instalaciones Indus-
triales por VALENTIN EKSARHO (Editorial Librería MITRE)
Primera edición, 1.971
9. Diseño de Máquinas de A.S. HALL
Compendios SCHAUM (Editorial Mc Graw - Hill).
Primera edición, 1.970

10. Manual del Ing. Mecánico de MARKS (UTHEA).
Primera edición, 1.967
11. Manual del Ing. Químico de JOHN H. PERRY (UTHEA)
Primera reimpresión, 1.974.
12. Prontuario de Calefacción Ventilación y Aire Acondicion
nado de F. PORGES (Editorial MARCOMBO).
Sexta edición, 1.974
13. Diseño de Estructuras Metálicas de WILLIAMS Y HARRY
(Editado por C.E.C.S.A.).
Sexta edición, 1.970.
14. Secador de Granos al Vacío
Ediciones MIAG.
15. Teoría, Cálculos y Cuadros de Secadores Ing. GEORG
BERTRAM (Ediciones BUHLER).
16. Flour Milling Processes por J.H. SCOTT.
17. Industrial Drying por A. WILLIAMS - GARDNER
(Editorial Leonardo Hill).
Copias Xerox.
- 18.- The Fundamentals Of Food Engineering por STANLEY E. CHARM
Sc.D (Editorial A.V.I.).
Copias Xerox.
19. Drying Principles and Practice By R.B. KEEY
(Editorial Pergamon Press).
Copias Xerox.
20. Fluidization By Max LEVA
(Editorial Mc. Graw Hill).
Copias Xerox.