

870117

---

---

# UNIVERSIDAD AUTONOMA DE GUADALAJARA

Incorporada a la Universidad Nacional Autónoma de México

---

---

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA



36<sup>2</sup>  
Ejlon

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

PROYECTO DE UNA PLANTA DE REFRIGERACION POR  
ABSORCION DE 100 TONELADAS DE REFRIGERACION  
PARA LA INDUSTRIA AVICOLA.

---

---

## TESIS PROFESIONAL

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE  
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A  
RODOLFO ALEJANDRO VIRREIRA TARDIO

---

---

GUADALAJARA, JALISCO

1987

---

---



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

# I N D I C E

	PAG.
INTRODUCCION	1
PROYECTO DE LA CAMARA Y VOLUMEN DE REFRIGERACION	2
Cámara de Refrigeración	7
CALCULO DEL FLUJO REFRIGERANTE	8
Diagrama de flujo.	12
ABSORBEDOR CON SISTEMA DE ENFRIAMIENTO	13
CALCULO Y SELECCION DEL SISTEMA DE BOMBEO	18
PROYECTO Y SELECCION DEL REGENERADOR, INTERCAMBIADOR GENERADOR DE VAPOR, RECTIFICADOR, ANALIZADOR Y REGU- LADOR PARA FLUJO DE RETORNO AL ABSORBEDOR.	22
Selección del Regenerador.	22
Selección del Intercambiador.	24
Selección del Analizador con Rectificador, descrip- ción.	28
Selección del Regulador para Flujo de Retorno al -- absorbedor.	29
PROYECTO DEL CONDENSADOR .	31
Diseño del Condensador, (distribución de tubos en . el espejo).	39
Diseño del Condensador (corte A-A')	40
CALCULO Y SELECCION DE ACCESORIOS	41
Localización de la tubería de refrigeración.	41
Tanque amoniaco líquido.	42
Válvulas de retención.	43
Regulador de Presión	43
Niveles de líquido	43
Válvula de purga	43
Válvulas de corte	44
Válvulas de alivio	44

Selección de Válvula de expansión.	44
Manómetros y Termómetros	45
Tubería de Amoníaco	46
Mantenimiento preventivo	47
 COSTOS	 49
 CONCLUSIONES	 54
 BIBLIOGRAFIA	 57
 APENDICE	 59
Tabla 1 Propiedades del Amoníaco	59
Tabla 2 Toneladas de Refrigeración para tubería de Amoníaco.	60
Tabla 3 Propiedades de Vapor Saturado de Amoníaco.	61
Tabla 4 Presiones parciales de amoníaco sobre soluciones acuosas de amoníaco.	64
Tabla 5 Densidad solución acuosa de amoníaco	66
Gráfica 1 Concentración con peso de amoníaco en las soluciones en %.	67
Gráfica 2 Diagrama Presión-Entalía para hidróxido de amoníaco.	68
Carta Bomba Centrífuga	69
Tablas Ref. II (Principios de Refrigeración ROY J. DOSSAT).	70

## INTRODUCCION.

El uso de máquinas frigoríficas para la conservación de alimentos, actualmente juega un papel importante en las industrias en general, ya que exigen cada vez más cubrir los requerimientos necesarios, con los costos mas bajos y -- mayor eficiencia en sus equipos.

El presente trabajo está orientado a cubrir estas necesidades, por lo cual se ha escogido el sistema de absorción, eliminando el compresor que se usa tradicionalmente, - que para la capacidad y uso requerido significaría un número relativamente grande partes móviles sometidas por su uso normal a desgastes que de alguna manera se reflejan en pérdidas de eficiencia, tiempo y costos.

La máquina de absorción funciona por un principio básico muy sencillo. La substancia refrigerante se obtiene por evaporación, en un recipiente o calderin sometido a la acción del calor, de la sustancia refrigerante que contiene una rica solución de esta substancia. El vapor de esta substancia pasa al condensador, y después, a través de una válvula reguladora, al evaporador, donde el frio se produce por evaporación de la substancia refrigerante. El vapor pasa del evaporador a un absorbedor, donde una solución líquida - pobre, que viene del calderín de ebullición, y que se ha enfriado a su paso por un cambiador de temperatura, absorbe este vapor de la substancia refrigerante.

La regularidad de la absorción mantiene en el evaporador la presión necesaria para producir la temperatura de evaporación deseada y el agua, de esta forma enriquecida en el absorbedor, retorna al calderin de ebullición por medio de la bomba.

## CAPITULO 1

### PROYECTO DE LA CAMARA Y VOLUMEN DE REFRIGERACION.

Para realizar el proyecto de la cámara y volumen de refrigeración, se tomarán las siguientes consideraciones que son requisitos indispensables para realizar los cálculos necesarios.

La cámara de refrigeración la constituye un cuarto de enfriamiento de 32.166 x 43.166 pies<sup>2</sup> por 12.75 pies de altura para enfriar pollo fresco a 80°F de temperatura inicial hasta una temperatura de 10°F en un tiempo de 13 horas-45 minutos.

Las cuatro paredes están orientadas como se muestra en la figura. Están construidas de tabique ordinario con espesor de pared de 5 pulgadas, aisladas con placha de corcho de 3 pulgadas de espesor. El piso es de losa de hormigón de 2 pulgadas, vaciado directamente sobre el suelo con aislamiento de 3 pulgadas con acabado de concreto de 2 pulgadas. El techo expuesto al sol está construido de concreto de 4 pulgadas, recubierto con una plancha de corcho de 4 pulgadas. La temperatura de diseño del exterior es la promedio de la región considerada como 95°F y la temperatura final del producto (10°F).

Se realizará el acomodo y almacenaje del producto en el cuarto de enfriamiento mediante 4 personas.

Se almacena un promedio en peso del producto de 150,000 lb. de pollo fresco. El cual ya estará debidamente pelado, lavado y desviscerado y empacado, esto con el fin de tenerlo ya listo para ser distribuido al consumidor, en cuanto éste lo requiera.

Para realizar el cálculo de la carga de enfriamiento en equipo de refrigeración, por lo general no es solo el resultado de una fuente de calor. Resulta ser la suma de las cargas térmicas en las que están involucradas diferentes fuentes que posteriormente se describirán.

Area exterior del terreno	5,171 pies <sup>2</sup>
Techo	1,530 pies <sup>2</sup>
Piso	1,426 pies <sup>2</sup>
Pared Norte y Sur	476 pies <sup>2</sup>
Pared Este	630 pies <sup>2</sup>
Pared Oeste	630 pies <sup>2</sup>
Volumen interior	17,703 pies <sup>2</sup>

El calor cedido por el equipo productor de alumbrado localizado dentro del cuarto de refrigeración tiene una carga de alumbrado de 500 Watts.

La carga por cambio de aire, que ésta constituye el aire caliente del exterior que entra al abrir y cerrar la puerta de la cámara de refrigeración, lo cual nos da por resultado una pérdida en el espacio de refrigeración.

Cambios de aire (interpolación)	2.79 BTU/24 H. Ref. II tabla 10-8b.
Ganancia de calor por pie <sup>3</sup> (80°F, a 50% humedad relativa)	3.28 BTU/pie <sup>3</sup> Ref. II tabla 10-7b

El calor cedido por el producto caliente a medida que su temperatura es bajada hasta el nivel deseado, llamado calor específico del pollo.

0.79 BTU/lb°F Ref. II tabla 10-11
--------------------------------------

El calor cedido por las personas dentro del espacio refrigerado, cuando se realiza el almacenamiento del producto, llamado calor cedido por visitante 1,200 BTU/H.persona Ref. II. Tabla 10-15.

El efecto de la radiación solar que pasa del exterior al espacio refrigerado por conducción, según el material empleado llamada tolerancia por radiación solar, denotada como factores.

Factor del sol en el techo (cemento)	9°F Ref. II tabla 10-6
Factor de sol muro Este y Oeste	4°F Ref. II tabla 10-6
Factor de sol muro Sur	2°F Ref. II tabla 10-6
Temperatura exterior de diseño	95°F
Temperatura de diseño de piso	60°F

El coeficiente total de transmisión de calor "U" - que es la ganancia de calor a través de todas las paredes incluyendo techo y piso, que está en función del material empleado para su construcción, llamado factor U.

Factor U techo	0.069 BTU/H.pie <sup>2</sup>	Ref. II tabla 10-3
Factor U piso	0.087 BTU/H.pie <sup>2</sup>	Ref II tabla 10-3
Factor U pared Este y Oeste.	0.081 BTU/H.pie <sup>2</sup>	Ref II tabla 10-1
Factor U pared Norte y Sur	0.081 BTU/H.pie <sup>2</sup>	Ref. II tabla 10-1

Para el cálculo de la carga de ganancia de pared, - la cual está determinada por tres factores, cuya relación se expresa a través de la siguiente ecuación:

$$Q = (A) (U) (D) \text{ Ref. II Ecuación 10-2}$$

Techo

$$1,530 \times 0.069 \times (9 + (95 - 10)) 24 = 238,166 \text{ BTU/24H.}$$

Piso

$$1,426 \times 0.087 \times (60 - 10) 24 = 148,874 \text{ BTU/24 H.}$$

Pared Este y Oeste

$$1,260 \times 0.081 \times (4 + (95 - 10)) 24 = 218,000 \text{ BTU/24 H.}$$

Pared Sur.

$$476 \times 0.081 \times (2 + (95 - 10)) 24 = 80,505 \text{ BTU/24 H.}$$

Pared Norte

$$476 \times 0.081 (95 - 10) 24 = 78,655 \text{ BTU/24 h.}$$

La carga de cambio de aire es el producto del volumen interior por el cambio de aire y por la ganancia de calor por pie<sup>3</sup>.

Carga de cambio de aire:

$$17,703 \times 2.79 \times 2.38 = 117,551 \text{ BTU/24 H.}$$

La carga del producto es el calor que debe ser eliminado del producto refrigerado, a fin de que la temperatura del mismo baje hasta el nivel deseado. Se obtiene de la siguiente ecuación:

$$Q = \frac{(m)(c)(TD)(24 \text{ H.})}{\text{Tiempo de enfriamiento deseado (H).}}$$

Ecuación 10-8 Ref. II

donde: m = peso total del producto

c = calor específico del producto.

TD = diferencia de temperaturas. Temperatura del producto menos la temperatura en el interior de la cámara.

$$Q = \frac{150,000 \times 0.79 \times (80 - 10)24}{13.75} = 14'478,545 \text{ BTU/24 H.}$$

Carga de alumbrado.

P x Factor x 24 H.

$$500 \times 2.18 \times 24 = 26,160 \text{ BTU/24H.}$$

Carga por visitante

No. de personas x Factor visitante x 24 H.

$$4 \times 1200 \text{ BTU/H persona. } 24 = 115,200 \text{ BTU/24 H.}$$

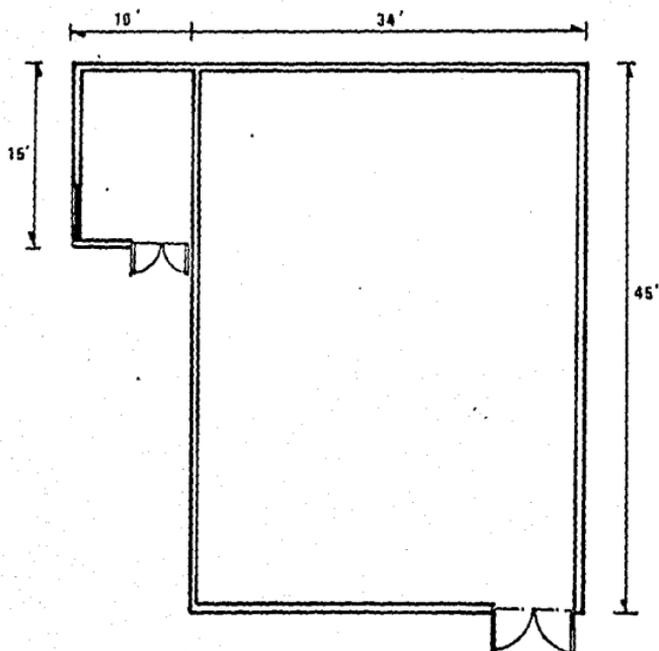
Suma 15'386,456 BTU/24 H.

Factor de seguridad, 10% 1'538,645 BTU/24 H.

TOTAL 16'925,101 BTU/24 H.

Carga horario promedio

$$\frac{\text{Carga enfriamiento total}}{\text{Tiempo de operación}} = \frac{16'925,101 \text{ BRU/24H.}}{13.75 \times 60} = 20,505.27 \text{ BTU/min.}$$

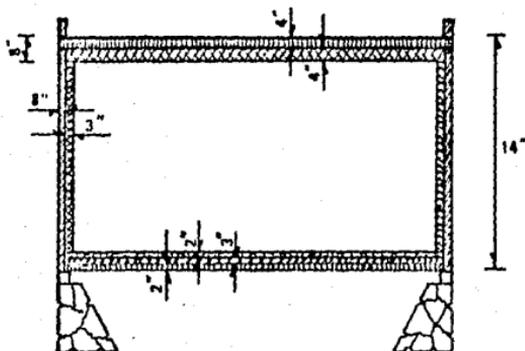


TABIQUE ORDINARIO 

PLANCHA CORCHO 

LOSA CONCRETO 

ACABADO CONCRETO 



UNIVERSIDAD AUTONOMA DE  
 GUADALAJARA  
 CAMARA DE REFRIGERACION  
 TESIS PROFESIONAL  
 VIRREIRA TARDIO RODOLFO A.

## CAPITULO II

### CALCULO DEL FLUJO REFRIGERANTE.

En el proceso de absorción de una máquina de refrigeración empleando  $\text{NH}_3$  como refrigerante y agua como absorbente plantearemos las condiciones para el análisis de nuestra máquina de refrigeración por absorción. Según las siguientes consideraciones:

1.- El calor se suministra al generador mediante vapor saturado de escape a  $250^\circ\text{F}$  y 29.825 psia. (Ver tabla 3-276 Perry Chemical Engineers 5a. Edición) Referencia I. La temperatura en el generador será de  $175^\circ\text{F}$ .

2.- Con agua de enfriamiento a  $60^\circ\text{F}$ . Las temperaturas del condensador y del absorbedor serán de  $179^\circ\text{F}$  y  $70^\circ\text{F}$  respectivamente y el  $\text{NH}_3$  se evapora en el serpentín refrigerador a  $10^\circ\text{F}$ .

3.- Es una operación adiabática excepto donde se añade calor o se expulsa calor intencionalmente.

4.- Se realizarán cálculos para 100 toneladas de refrigeración.

Como el  $\text{NH}_3$  puro vaporiza a (p=cte) en el refrigerador y se condensa en el condensador las presiones en estas dos partes del sistema se pueden evaluar ya que corresponden a las presiones de  $10^\circ\text{F}$  y  $70^\circ\text{F}$  respectivamente (Ver tabla 3-Propiedades de vapor Saturado).

$P_2$  Presión (Condensador y Generador) - 128.8 psia.

$P_1$  Presión (Refrigerante y Absorbedor) - 38.51 psia.

Es necesario que la solución en el absorbedor tenga una presión de vapor de 38.51 psia. y que la solución en el generador tenga una presión de vapor de 128.8 psia. a 175°F. Por lo tanto estamos en condiciones de evaluar el porcentaje en peso de amoníaco en una solución acuosa que tiene una presión de  $\text{NH}_3$  de 38.51 psia. a 70°F y de 128.8 psia. a 175°F usando la Tabla No. 4.

Como los datos de referencia no coinciden con los de la tabla No. 4, es necesario interpolar obteniendo las siguientes concentraciones:

$$B = \frac{1}{X_2 - X_1} \left[ (X_2 - X_0) F(X_2) - (X_1 - X_2) F(X_1) \right]$$

	F(Xi)	Xi-38.51
33.20	43.59	-5.31
44.25	48.57	5.74

$$B_{38.51} = \frac{1}{44.25 - 33.20} \left[ (5.74 \times 48.57) + (5.31)(43.59) \right]$$

$B_{38.51} = 46.18\%$  Concentración en peso de la solución fuerte -  
(absorbedor)

La concentración de la solución que sale del generador es:

	F(Xi)	Xi-128.8
*107.5	33.71	-21.3
*147.0	38.64	18.2

\*Nota.- Estos valores fueron obtenidos construyendo la Gráfica No. 1 a partir de los datos de la Tabla No. 4.

$$B_{128.8} = \frac{1}{147 - 107.5} \left[ (18.2 \times 38.64) - (21.3)(33.71) \right]$$

$B_{128.8} = 35.9\%$  Concentración en peso de la solución débil que sale del generador.

La rapidez de circulación de amoníaco a través del refrigerador por Tonelada de refrigeración es:

$$M = \frac{12,000}{H_A - H_D}$$

Donde  $H_A$  es la entalpía de vapor saturado a  $10^\circ\text{F}$  y  $H_D$  es la entalpía de líquido saturado a  $70^\circ\text{F}$ . Estas entalpías son obtenidas de la Gráfica No. 2 del apéndice (Presión Entalpía).

$$H_A = 612.5 \text{ BTU/lbm.}$$

$$H_D = 121 \text{ BTU/lbm.}$$

$$M = \frac{12,000 \text{ BTU/hr.}}{512.5 \text{ BTU/lbm.} - 121 \text{ BTU/lbm.}} = 24.41 \text{ lbm/hr. Tol. Refriger.}$$

$$M_t = M \times 100 \text{ (Ton. Refriger.)} = 24.41 \frac{\text{lbm}}{\text{hr}} / \text{Ton. Ref.} \times 100 \text{ Ton. Ref.}$$

$$M_t = 2,441 \text{ lbm/hr.}$$

Para terminar el flujo de las soluciones en libras por hora sea Y el número de lbm/hr de solución débil que fluyen del generador al absorvedor y X el número de lbm/hr. de solución fuerte que fluye del absorvedor al generador.

Por lo tanto los balances del material de amoníaco y el total respecto al generador esta en las siguientes ecuaciones.

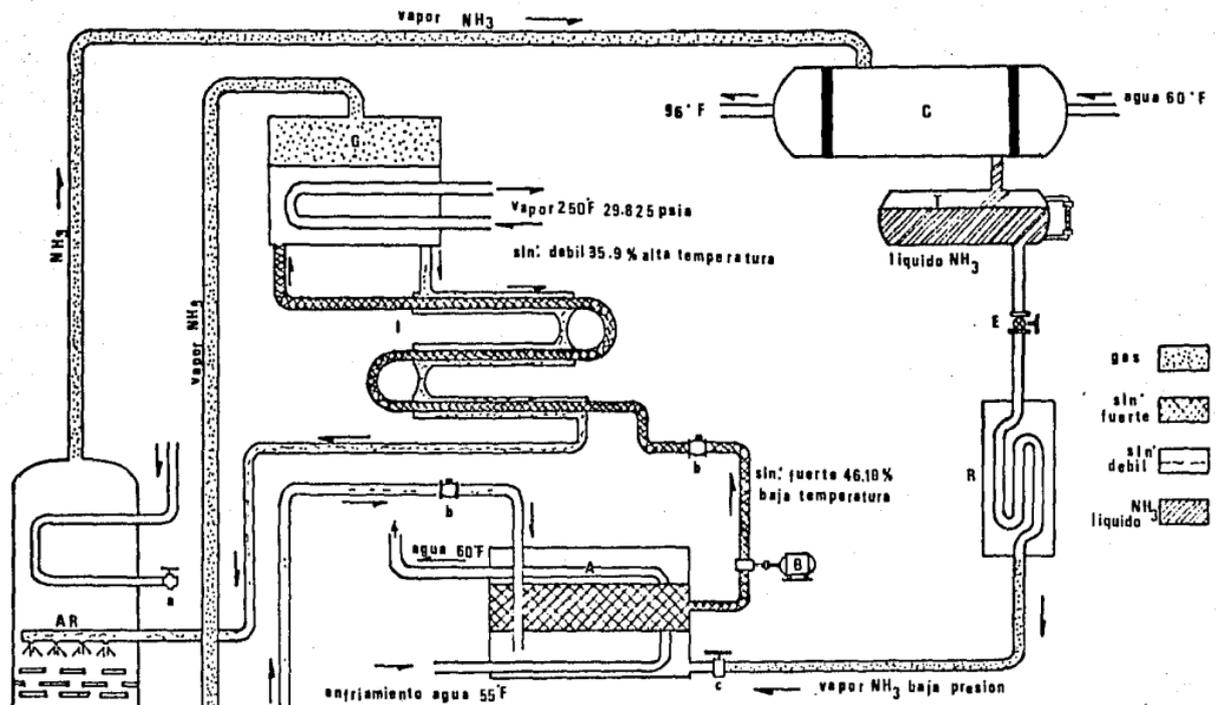
$$0.359 Y + 2,441 = 0.4618 X \text{ Amoniaco.}$$

$$Y + 2,441 = X \quad \text{Total.}$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones resulta:

$$X = 15,220 \text{ lbm/hr.}$$

$$Y = 12,779 \text{ lbm/hr.}$$



- A absorbedor
- B bomba
- C condensador
- AR analizador con rectificador
- G generador
- I intercambiador
- T tanque NH<sub>3</sub> liquido
- E valvula de expansion
- R evaporador
- c regulador p: flujo retorno
- a dren
- b chek

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE  
 GUADALAJARA  
 DIAGRAMA DE FLUJO  
 TESIS PROFESIONAL  
 VIRREIRA TARDIO RODOLFO A.

## ABSORBEDOR CON SISTEMA DE ENFRIAMIENTO.

En el proceso de refrigeración por absorción de amoniaco, se suministra calor, directamente a la máquina refrigeradora para llevar a cabo el efecto refrigerante. El condensador, la válvula de expansión y el serpentín de refrigeración son todavía parte del equipo y tienen exactamente las mismas funciones que en el proceso de compresión de vapor.

La diferencia esencial entre los sistemas de absorción y compresión, es la sustitución del compresor por tres unidades que son:

El absorbedor, la bomba de hidróxido de amonio y el generador, por consiguiente la planta elemental de absorción está formada por el generador, el condensador, la válvula de expansión, el serpentín de refrigeración, el absorbedor, y la bomba de hidróxido de amonio conectadas entre sí por medio de tubería.

Si el absorbedor, la bomba y el generador van a reemplazar al compresor, la presión y la temperatura del vapor de  $\text{NH}_3$  debe elevarse a su paso por el equipo de su camino al serpentín y al condensador, la posibilidad de hacer esto, depende de las propiedades de la solución de  $\text{NH}_3$  en agua o hidróxido de amonio. Si la temperatura de una solución a una concentración dada se aumenta a presión constante se alcanza una temperatura en la cual el agua ya no es capaz de tener  $\text{NH}_3$  en solución, junto con una pequeña cantidad de vapor de agua. En otras palabras, el agua puede tener en solución cantidades crecientes de  $\text{NH}_3$  cuando la presión sobre la solución aumenta o cuando la temperatura de la solución disminuye.

En el generador se suministra calor a la solución de amoniaco usualmente mediante la circulación de vapor a -- través de serpentines sumergidos en la solución. La concentración original de amoniaco en agua puede escogerse de modo que para la temperatura de la solución (fijada por la temperatura de vapor suministrado) y la presión sobre ella (Determinado por la acción del condensador). El vapor de amoniaco entonces escapa de la solución y pasa al condensador dejando en el generador una solución débil de amoniaco en agua y si el vapor va a ser suministrado continuamente al generador, - éste debe estar llenandose continuamente con una solución -- más fuerte suministrado por el absorbedor y la bomba.

Para este fin han de colocarse el generador por en cima del absorbedor para que la solución débil, que tiene ma yor densidad fluya directamente del fondo del generador al - absorbedor.

El vapor de amoniaco que sale del serpentín de expansión a temperatura y presión bajas se pone en contacto e con la solución débil que llega al absorbedor, la cual, debi do a su baja temperatura es capaz de absorber, el vapor de - amoniaco incrementando por consiguiente, la concentración de amonio en la solución. Como durante esta absorción de vapor de amonio se desprende calor, debe circularse agua fría a -- través del absorbedor para mantener una temperatura suficiente mente baja para permitir la absorción del vapor por la solución débil. La bomba entrega entonces la solución fuerte al generador, entonces el ciclo de hidróxido de amonio se ha cumplido.

Un aparato adicional usado para mejorar la operación respecto a la planta elemental es el intercambiador o - economizador y su uso se fundamenta con la siguiente explicación:

Como la solución débil sale del generador a alta temperatura y como la solución fuerte sale del absorbedor a baja temperatura las soluciones se hacen fluir en direcciones opuestas a través del intercambiador, mejorando con esta transferencia de calor, la operación del generador y del absorbedor.

Como el vapor de amonio, que sale del generador acarrea algo de vapor de agua. La condensación de este vapor de agua da por resultado una acumulación indeseable de agua en el condensador o en el serpentín de enfriamiento, para remover esta agua se usa un analizador o un rectificador, o ambos.

El analizador consiste en una serie de charolas arriba del generador, de tal manera que los vapores salen del generador pasan sobre estas charolas, mientras la solución fuerte procedente del intercambiador fluye hacia abajo sobre las charolas en su camino al generador. Efectuándose una transferencia de calor entre los dos fluidos y parte del vapor de agua se regresa al generador.

Si se quiere reducir más el contenido de agua en el vapor de amonio, puede colocarse un rectificador entre el analizador y el condensador, y consiste simplemente en un condensador preliminar enfriado por agua en el cual el vapor, se enfría suficientemente para condensar, la mayor parte del vapor de agua. La temperatura a la cual se enfría el vapor es generalmente de unos 20°F mayor que la temperatura del vapor saturado de anhídrido de amonio a la presión del condensador.

Este condensado se regresa al generador y consiste mayormente de agua aunque debe haber algo de amoniaco conden

sado para mantener el equilibrio de los vapores.

La economía en el uso del agua de enfriamiento se asegura empleando la misma agua para varias operaciones de enfriamiento, es decir: El agua más fría puede pasarse primero a través del condensador, después al absorbedor luego al rectificador, esta secuencia de uso es posible debido a que cada aparato a lo largo de la línea de flujo trabaja satisfactoriamente con agua a temperaturas mayores.

Un balance de energía en el absorbedor será el que a continuación se realiza:

Salida

15,220 lbm/hr solución fuerte 70°F.

Calor ganado por el agua de enfriamiento Q.

Entrada

12,779 lbm/hr solución débil a 80°F.

2,441 lbm/hr amoníaco a 10°F 38.51 psia.

De este balance debe cumplirse la igualdad siguiente

$$2,441 H_{NH_3} + 12,779 H_{SD} = 15,220 H_{SF} + Q$$

Donde

$H_{NH_3}$  - Entalpia del amoníaco.

$H_{SD}$  - Entalpia de la solución débil

$H_{SF}$  - Entalpia de la solución fuerte.

La entalpia del amoníaco que llega al absorbedor puede ser evaluada en la Gráfica No. 2 (10°F y 38.51 psia) - vapor saturado igual a 613 BTU/lbm.

La entalpia de la solución débil a 80°F que es la temperatura de entrada fijada por el Intercambiador de calor

es, de la figura 225 Ref. IX Diagrama Entalpia-Concentración  
15 BTU/lbm a 35.9% concentración.

La entalpia de la solución fuerte a 70°F y 38.51 -  
psia en la fig. 225 Ref. IX al 46.18% de concentración es --  
-18 BTU/lbm.

Sustituyendo en la igualdad anterior resulta:

$$2,441 (613) + 12,779 (-15) = 15,220 (-18) - Q$$

$$1,496,333 - 191,685 = -273,960 - Q$$

$$Q = 1,496,333 - 191,685 - 273,960$$

$$Q = 1,578,608 \text{ BTU/hr.}$$

En el absorbedor se necesita retirar 1,578,608 ---  
BTU/hr de calor con agua de enfriamiento haciendo circular -  
agua por serpentines sumergidos en la solución de hidróxido-  
de amonio.

## CAPITULO IV.

### CALCULO Y SELECCION DEL SISTEMA DE BOMBEO PARA REFRIGERANTE.

Para evaluar el trabajo de la bomba que mueve la solución fuerte al 46.18% de concentración y 15,220 lbm/hr, se hará uso de la ecuación de Bernoulli para el balance de energía mecánica Ecc. 10:17 Ref. VIII.

$$\int_{P_1}^{P_2} v dp + \frac{U^2}{2gc} + \frac{g}{gc} + F + W_g = 0$$

En la ecuación anterior se tomaron las siguientes consideraciones, a) La pérdida de energía por cambio de energía cinética serán despreciables, b) Los cambios de nivel, incrementos en la energía potencial gravitatoria son relativamente pequeños y finalmente, c) La pérdida por fricción en el interior de la tubería es muy pequeña por la baja viscosidad de solución.

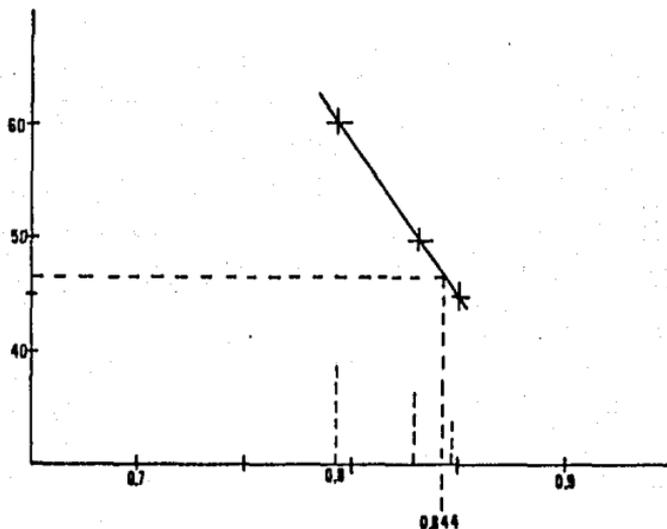
Con los puntos anteriores la Ecuación anterior desarrollada se modifica a:

$$W_g = V (P_2 - P_1)$$

Para calcular el término V se procede como a continuación se indica, como densidad es la razón de la masa al volumen es necesario calcular en primera instancia la densidad de esta solución fuerte (46.18%) de concentración. En la tabla No. 5 del apéndice existen valores de densidad de soluciones acuosas pero en términos de concentración que no corresponden al dato obtenido para la solución fuerte entonces

ces se hace necesario una pequeña gráfica para localizar el valor correspondiente a nuestra concentración según las siguientes coordenadas.

Concentración	Densidad
45%	0.849
50%	0.832
60%	0.796



Con este valor de densidad relativa, se puede calcular la densidad de la solución si la densidad del agua es  $62.3 \text{ lbm/ft}^3$ .

$$62.3 \text{ lbm/ft}^3 \times 0.844 = 52.58 \text{ lbm/ft}^3$$

El volumen a manejar será masa por densidad:

$$4.83 \text{ ft}^3/\text{min} \times 7.482 \frac{\text{G.P.M.}}{\text{ft}^3/\text{min.}} = 36.14 \text{ G.P.M.}$$

Dato que posteriormente será usado para seleccionar la bomba.

Para calcular la potencia de la bomba sustituyendo en la ecuación simplificada de Bernoulli obtenemos:

$$- W_s = V (P_2 - P_1) = 289.46 \text{ ft}^3/\text{h} (128.8 - 38.51) \text{ lbm/in}^2 \times 144 \text{ in}^2/\text{ft}^2$$

$$- W_s = 376,348.4 \text{ ft-lbm/h} = 62,724.83 \text{ ft-lbm/min.}$$

La potencia en H.P. es:

$$\frac{62,724.83}{33,000} = 1.9 \text{ H.P.}$$

Se necesita 1.9 H.P. para mover la solución fuerte.

La solución de la bomba será aquella que cubra las siguientes condiciones:

- 1.- Descarga continua.
- 2.- Para manejar  $\text{NH}_3\text{OH}$ .
- 3.- Líquidos volátiles.
- 4.- Líquidos baja viscosidad.
- 5.- Diferencial de presión 100 psia.
- 6.- Temperatura relativamente baja.
- 7.- Requerimientos de potencia entre 2 y 3 H.P.
- 8.- Para un gasto de aproximadamente 40 G.P.M.
- 9.- Para una altura total de 20 pies.
- 1.- La más eficiente.

Con el objeto de seleccionar la bomba que reúna -- las características citadas en el punto anterior se hace necesario plantear el siguiente razonamiento. Nuestra bomba es un dispositivo que va a ser usado para vencer presión ya que comúnmente lo hacen para competir contra columna de líquido, es decir, solo se encargan de pasar un líquido de un nivel inferior a otro superior.

Planteando lo anterior, tenemos que hacer la conversión de presión de trabajo (38.51 psia a 128.8 psia) a --- equivalente en pies de agua, ya que las cartas de bombas están construidas en función de gasto, altura, potencia, etc.

La presión en pies de agua:

$\Delta P \times \text{Factor}$

(128.8 - 38.51) psi x 2.307 pies agua/psi.

208.3 pies agua - y 36.14 GPM de gasto.

Con estos dos parámetros hacemos uso de la carta de la Gráfica No. 3 para bomba centrífuga Worthington que -- tiene las siguientes características:

Modelo	1 CCN - 62
Succión	1 1/2 Lateral.
Descarga	1"
Flecha	Eje horizontal de acero inoxidable Serie 316 s/baleros.
Impulsor	Cerrado Mat. fundición hierro.
Carcaza	Totalmente fundición hierro.
Conexiones	Bridas.
Presión de Trabajo.	142.2 lb/in <sup>2</sup> .

Motor de Inducción.

Potencia	5 H.P.
R.P.M.	3,600
Ciclos	60
Voltaje	220

Es importante hacer notar que la capacidad de la bomba y motor seleccionada está calculada para la resistencia natural de la bomba y accesorios.

## CAPITULO V

PROYECTO O SELECCION DEL REGENERADOR, INTERCAMBIADOR, GENERADOR DE VAPOR, RECTIFICADOR, ANALIZADOR Y REGULADOR PARA FLUJO DE RETORNO AL ABSORBEDOR.

### SELECCION DEL REGENERADOR

Para la selección del Generador se debe hacer un balance de energía.

#### Entra

15,220 lbm/hr solución fuerte a 120°F.

Calor suministrado por el vapor de escape.

#### Sale

12,779 lbm/hr solución débil a 175°F.

2,441 lbm/hr de amoníaco a 175°F y 128 psia.

$$12,779 H_{SD} + 2,441 H_{NH_3} = 15,220 H_{SF} + Q$$

Donde:

$H_{SD}$  es la entalpia de la solución débil.

$H_{NH_3}$  es la entalpia del amoníaco (175°F - 128.8 psia)

$H_{SF}$  es la entalpia de la solución fuerte.

La entalpia  $H_{NH_3}$  puede calcularse con la Gráfica - No. 2 (presión-entalpia para 175°F y 128.8 psia) vapor saturado, 695 BTU/lbm.

Las Entalpias para la solución débil y fuerte pueden obtenerse del Diagrama Entalpia-Concentración para sistema amoníaco-agua (Estados de Referencia: Agua-32°F, Amoníaco líquido a -40°F Ref. IX Fig. 225 con los siguientes datos.

Para solución débil tenemos 35.9% de concentración y 175°F de temperatura, la entalpia correspondiente en la -- fig. 225 Ref. IX, es de 83 BTU/lbm.

La entalpia para solución fuerte de 46.18% de concentración y 120°F de temperatura para la misma fig. 225 es de 25 BTU/lbm.

$$(12,779) 83 + (2,441) 695 = (15,220)(25) + Q$$

$$Q = 1,060,657 + 1,696,495 - 380,500$$

$$Q = 2,376,652 \text{ BTU/hr.}$$

Esta es la cantidad de vapor suministrada por el vapor de escape. Las libras de vapor por hora serán para va por a 250°F.

$$\text{Entalpia} - 1,164 \text{ BTU/lb}$$

$$Q = M H$$

$$M = \frac{Q/N}{1,164 \text{ BTU/lb}} = \frac{2,376,652 \text{ BTU/hr}}{1,164 \text{ BTU/lb}} = 2,041.79 \text{ lbm/hr}$$

$$m + 2,041.79 \text{ lbm/hr.}$$

Cualquier máquina térmica que proporcione esta can tidad de vapor puede ser adoptada como fuente de energía. En el último de los casos si se cuenta con una máquina que ceda:

$$Q = 2,376,652 \text{ BTU/hr.}$$

## SELECCION DEL INTERCAMBIADOR

La conveniencia de aprovechar la cantidad de calor que ha ganado la solución débil que salde del generador plantea el uso de intercambiador de calor, ya que la solución fuerte que procede del absorbedor es relativamente fría, que es condición para que exista la absorción del gas.

Como en el generador la solución fuerte ha de calentarse para que exista el desprendimiento de amoníaco y la solución débil ha de enfriarse para que pueda absorber el amoníaco en el absorbedor, si pasamos a contracorriente estas dos soluciones por un intercambiador de calor, podremos condicionar la entrada de las soluciones a la temperatura del aparato. El intercambiador tendrá las siguientes características, con el cálculo siguiente:

$M_f = 15,220$  lbm/hr Solución Fuerte.

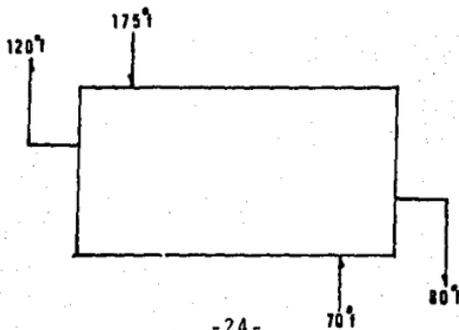
$M_d = 12,779$  lbm/hr Solución débil.

$T_{f1} = 70^\circ\text{F}$  Salida del absorbedor.

$T_{f2} = 120^\circ\text{F}$  Entrada al generador.

$T_{d1} = 175^\circ\text{F}$  Salida del generador.

$T_{d2} = 80^\circ\text{F}$  Entrada al absorbedor.



$$T_m = \frac{120 + 70}{2} = 95^\circ\text{F} \quad \text{Temp. media solución fuerte.}$$

$$T_m = \frac{175 + 80}{2} = 127.5^\circ\text{F} \quad \text{Temp. media solución débil.}$$

$$\Delta t_m = \frac{(175 - 120) - (80 - 70)}{\ln \frac{175 - 120}{80 - 70}} = \frac{55 - 10}{\ln \frac{55}{10}} = \frac{45}{1.71} = 26.31^\circ\text{F}$$

La cantidad de calor ganado por la solución fuerte es igual a la pérdida por la solución débil.

$$Q = M C_p \Delta T \qquad C_p = 1.03 \frac{\text{BTU}}{\text{lb.}^\circ\text{F}}$$

$$Q = 12,779 \times 1.03 (70-120)$$

$$Q = 658,118.5 \text{ BTU/hr.}$$

La ecuación básica para intercambiadores de calor es:

$$Q = \Delta U \Delta t_m$$

En la que ya hemos determinado la cantidad de calor transferido y su temperatura media logaritmica restándose solamente calcular el coeficiente global de transferencia de calor U.

Replanteando el problema del intercambiador quedaría como a continuación se indica. Se desea calentar 15,220 lbm/hr solución fuerte (46.18% concentración de amoníaco) de 70°F a 120°F con una solución débil que se enfria de 175°F a 80°F de concentración 35.9%. Se dispone de horquillas de 12 pies de longitud de 2 x 1  $\frac{1}{4}$  pulg.

En la tabla No. 8 Pag. 945 Ref. XII se tomaron los coeficientes totales para diseño, estos valores incluyen un-

factor de obstrucción total de 0.001 y una caída de presión permisible de 5 a 10 lb/plg<sup>2</sup> en la corriente.

Para fluido caliente Solución acuosa - 150 - 500.

Para fluido frío soluciones acuosa - 250 - 500.

Por lo tanto el coeficiente total para el fluido caliente como para el frío soluciones acuosas será igual a:

$$U_D = 350 \text{ BTU}/(\text{h})(\text{ft}^2)(^\circ\text{F})$$

La superficie requerida:

$$A = \frac{Q}{U_D \Delta t_m} = \frac{658118.5}{350 \times 26.31} = 71.46 \text{ pies}^2.$$

De la Tabla 11 Pag. 949 Ref. XII para tubo estándar de  $1\frac{1}{4}$  pulg. IPS hay 0.435 pies<sup>2</sup>/pie.

Entonces la longitud del tubo requerida;

$$\text{Long} = \frac{71.46}{0.435} = 164.27 \text{ pies lineales.}$$

Se necesita conectar 13 horquillas de 12 pies en serie cada horquilla tiene las siguientes partes principales.

2 Juegos de tubos concéntricos.

2 Tes conectoras.

1 Cabezal de retorno.

1 Codo en U.

La tubería interior se soporta en lo exterior mediante estoperos y el fluido entra al tubo interior a través de una conexión roscada localizada en la parte externa del intercambiador. Las tres tienen boquillas o conexiones roscadas que permiten la entrada y salida del fluido del ángulo

que cruza de una sección a otra a través del cabezal de retorno, la tubería interior se conecta mediante una conexión U que está generalmente expuesta y que no proporciona superficie de transferencia de calor. Cuando se arregla en dos pasos la unidad se llama horquilla.

## SELECCION DEL ANALIZADOR CON RECTIFICADOR DESCRIPCION.

Con el objeto de evitar caídas de agua que se condensan en el condensador y en el serpentín de refrigeración es necesario incluir entre el generador y el condensador un Rectificador-Analizador que consiste básicamente en lo siguiente:

Descripción del Analizador.- Consta de una serie de dos hileras, con cuatro charolas cada una, por las que se hace pasar el vapor de amoniaco que se ha desprendido del generador en su camino al condensador.

En esta sección tiene lugar la condensación del vapor de agua contenido en el vapor de amoniaco por contacto con las charolas mientras la solución débil que proviene del intercambiador a 90°F. se pasa sobre estas charolas, y recoge esta solución en la parte inferior del Rectificador-Analizador. Esta solución débil contiene una cantidad mas de agua y algo de vapor de amonio necesario para mantener el equilibrio de los vapores. Con esta operación se pretende bajar al vapor de agua que contiene el vapor de amonio que varía entre 5 y 13% en peso. Para reducir un poco más la cantidad de agua en el vapor de amonio se introduce un rectificador que a continuación se describe:

Descripción del Rectificador.- Este no es más que un condensador preliminar enfriado por agua y consiste básicamente de un serpentín de tubo de aluminio flexible de 3/8" con 20 espiras de un pie de diámetro y de un paso de  $\frac{1}{2}$ " esto significa usar aproximadamente 63 pies de tubo de aluminio, este rectificador estará situado por encima de las charolas del analizador y empleará el agua de enfriamiento que sale del condensador a la temperatura de 96°F.

## SELECCION DEL REGULADOR PARA FLUJO DE RETORNO AL ABSORBEDOR

Las válvulas usadas para servicio de refrigeración pueden ser del tipo globo, de ángulo o de compuerta pero el código de tubería prohíbe el uso de válvulas de compuerta en líneas de refrigeración ya que no permiten el estrangulamiento y por lo tanto solo pueden emplearse cuando se usa para flujo total o de no flujo, aunque tengan una caída de presión muy baja. Tanto las válvulas de globo como las de ángulo son adecuadas para estrangulamiento. Debido a que las válvulas de ángulo ofrecen la menor resistencia de flujo siempre que sea práctico se recomienda su uso.

Las válvulas usadas para servicio de refrigeración pueden ser del tipo globo, de ángulo o de compuerta pero el código de tubería prohíbe el uso de válvulas de compuerta en líneas de refrigeración ya que no permiten el estrangulamiento y por lo tanto solo pueden emplearse cuando se usa para flujo total o de no flujo, aunque tengan una caída de presión muy baja. Tanto las válvulas de globo como las de ángulo son adecuadas para estrangulamiento. Debido a que las válvulas de ángulo ofrecen la menor resistencia de flujo siempre que sea práctico se recomienda su uso.

Para servicio de refrigeración son adecuados tanto las válvulas del tipo empacadas del tipo de asiento posterior para permitir empacarse bajo presión y reducir la posibilidad de flujos a través del empaque en posición totalmente abierta, o cuando está fuera de servicio.

Las válvulas angulares se diseñan con vástagos ascendentes de rosca interna o externa y los discos tienen libertad de girar sobre los vástagos con el objeto de evitar las raspaduras entre el disco y el asiento, las válvulas pequeñas son generalmente del tipo rosca interna y combinan un

codo y una válvula esférica de uniones embridadas.

Se elige una válvula angular para tubo de una pulgada colocada al pie de absorbedor y 250 psia de presión de trabajo regulable manualmente.

## CAPITULO VI.

### PROYECTO DEL CONDENSADOR.

La masa de amoniaco que circula a través del refrigerador fue calculada anteriormente, encontrando 2,441 lb/hr. como rapidez de circulación de amoniaco.

Con esta base se puede sumar las siguientes propiedades físicas necesarias para el diseño del condensador.

Para el Amoniaco.

Viscocidad	0.0315 lb/ft-hr.	Ref. III
Calor específico	0.560 BTU/lb-°F.	Ref. I
Conductividad Térmica	1.53 BTU/(h)(ft <sup>2</sup> )(°F/ft)	Ref. I

Para el agua

Viscocidad	1.6 lb/ft-hr	Ref. III
Calor específico	0.008 BTU/(h)(ft <sup>2</sup> )(°F/ft)	Ref. I

En el condensador tiene lugar un cambio de estado a presión constante de 128.8 psia para el amoniaco entrando vapor a 175°F y sale líquido a la misma temperatura. Con estos datos podemos calcular las entalpias de vapor saturado y líquido saturado usando la Gráfica No. 2 del apendice.

Líquido saturado	175°F y 128.8 psia	121 BTU/lbm
Vapor saturado	175°F y 128.8 psia	695 BTU/lbm

La diferencia de estas entalpias es la cantidad de calor que se va a quitar al amoniaco por libra.

$$H = 695 - 121 = 574 \text{ BTU/lbm.}$$

El calor total retirado a 2,441 libras de amoniaco es:

$$Q = 2,441 (574) = 1,401,134 \text{ BTU/hr.}$$

Esta cantidad de calor por hora retirada al amoniaco es la cantidad de calor ganada por el agua de enfriamiento usada por el condensador.

Si se dispone de agua a 60°F y se calienta durante el proceso hasta 96°F el volumen necesario será:

$$m = \frac{1,401,134 \text{ BTU/hr}}{1 \text{ BTU/lb-}^\circ\text{F} (96.60)^\circ\text{F}} = 38,920.39 \text{ lb/hr}$$

$$\text{Si } t_m = \frac{96 + 60}{2} = 78^\circ\text{F} \quad p = 62.11 \text{ lb/ft}^3$$

$$\text{en ft}^3/\text{s}, \quad m = \frac{38,920.39}{3,600 \times 62.11} = 0.1740 \text{ ft}^3/\text{s.}$$

$$m = 0.1740 \text{ ft}^3/\text{s.} \times 28.32 \text{ litro/ft}^3 = 4.93 \text{ litros/s}$$

Para calcular el número de tubos en el condensador se supone una velocidad económica de 8 ft/s para agua de densidad 62.4 lb/pie<sup>3</sup> y una velocidad igual a 1.1 centipaise -- (Tabla 3.45 Ref. I).

Como gasto es área por velocidad podemos emplear.

$$A = \frac{\text{gasto}}{\text{Vel. económica}} = \frac{0.1740 \text{ ft}^3/\text{s}}{8 \text{ ft/s}} = 0.02175 \text{ ft}^2.$$

0.02175 ft<sup>2</sup> es el área que debe cruzar el agua de enfriamiento.

Si utilizamos tubo de aluminio de  $\frac{1}{4}$ " para la construcción del condensador, el área efectiva de paso en el tubo que tiene un espesor de pared de 3/64" es:

$$A = \frac{\pi}{4} \left[ \frac{1}{2} - 2 \left( \frac{3}{64} \right) \right]^2 = 0.1296 \text{ plg}^2 \cdot \frac{1 \text{ plg}^2}{144 \text{ plg}^2} \text{ ft}^2$$

$$A = 9 \times 10^{-4} \text{ ft}^2$$

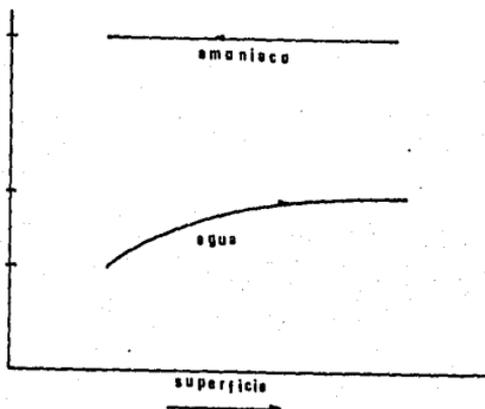
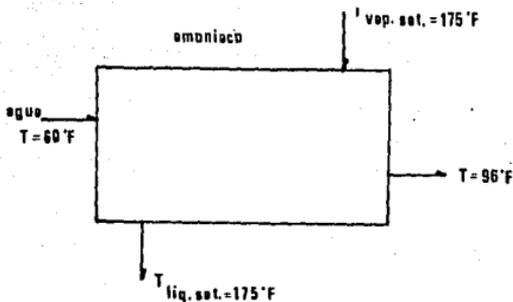
El número de tubos es:

$$\text{No. Tubos} = \frac{\text{Area agua enfriamiento}}{\text{Area/tubo}} = \frac{0.02175 \text{ ft}^2}{9 \times 10^{-4} \text{ ft}^2} = 24 \text{ tubos}$$

Ec.10-120 Ref 1

Este número de tubos para el condensador es un dato en el que no está determinada en longitud, para hacerlo - haremos las siguientes consideraciones:

La diferencia media logarítmica de temperatura  $t_m$  según el diagrama siguiente a contracorriente es:



$$\Delta t_m = \frac{(T_v - T_2) - (T_L - T_1)}{\ln \frac{T_v - T_2}{T_L - T_1}}$$

$$\Delta t_m = \frac{(175 - 96) - (175 - 60)}{\ln \frac{175 - 96}{175 - 60}} = \frac{36}{\ln 0.6869}$$

$$\Delta t_m = \frac{36}{-0.37548} = 95.87^\circ\text{F}$$

Se cuenta con agua en un tanque elevado a 46' pies de altura que representan aproximadamente 20 psia de presión por columna de agua.

De la ecuación básica de diseño para un intercambiador de calor:  $Q = \Delta U \Delta t_m$ , se ha encontrado la cantidad de calor  $Q$  que ha de retirarse al amoniacó, que es igual a la can

tividad de calor ganada por el agua y la diferencia media logarítmica  $t_m$ ,  $U$  es el coeficiente global de transferencia de calor para amoníaco, agua y tubos de aluminio que puede calcularse como sigue:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{V_w} + \frac{1}{K} + \frac{1}{V_a}} \quad \text{Ec. 10;30 Ref. I}$$

Coficiente de transferencia de calor para agua.

$$V_w = 0.023 \left[ \frac{G^{0.8} C_p^{0.4} T_b^{0.8} K^{0.6}}{D_i^{0.2} U^{0.4} T_f^{0.8}} \right] \quad \text{Ec. 17 Ref. III}$$

$$G^{0.8} \left[ \frac{m}{A} \right]^{0.8} = \left[ \frac{38,920.39}{0.02175} \right]^{0.8} = 100,501.9 \text{ lb/ft}^2\text{-h}$$

Cálculo de temperaturas medias de pared, película.

$$T_m \text{ pared} = \frac{T_m \text{ liq} + T_{ma}}{2} = \frac{82 + 122.5}{2} = 102.25 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$T_m \text{ película} = \frac{T_m \text{ liq} + T_m \text{ pared}}{2} = \frac{82 + 102.5}{2} = 92.125 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$T_{fa} = \frac{T_{ma} + T_m \text{ pared}}{2} = \frac{122.5 + 102.25}{2} = 112.375 \text{ }^\circ\text{F.}$$

$$C_p^{0.4} = (0.998)^{0.4} = 0.999 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F.} \quad \text{Coef. de calor espec. del agua Ref. I Tabla-3-174}$$

$$K^{0.6} = (0.363)^{0.6} = 0.544 \text{ BTU/ft}^2\text{H.}^\circ\text{F/ft.} \quad \text{Conductividad térmica del agua Ref. I}$$

$$T_b^{0.8} = (82+460)^{0.8} = 153,886 \text{ }^\circ\text{R} \quad \text{Coef. de la temperatura y de la masa en }^\circ\text{R. Ref. I}$$

$$D_i^{0.2} = (0.203/12)^{0.2} = 0.442 \text{ ft.} \quad \text{Coef. del diámetro interior en ft.}$$

$T_f^{0.8} = (92.125 + 460)^{0.8} = 156.182^\circ R$  Coef. de temperatura media -  
de película en  $^\circ R$ .

$$V_w = 0.023 \left[ \frac{100,501.9 \times 0.999 \times 0.544 \times 153.886}{0.442 \times 1.21 \times 156.182} \right] = 2,314.34 \frac{BTU}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}$$

El coeficiente de transferencia de calor para el amoníaco considerando cambio de fase, es decir condensación de un vapor saturado se puede calcular con la ecuación 10:22 Ref. V.

$$V_a = 0.725 \left[ \frac{q_L (q_L - q_v) g h' t_g K^3}{D M_L (T_{vs} - T_s)} \right]^{1/4}$$

Donde:

$q_L = 35.2 \text{ lb/ft}^3$	Densidad líquido Tabla A-3 Ref.V
$q_v = 0.357 \text{ lb/ft}^3$	Densidad Vapor Gráfica No. 2 Ref.V
$g = 4.17 \times 10^8 \text{ ft/h}^2$	Gravedad.
$h_{tg} = 597.31 \text{ BTU/lb}$	Calor latente.
$K = 1.53 \text{ BTU/h ft}^2 \cdot ^\circ F / \text{ft}$	Conductividad térmica.
$D = 0.0417 \text{ ft}$	Diámetro exterior.
$T_{vs} = 175^\circ F$	Temperatura vapor saturado.
$T_s = 64^\circ F$	Temperatura pared.
$M_L = 0.468 \text{ lb/ft-h}$	Viscosidad de líquido (Ref.V)

$$V_a = 0.725 \left[ \frac{35.2(35.2 - 0.357)4.17 \times 10^7 \times 597.31(1.53)^3}{0.0417 \times 0.468 (175 - 64)} \right]^{1/4}$$

$$V_a = 3,436.99 \text{ BTU/h-ft}^2 \cdot ^\circ F$$

$$h'_{fg} = h_{fg} + 3/8 C_p (T_{vs} - T_s)$$

$$h'_{fg} = 574 + 3/8 \cdot 0.560(175 - 64) = 574 + 2,331$$

$$h'_{fg} = 597.31$$

Obtendidos los coeficientes de transferencia de calor para el agua y para el amoniaco con cambio de fase pasaremos a calcular el coeficiente global de transferencia de calor para nuestro condensador:

$$V_w = 2,314.39 \text{ BTU/h-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

$$V_a = 3,436.00 \text{ BTU/h-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

$$l = 0.04687 \text{ plg.}$$

espesor, pared tubo aluminio.

$$k = 1,390 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}}$$

Conductividad térmica  
Aluminio 6063 T-6 Ref. I Tabla 23-5

$$U = \frac{1}{\frac{1}{V_w} + \frac{l}{k} + \frac{1}{V_a}}$$

Ecc. 10:30 Ref. I

$$U = \frac{1}{\frac{1}{2314.34} + \frac{0.04687}{1390} + \frac{1}{3436.99}}$$

$$U = \frac{1}{4.32 \times 10^4 + 3.37194 \times 10^5 + 2.909 \times 10^4} = \frac{1}{7.5662 \times 10^4}$$

$$U = 1,321.67 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}}$$

Despejando A de la Ecuación básica para diseño  $Q = \Delta U \Delta t_m$ , resulta:

$$A = \frac{Q}{\Delta U \Delta t_m} = \frac{1,401.134}{1.321.67 \times 95.87} = 11.052 \text{ ft}^2$$

Esta área igual a  $11.058 \text{ ft}^2$  es el área de transferencia de calor que debe tener el condensador. Para calcular la longitud de los tubos de cobre se calculará primero - el perímetro del tubo de cobre de  $\frac{1}{2}$ " diámetro exterior:

$$\text{Perímetro} = D = \frac{0.500}{12} \times 3.1416 = 0.13089 \text{ ft.}$$

Anteriormente en la sección que considera velocidad económica determinamos el número de tubos que resulta ser 24.

El área por tubo es la razón del área de transferencia de calor al número de tubos.

$$\text{Área/tubo} = \frac{11.058}{24} = 0.4607 \text{ ft}^2/\text{tubos.}$$

La longitud del tubo con este dato anterior:

$$\text{Longitud tubo} = \frac{0.4607 \text{ ft}^2./\text{tubo}}{0.13089 \text{ ft.}} = 3.520 \text{ ft/tubos.}$$

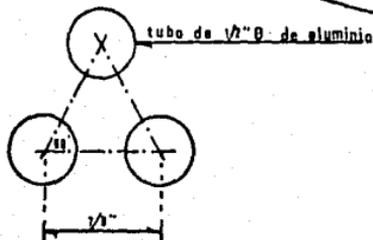
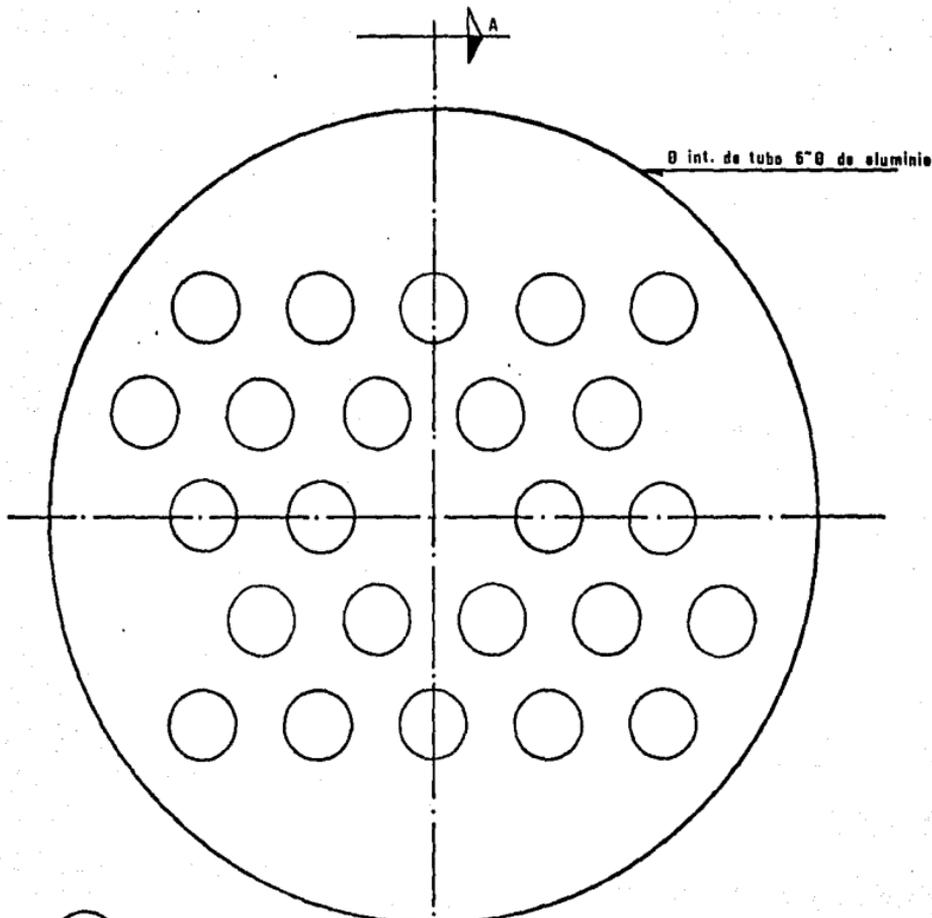
Para construcción de los espejos del condensador se usará placa de aluminio de 3/8", por lo tanto la longitud real de los tubos de cobre considerando 1/16" fuera del espejo por lado es:

$$L = 3.52012 + 2(3/8 + 1/16) = 42.24 + 0.875$$

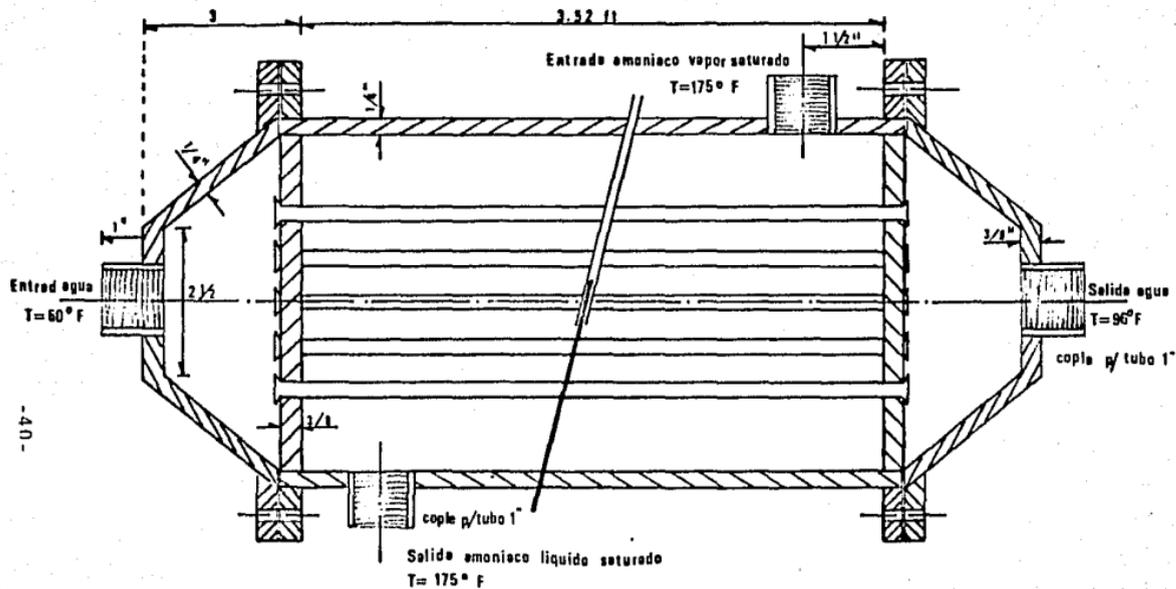
$$L_T = 43.115 \text{ plg.} = 43 \frac{1}{8} \text{ plg.}$$

En el plano No. 2 (Condensador), se muestra un corte longitudinal A-A'; indicado en el plano No. 1, el espejo del condensador mostrando entrada y salida de agua de enfriamiento a contra-corriente.

DISTRIBUCION DE TUBOS EN EL ESPEJO



UNIVERSIDAD AUTONOMA DE GUADALAJARA
DISEÑO DE CONDENSADOR
TESIS PROFESIONAL
VIRREIRA TARDIO RODOLFO A.



CORTE A - A

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE GUADALAJARA
DISEÑO DE CONDENSADOR
TESIS PROFESIONAL
VIRREIRA TARDIO RODOLFO A.

## CAPITULO VII

### CALCULO Y SELECCION DE ACCESORIOS.

El material empleado para tubería de refrigeración depende del tamaño y naturaleza de la instalación refrigerante empleada. Los requisitos específicos mínimos están señalados en el American Standard Safety Code for Mechanical Refrigeration y constituye una buena práctica seguir las especificaciones de esta norma y tomarse en consideración los códigos y ordenanzas locales.

Frecuentemente se usan materiales para tubería de refrigeración, el acero negro, acero laminado, cobre y latón, para nuestro caso presente no se debe emplear ni cobre ni latón ya que el amoniaco en presencia de humedad ataca los metales no ferrosos.

Para la totalidad de la tubería usada en el presente trabajo será de acero Cédula 40 así como codos, reducciones y coples.

Localización.- La tubería de refrigerante debe localizarse de manera que no presente un peligro, obstruya la operación y mantenimiento normal del equipo, o restrinja el uso de espacios adyacentes. Además debe localizarse por lo menos a 93 pulgadas arriba del nivel del piso a menos que se instale contra el muro o techo.

Su disposición debe ser tal que sea fácilmente instalada y accesible para su inspección y mantenimiento. Todas las líneas deben correr a plomo y rectas, paralelas a los muros, soportada por medio de ménsulas lo bastante próximas para evitar que el tubo cuelgue. Un soporte debe colocarse a una distancia no mayor de 25 pulgadas de cada cambio

de dirección.

La tubería que debe atravesar pisos, techos o muros deben hacerse cubierto de tubo o de acero galvanizado extendiéndose una pulgada a cada lado de las aberturas.

Tanque amoníaco líquido.- Como la cantidad de refrigerante en el evaporador y condensador varía con la carga del sistema, se requiere un tanque receptor en los sistemas que emplean válvulas de expansión (manuales, automáticas, termostáticas o de flotador de baja presión). Este receptor tiende a mantener el condensador purgado de líquido evitando que el nivel del mismo se eleve en el condensador y reduzca la cantidad de superficie efectiva del condensador. En general la tubería del condensador o receptor debe diseñarse y dimensionarse de tal forma que permita el escurrimiento libre del líquido del condensador en todo momento.

Básicamente hay dos tipos de receptores de líquidos, el de flujo continuo y el de impulso. El de flujo continuo puede ser de entrada interior inferior o superior y todos los líquidos del condensador se purgan en el receptor antes de pasar a la línea de líquido. El tipo de impulso diferente del flujo continuo es el que solo una parte de líquido del condensador, que no se requiere en el evaporador, entra al receptor, el líquido refrigerante entra y abandona al receptor por la misma abertura.

Con la definición anterior resulta conveniente usar el receptor de flujo continuo con la recomendación de que toda la tubería horizontal que llegue al receptor debe estar inclinado, haría este una pendiente de por lo menos 2% este tanque receptor debe instalarse con conexión igualadora de presión que se logra inter-conectado el condensador y el tanque receptor con una línea diferente a las conexiones normales.

Válvulas de retención.- Su uso está destinado a evitar la inversión del flujo, su diseño normal es para uso sobre líneas horizontales pero no están restringidas para líneas verticales donde el flujo sea normalmente ascendente.

Este tipo de válvulas estarán colocadas en la descarga de la bomba y en las tuberías verticales, donde exista la posibilidad de que por gravedad se descargue la línea.

Regulador de presión.- El incluir un dispositivo para regular la presión se fundamenta en la necesidad de descargar en el absorbedor solución débil que proviene del analizador, rectificador a la presión de 128.8 psia y entregarla en el absorbedor que se encuentra a 38.51 psia de no cuidar este aspecto llegaría a suceder cambios que no concuerdan con los principios de diseño del aparato.

Niveles de líquido.- Deben instalarse en aquellos aparatos que para su trabajo normal deban hacerlo con una cantidad mínima para asegurar su operación, específicamente deben instalarse en:

- a).- En el generador para asegurar la inmersión total del serpentín del vapor.
- b) - En el absorbedor para asegurar el enfriamiento de las soluciones que llegan a él, que provienen tanto del generador como del evaporador.
- c) - En el tanque receptor para amoníaco líquido.
- d).- En el arreglo rectificador analizador.

Válvula de purga.- Estas deben de ser incluidas en

la instalación con el objeto de eliminar en las líneas y aparatos, agua y aire que pueden tener los tanques, las tuberías, los aparatos (condensador, generador, etc.).

Válvulas de corte.- Están localizadas en aquellas secciones de la instalación con el objeto de separar por mantenimiento o reparación o interrumpir el flujo del fluido sin tener que descargar un aparato o línea.

Válvula de alivio.- Son válvulas de seguridad para aliviar la presión en el sistema, a la atmósfera o al exterior, a través de una línea de escape, en el caso de que la presión en el sistema se eleve a un nivel peligroso. La mayor parte de los sistemas de refrigeración tienen por lo menos una válvula de alivio en el tanque receptor o en el condensador.

Selección de válvula de Expansión.- La función de un control de flujo de refrigerante, tiene dos aspectos: --- Primero, controlar el refrigerante líquido que pasa de la línea de líquido al evaporador, con un ritmo que concuerde con el que se tiene en la vaporización del líquido y Segundo, -- mantener un diferencial de presión entre los lados de alta y baja presión del sistema, para permitir que el refrigerante vaporice a la presión deseada en el evaporador.

Una válvula termostática de expansión consiste --- principalmente de una aguja y su asiento, un fuelle o diafragma de presión un resorte (cuya tensión pueda variarse -- por medio de un tornillo de ajuste, un cuerpo de la válvula una rejilla o coladera en la entrada del líquido a la válvula para evitar materias extrañas que puedan obstruirla o taparla y un bulbo remoto cargado de fluido abierto por un lado al cuello o diafragma que está a través de un tubo capilar, con algunas excepciones el fluido en el bulbo remoto no es el refrigerante empleado en el sistema.

La operación característica de la válvula termostática de expansión, resulta de tres fuerzas independientes.

- a). La presión en el evaporador.
- b). La presión del resorte.
- c). La presión ejercida por el bulbo remoto.

El bulbo remoto de la válvula se sujeta firmemente en la línea de succión, en la salida del condensador en donde responde a cambio de temperatura del vapor refrigerante. Debido a su alta eficiencia y a su adaptabilidad a cualquier tipo de aplicación en refrigeración, la válvula termostática de expansión es la de más uso para control de refrigerante. Para su mejor operación la válvula debe instalarse tan cerca, como sea posible del evaporador y el bulbo remoto se debe engrapar a una sección horizontal de la línea de succión, cerca de la salida del evaporador de preferencia en el interior del espacio refrigerado.

Para seleccionar el tamaño de la válvula apropiada se usa la Tabla R-20 (Tabla para selección de válvulas termostáticas de expansión) Ref. XII. En la que deben conocerse los siguientes datos:

- a) Temperatura del evaporador 10°F.
- b) Capacidad del sistema en Ton. 100.
- c). Diferencial de presión en la válvula 90.29psia

Manómetros y termómetros.- Con el objeto de vigilar la temperatura y presión de máquina de refrigeración se debe instalar en los lugares correspondientes manómetros y termómetros situados en puntos claves: Termómetro (Absorbedor, Evaporador, Generador, Condensador y Línea de agua).

Manómetro (Condensador, Evaporador, Generador)

Tubería amoniaco.- Es importante para que un sistema de refrigeración opere correctamente estén interconectados por medio de tubería, el generador, el condensador, evaporador, recipiente, etc. con las medidas adecuadas.

Para la elección de la tubería serán consideradas tres categorías:

- a) Líneas para líquidos.
- b) Línea de succión.
- c) Línea de descarga.

Sin olvidar que esencialmente es la presión y el fluido en cada parte del sistema la que al final permitirá seleccionar material y dimensiones de las tuberías empleadas.

Las velocidades para línea de líquido para muchos refrigerantes son del orden de 60 a 400 pies/min., para línea de succión entre 700 y 4,600 pies/min. y para línea de descarga de 1,000 a 5,000 pies/min.

La presión varía aproximadamente el cuadrado de la velocidad y directamente a la longitud de la tubería. Para línea de líquidos (Amoniaco) cuando el evaporador se localiza por encima del condensador la caída de presión será de  $0.26 \text{ lb/in}^2$  por cada pie de elevación permitida.

Para instalaciones ordinarias la Tabla 2 muestra las toneladas de refrigeración normalmente permitidas para varias medidas standar basadas en 100 pies de longitud de tubería.

Se usará tubo de acero cédula 40 para la tubería de gas y líquido. Las juntas serán de preferencia soldadas y las uniones para válvulas y dispositivos de medición rosca das.

Mantenimiento Preventivo.- Uno de los objetos del presente trabajo es eliminar en todo lo que sea posible la mayor cantidad de equipo sujeto a cambios de refacciones sujetas a desgaste por uso normal.

La sección de la máquina de refrigeración que está expuesta a fallas durante los periodos normales de trabajo están orientadas específicamente a la bomba centrífuga para mover la solución fuerte.

Por ser una bomba de eje horizontal, apoyada entre baleros rígidos de bolas y un motor con rodamiento similares se tiene que pensar en el cuidado de éstos.

La Empresa S.K.F. considera que un equipo como el usado para mover líquido de la solución fuerte, trabajando 24 horas diarias, estima una duración nominal en horas de funcionamiento entre los 40,000 y 60,000 horas.

Se entiende por duración de un rodamiento, el número de horas de funcionamiento a velocidad constante antes que aparezcan signos de fatiga en algunos de sus aros o elementos rodantes. Lo único que no se puede eliminar en los rodamientos es el desgaste del material.

Las causas que pueden inutilizar el rodamiento, en general es: una lubricación insuficiente o inadecuada, ajustes inexactos o una disposición defectuosa del rodamiento, etc. Esto puede evitarse adoptando disposiciones de montaje adecuados y funcionamiento de los rodamientos dentro de los límites de temperatura de trabajo.

Con base en lo anterior se recomienda con un montaje adecuado de los rodamientos para el motor y la bomba, cambiarlos aproximadamente a las 10,000 horas.

Los bujes de desgaste donde se hace el sello al exterior deberán ser cambiados aproximadamente cada 6,000 horas, debe tenerse consideración que el sistema de acoplamiento para motor y bomba es de gran importancia en su instalación ya que un buen acoplamiento evita, vibraciones y lo más importante desgastes en las partes móviles originados por una mala alineación o una incorrecta nivelación que induce desgastes prematuros en su funcionamiento a reserva de vigilar si antes de este tiempo no existen fugas considerables para corregir sustancialmente el desperfecto.

La vigilancia periodica de conexiones, válvulas y uniones soldadas constituye una buena práctica para el mantenimiento en general de la instalación, teniendo cuidado además de checar el buen funcionamiento de los instrumentos de medición.

La válvula de expansión y la de retorno deberán tener válvulas de corte con el objeto de revisar o corregir en su caso estas válvulas libremente.

En la sección correspondiente a la cámara de refrigeración se deberá tener cuidado de no acercar objetos pesados o con vértices agudos al serpentín del Evaporador ya que está constuido totalmente de aluminio.

## CAPITULO VIII

### COSTOS.

En el aspecto económico de la planta de refrigeración por absorción se tomaron las siguientes consideraciones:

- 1.- El costo inicial deberá amortizarse durante la vida útil del equipo.
- 2.- El costo de instalación, operación, mantenimiento y reparación.
- 3.- Costo refacciones y accesorios.

Con lo anterior a continuación se enumera el material y equipo necesarios para la instalación de la planta.

- 1.- Un condensador construido totalmente de aluminio IPS de fabricación nacional según especificaciones para manejo de amoniaco de 3.4 ft. de largo x 6 pulg. de diámetro.

Costo de \$-195,000.00

- 2.- Una válvula termostática de expansión para refrigerante-costruida en hierro de fundición.

Costo de \$-85,800.00

- 3.- Una válvula angular para control de retorno de refrigerante de fundición gris.

Costo de \$-49,900.00

- 4.- Cuatro válvulas de globo de 1" cuerpo y asiento de fundición.

Costo de \$-32,700.00

- 5.- Dos válvulas de retención en material fundición de colum  
pio.  
Costo de \$21,000.00
- 6.- Veinte codos de C-40 de 1" a 90.  
Costo de \$- 19,350.00
- 7.- Diecisiete coples C-40 de 1".  
Costo de \$-16,450.00
- 8.- Ocho coples galvanizados de 1".  
Costo de \$- 4,425.00
- 9.- Siete codos galvanizados de 1".  
Costo de \$- 3,700.00
- 10.- Tres válvulas de agujas de 1" para manejo de agua de en-  
friamiento.  
Costo de \$- 9,830.00
- 11.- Una bomba centrífuga marca Worthington flecha acero inoxi-  
dable serie 316, construida en fundición gris, impulsor-  
cerrado.  
Costo de \$- 296,400.00
- 12.- Un motor de inducción 5H.P. 3,600 R.P.M. y 60 ciclos 3 -  
fases.  
Costo de \$- 74,880.00
- 13.- Un cople Falk Rigiflex No. 8 maquinado.  
Costo de \$- 41,340.00
- 14.- Siete tramos de tubo galvanizado de 1" de 3.3 mts. c/u.  
Costo de \$- 17,940.00

15.- Nueve tramos de tubo C-40 de 1" de 4.2 mts. cada uno.

Costo de \$- 46,332.00

16.- Un intercambiador de calor de 13 horquillas construido con tubo concéntrico de función y accesorios.

Costo de \$- 122,506.00

17.- Un tanque receptor rolado de placa A-36 con nivel fabricación nacional 26 g. especificaciones.

Costo de \$- 51,480.00

18.- Tres niveles de cristal empacados de  $\frac{1''}{4}$  diámetro por 22" de largo.

Costo de \$- 10,700.00

19.- Una torre rectificador de platos con condensador integrado de aluminio de tubo I.P.S. de 3/8" y boquilla de aspersión para manejo de hidróxido de amoníaco fabricación nacional.

Costo de \$- 101,400.00

20.- Un generador con serpentín de fundición gris para vapor en material placa 4-36 fabricación nacional.

Costo de \$- 216,372.00

21.- Un absorbedor con serpentín integrado de aluminio para enfriamiento con agua en material placa A-36 fabricación nacional.

Costo de \$- 185,640.00

22.- Una válvula de retención para tubo de succión de bomba centrífuga.

Costo de \$- 11,380.00

23.- Un arrancador con protección termomagnética Square de-  
220 Volt. 30 Amp.

Costo de \$- 22,600.00

24.- Obra negra con 1680 ft<sup>2</sup> de construcción (Edificio cáma-  
ra).

Costo de \$- 4'869,500.00

25.- Ochenta placas de corcho de 7 x 5 pies de 3" de espe-  
sor.

Costo de \$ 624,000.00

26.- Cuarenta y cuatro planchas de corcho de 7 x 5 pies de-  
4" de espesor.

Costo de \$- 398,000.00

27.- Un evaporador construcción nacional de aluminio, según  
para cámara de refrigeración.

28.- Instalación lámparas, apagadores, etc. para sistemas -  
de alumbrado.

Costo de \$- 54,600.00

Realizando una suma total de los costos tanto del  
equipo de refrigeración como el de la construcción de la cá-  
mara de refrigeración y la sala de máquinas tenemos:

Costo TOTAL de \$-7'583,045.00

El presupuesto de costos del presente proyecto se  
realizó el mes de Abril de 1986, por lo tanto está en fun-  
ción a cambios considerables en el transcurso del tiempo, .  
debido a que hasta el presente, Enero de 1987 ha existido -

en el país una considerable inflación económica aproximada del 100% lo cual duplicaría el costo total de proyecto.

Se considera provechoso hacer esta aclaración debido a que el aspecto económico en cualquier proyecto es de terminante.

## CONCLUSIONES.

A lo largo de este proyecto se ha realizado el cálculo de una planta de refrigeración por absorción para la aplicación en la industria avícola.

Existen tiempos en los cuales la demanda de pollo para el consumidor es bastante grande. Un ejemplo de esta situación es la temporada de Navidad, época en la cual por lo general escasea el producto. Con el fin de que la demanda sea cubierta podemos almacenar carne de pollo para esta época y cubrir los requerimientos necesarios.

Hay períodos en la industria avícola donde el pollo tiene que ser engordado durante un cierto período en el cual no se puede distribuir éste al consumidor hasta que tenga un peso considerable para luego ser procesado, es cuando el pollo almacenado cubrirá estos requerimientos.

La aplicación de sistemas de absorción son usados en aquellos campos de la industria o conservación de alimentos que requieren muy bajas temperaturas, como en nuestro caso, digamos temperaturas de  $0^{\circ}\text{F}$  y en los lugares donde se puede disponer de una fuente de energía calorífica que esté destinada a perderse como por ejemplo el vapor de escape.

Bajo estas condiciones el costo de operación se hace muy bajo porque el vapor de escape podría ser despreciado. En general para capacidades pequeñas, digamos entre las 100 toneladas de refrigeración por día y temperatura baja en el sistema de absorción y el sistema de compresión tiene un costo inicial mucho mayor y requiere más atención del operador.

Sin embargo cabe aclarar que para sistemas de --- grandes capacidades, digamos arriba de doscientas toneladas por día su costo de operación y mantenimiento baja considerablemente ya que no hay pérdidas, por ejemplo de aceites, lubricantes que pueden pasar a las líneas de refrigeración, que obligan a incluir en las instalaciones trampas, - redes adyacentes, para la recirculación de los sistemas de lubricación.

Se recomienda estos sistemas para lograr bajas -- temperaturas sobre grandes volúmenes de materia sometida -- conservación o congelación.

Por otra parte se usó el sistema de absorción tradicional del tipo agua-amoniaco, que utiliza agua como absorbente y amoniaco como refrigerante, que hasta hace pocos años este sistema era virtualmente el único usado, y hasta la fecha es muy popular en aplicaciones industriales y cuando se requieren bajas temperaturas.

Se usó el amoniaco como refrigerante debido a que para obtener una buena refrigeración desde el punto de vista comercial el refrigerante reúne en un buen grado las siguientes cualidades.

Un calor latente de evaporización muy elevado, ya que de éste va a depender el número de calorías a obtener - en su ebullición, con el fin de emplear la menor cantidad - posible de refrigerante en el proceso de evaporización para obtener la temperatura requerida.

Un punto de ebullición suficientemente bajo para que sea siempre inferior a la temperatura del producto que se deposita en la cámara de refrigeración para su enfriamiento y conservación.

Las temperaturas y presiones de condensación son bajas para obtener una condensación rápida agilizando en ciclo de refrigeración.

La temperatura y presión crítica es muy alta debido a que existe un punto de los refrigerantes en el que no se condensan por grande que sea la presión que se le aplique llamado Punto Crítico.

También se tomó en cuenta que la temperatura promedio de la región es considerablemente elevada (95°F), debido a que se considera instalar la cámara de refrigeración en una región tropical lo cual exige una carga de enfriamiento mayor.

Otro aspecto importante en el proyecto es el económico el cual influye mucho en haber escogido el sistema de absorción, ya que tal vez la inversión inicial sea muy elevada, pero el costo de mantenimiento es muy inferior al proceso de refrigeración por compresión puesto que éste consta de más partes móviles las cuales necesitarán un mantenimiento riguroso, en nuestro caso se tendrá como única parte móvil la bomba centrífuga la cual fue cuidadosamente seleccionada para evitar futuros percances y siendo su funcionamiento óptimo si se le da un mantenimiento adecuado.

BIBLIOGRAFIA.

- REF. I CHEMICAL ENGINEERS HANDBOOK 5a. EDITION.  
JOHN H. PERRY.
- REF. II PRINCIPIOS DE REFRIGERACION.  
ROY J. DOSSAT.
- REF. III STEAM/ITS GENERATION AND USE BABCOCK AND  
WILCOX 38 EDITION.
- REF. IV TABLAS DE VAPOR.  
KENNAN AND KAYES.
- REF. V TRANSFERENCIA DE CALOR.  
FRANK - KREITH.
- REF. VI TRANSFERENCIA DE CALOR APLICADA A LA INGENIERIA  
JAMES R. WILTY.
- REF. VII INTRODUCTION TO CHEMICAL ENGINEERING THERMODYNAMIC  
3a. EDITION.  
J.M. SMITH  
H.C. VAN NESS.
- REF. VIII STANDAR HANBOOK FOR MECHANICAL ENGINEERS  
7a. EDITION.  
LIONEL S. MARKS.
- REF. IX PRINCIPIOS DE LOS PROCESOS QUIMICOS TOMO III  
HOUGEN - WATSON - RAGATS.
- REF. X AIR ACONDICIONING ANALYSIS WETH PASYHRO METRIC CHARTS  
AND TABLE.  
WILLIAM GOODMAN.

- REF. XI WORTHINGTON DE MEXICO, S.A.
- REF. XII PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.  
DONALD Q. KERN.
- REF. VIII ELEMENTOS DE RESISTENCIA DE MATERIALES.  
S. TEMOSHENKO D. H. YONG.
- REF. XIV LA CIENCIA DE LOS ALIMENTOS.  
NORMAN N. POTTER.

# A P E N D I C E

## TABLA I

### PROPIEDADES DEL AMONIACO

PESO MOLECULAR.	17
GRAVEDAD ESPECIFICA (CON RESPECTO AL AIRE.	0.596
VOLUMEN ESPECIFICO.	22.51 lb/ft <sup>3</sup>
CONSTANTE UNIVERSAL R.	91.00 LB-FT/lb°F
CALOR ESPECIFICO cp.	0.523 BTU/lb°F
cp/cv      k	1.32
PUNTO DE EBULLICION A 1 atm.	-28 °F
TEMPERATURA CRITICA.	270°F
PRESION CRITICA.	1,638 PSIA
CALOR LATENTE DE VAPORIZACION A 1 atm.	cal-gr./gr.

A P E N D I C E

TABLA 2  
TONELADAS DE REFRIGERACION PARA TUBERIA DE AMONIACO

TUBERIA EN PULGADAS	LINEA DE SUCCION			LINEA DESCARGA	LINEA DE LIQUIDO	
	PRESION EN LA SUCCION PSIA				CONDENSADOR A REFRIGERANTE	RESERVUOIRO A SISTEMA
	5(17.2°F)	20(5.5°F)	45 (30°F)			
3/8	--	--	--	--	2.5	12.0
1/2	0.6	1.1	2.0	3.1	6.0	20.0
3/4	1.2	2.2	4.1	6.0	14.0	75.0
1	2.2	4.0	7.5	11.4	24.0	137
1 1/4	4.4	8.0	15.0	22.4	50.0	245
1 1/2	6.4	11.8	21.6	30.9	77.0	400
2	12.1	22.2	42.0	62.0	140	850
2 1/2	10.1	35.5	65.0	97.5	220	1,475
3	31.5	59.0	108	160	375	2,400
3 1/2	46.6	87.5	156	238	540	3,500
4	64.0	118	420	330	740	
5	117	208	385	560	1,320	
6	175	306	600	905	2,030	
8	362	650	1,200	1,810	4,200	
10	640	1,180	2,160	3,200		
12	940	1,850				

A P E N D I C E

TABLA 3

PROPIEDADES DE VAPO SATURADO DE AMONIO.

TEMP °F.	PRESION PSIA.	VOLUMEN ESPECIFICO PIE/lb		ENTALPIA BTU/lb		ENTROPIA BTU/lb			
		LIQUIDO SATURADO vf	VAIOR SATURADO vg.	LIQUIDO SATURADO hf	VAPOORIZACION hfg	VAPOP SATURADO hg	LIQUIDO SATUR. sf	VAPOORIZ. sfg	VAIOP SATURADO sg
t	p	vf	vg.	hf	hfg	hg	sf	sfg	sg
-40	10.41	0.12322	24.86	0.0	597.6	597.6	0.000	1.4242	1.4242
-38	11.04	0.02326	23.53	2.1	596.2	598.3	0.0051	1.4142	1.4193
-36	11.71	0.02331	22.27	4.3	594.8	599.1	0.0101	1.4043	1.4144
-34	12.41	0.02335	21.10	6.4	593.5	599.9	0.0151	1.3945	1.4096
-32	13.14	0.02340	20.00	8.5	592.1	600.6	0.0201	1.3847	1.4048
-30	13.90	0.02345	18.97	10.7	590.7	601.4	0.250	1.3751	1.4001
-28	14.71	0.02349	18.00	12.8	589.3	602.1	0.0300	1.3655	1.3955
-26	15.55	0.02354	17.09	14.9	587.9	602.8	0.0350	1.3559	1.3909
-24	16.42	0.02359	16.24	17.1	586.5	603.6	0.0399	1.3464	1.3863
-22	17.34	0.02364	15.43	19.2	585.1	604.3	0.0448	1.3370	1.3818
-20	18.30	0.02369	14.68	21.4	583.6	605.0	0.0497	1.3277	1.3774
-18	19.30	0.02374	13.97	23.5	582.2	605.7	0.0545	1.3184	1.3729
-16	20.34	0.02378	13.29	25.6	580.8	605.7	0.0545	1.3092	1.3686
-14	21.43	0.02383	12.66	27.8	579.3	607.1	0.0642	1.3001	1.3643
-12	22.56	0.02384	12.06	30.0	577.8	607.8	0.0690	1.2910	2.3600
-10	23.74	0.02393	11.50	32.1	576.4	608.5	0.0738	1.2820	1.3558
-8	24.97	0.02399	10.97	34.3	574.9	609.2	0.0786	1.2730	1.3516
-6	26.26	0.02404	10.74	36.4	573.4	609.8	0.0833	1.2641	1.3474
-4	27.59	0.02409	9.991	38.6	571.9	610.5	0.0880	1.2553	1.3433
-2	28.98	0.02414	9.541	40.7	570.4	611.8	0.0932	1.2465	1.3393
0	30.42	0.02419	9.116	42.9	568.9	611.8	0.0975	1.2377	1.3352
2	31.92	0.2424	8.714	54.1	567.3	612.4	0.1022	1.2290	1.3312
4	33.47	0.02430	8.333	47.2	565.8	613.0	0.1069	1.2204	1.3273
6	35.09	0.02435	7.971	49.4	564.2	613.6	0.1115	1.2119	1.3234
8	36.77	0.02440	7.629	51.6	562.7	614.3	0.1162	1.2033	1.3195
10	38.51	0.02446	7.304	53.8	561.1	614.9	0.1208	1.1949	1.3157
12	40.31	0.02451	6.996	56.0	559.5	615.5	0.1254	1.1864	1.3118

A P E N D I C E T A B L A 3  
P R O P I E D A D E S D E V A P O R S A T U R A D O D E A M O N I O

TEMP °F.	PRESION PSIA.	VOLUMEN ESPECIFICO		ENTALPIA BTU/lb			ENTROPIA BTU/lb		
		PIE/lb		LIQUIDO	VAPORESA-	VAPORESA-	LIQUIDO	VAPORESA-	VAPORESA-
		SATURADO	SATURADO	SATURADO	CIÓN.	SATURADO	SATUR.	ZACION	SATURADO
		vg	vg	hg	hfg	hg.	sf	sg	sg
14	42.18	0.02457	6.703	58.2	557.9	616.1	0.1300	1.1781	1.3081
16	44.12	0.02462	6.425	60.3	556.3	616.6	0.1346	1.1697	1.3043
18	46.13	0.02468	6.161	62.5	554.7	617.2	0.1392	1.1614	1.3006
20	48.21	0.02474	5.910	64.7	553.1	617.8	0.1437	1.1532	1.2969
22	50.36	0.02479	5.671	66.9	551.4	618.3	0.1483	1.1450	1.2933
24	52.59	0.02485	5.443	69.1	549.8	618.9	0.1528	1.1369	1.2897
26	54.90	0.02491	5.227	71.3	548.1	619.3	0.1573	1.1288	1.2861
28	57.28	0.02497	5.021	73.5	546.4	619.9	0.1618	1.1207	1.2825
30	59.74	0.02503	4.825	75.7	544.8	620.5	0.1663	1.1127	1.2790
32	62.29	0.02508	4.637	77.9	543.1	621.0	0.1708	1.1047	1.2755
34	64.91	0.02514	4.459	80.1	541.4	621.5	0.1753	1.0968	1.2721
36	6763	0.02521	4.289	82.3	539.7	622.0	0.1797	1.0889	1.2686
38	70.43	0.02527	4.126	84.6	537.9	622.5	0.1841	1.0811	1.2652
40	73.32	0.02533	3.971	86.8	536.2	623.0	0.1885	1.0733	1.2618
42	76.31	0.02539	3.823	89.0	534.4	623.4	0.1930	1.0655	1.2685
44	79.38	0.02545	3.682	91.2	532.7	623.9	0.1974	1.0578	1.2552
46	82.55	0.02551	3.547	93.5	530.9	624.4	0.2018	1.0501	1.2519
48	8582	0.02558	3.418	95.7	529.1	624.8	0.2062	1.0424	1.2486
50	89.19	0.02564	3.294	97.9	527.3	625.2	0.2105	1.0384	1.2453
52	92.66	0.02571	3.176	100.2	525.5	625.7	0.2149	1.0272	1.2421
54	96.23	0.02577	3.063	102.4	523.7	626.1	0.2192	1.0197	1.2389
56	99.91	0.02584	2.954	104.7	521.8	626.5	0.2236	1.0121	1.2357
58	103.7	0.02590	2.851	106.9	520.0	626.9	0.2279	1.0046	1.2325
60	107.6	0.02597	2.751	109.2	518.1	627.3	0.2322	0.9972	1.2294
62	111.6	0.2604	2.656	111.5	516.2	627.7	0.2365	0.9897	1.2262
64	115.7	0.2611	2.565	113.7	514.3	628.0	0.2408	0.9823	1.2231
66	120.0	0.2618	2.477	116.0	512.4	628.4	0.2451	0.9750	1.2201
68	124.3	0.02625	2.393	118.3	510.5	628.8	0.2494	0.9676	1.2170
70	128.8	0.02632	2.312	120.5	508.6	629.1	0.2537	0.9603	1.2140
72	133.4	0.2639	2.235	122.8	506.6	629.4	0.2579	0.9531	1.2110

A P E N D I C E

TABLA 3

PROPIEDADES DE VAPOR SATURADO DE AMONIO

TEMP °F	PRESION PSIA	VOLUEN ESPECIFICO PIE/lb		ENTALPIA BTU/lb		ENTROPIA BTU/lb			
		LIQUIDO SATURADO	VAIOR SATURADO	LIQUIDO SATURADO	VAIORIZACION	VAIOR SATURADO	LIQUIDO SATURADO	VAIORI- ZACION	VAIOR SATURADO
		vf	vg	hf	hfg	hp	sf.	sfg	sg
74	138.1	0.02646	2.161	125.1	504.7	629.8	0.2622	0.9458	1.2080
76	143.0	0.02653	2.089	127.4	502.7	630.1	0.2664	0.9386	1.2050
78	147.9	0.02661	2.021	129.7	500.7	630.4	0.2706	0.9314	1.2020
80	153.0	0.02668	1.955	132.0	498.7	630.7	0.2749	0.9242	1.1991
82	158.3	0.02675	1.892	134.3	496.7	631.0	0.2791	0.9171	1.1962
84	163.7	0.2684	1.831	136.6	494.7	631.3	0.2833	0.9100	1.1933
86	169.2	0.0691	1.772	138.9	492.6	631.5	0.2875	0.9029	1.1904
88	174.8	0.02699	1.716	141.2	490.6	631.8	0.2917	0.8958	1.1875
90	180.6	0.02707	1.661	143.5	488.5	632.0	0.2958	0.8888	1.1846
92	186.6	0.02715	1.609	145.8	486.4	632.2	0.3000	0.8818	1.1818
94	192.7	0.02723	1.559	148.2	484.3	632.5	0.3041	0.8748	1.1789
96	198.9	0.02731	1.510	150.5	482.1	632.6	0.3083	0.8678	1.1761
98	205.3	0.02739	1.464	152.9	480.0	632.9	0.3125	0.8608	1.1733
100	211.9	0.02747	1.419	155.2	477.8	633.0	0.3166	0.8539	1.1705
105	228.9	0.02769	1.313	161.1	472.3	633.4	0.3269	0.8366	1.1635
110	247.0	0.02790	1.217	167.0	466.7	633.7	0.3372	0.8194	1.1566
115	266.2	0.02813	1.128	173.0	460.9	633.9	0.3574	0.8023	1.1497
120	286.4	0.02836	1.047	179.0	455.0	634.0	0.3676	0.7851	1.1427

A P E N D I C E

TABLA 4

PRESIONES PARCIALES DE NH<sub>3</sub> SOBRE SOLUCIONES ACUOSAS DE  
NH<sub>3</sub> PRESIONES EN LIBRAS POR PULGADA CUADRADA, ABSOLUTAS.

t °F	CONCENTRACION POR PESO DE AMONIACO EN LAS SOLUCIONES EN %									
	(4.74)	(9.50)	(14.29)	(19.10)	(25.94)	(28.81)	(33.71)	(38.64)	(43.59)	(48.57)
32	0.26	0.52	0.90	1.51	2.67	4.17	6.54	8.93	14.13	19.36
40	0.33	0.66	1.14	1.92	3.16	5.13	7.98	11.98	17.14	23.33
50	0.47	0.89	1.50	2.53	4.16	6.63	10.24	15.24	21.56	29.17
60	0.62	1.19	2.00	3.21	5.36	8.48	13.06	19.15	26.92	36.14
70	0.83	1.52	2.60	4.28	6.87	10.76	16.33	23.84	33.20	44.25
80	1.04	1.98	3.34	5.45	8.69	13.52	20.29	29.40	40.69	53.84
90	1.36	2.52	4.25	6.82	10.89	16.76	25.04	35.94	49.45	64.99
100	1.72	3.20	5.34	8.60	13.53	20.68	30.57	43.57	59.49	77.85
110	2.14	4.00	6.65	10.64	16.65	25.21	37.01	52.43	71.20	92.59
120	2.67	4.95	8.21	13.09	20.30	30.54	44.56	62.62	84.44	109.40
130	3.28	6.09	10.05	15.93	24.58	36.74	53.16	74.27	99.69	126.45
140	3.97	7.41	12.21	19.23	29.43	43.77	62.97	87.53	116.72	149.93
150	4.78	8.92	14.70	23.09	35.09	51.91	74.28	102.51	136.15	173.64
160	5.68	10.70	17.57	27.45	41.56	61.03	86.91	119.71	157.71	200.45
170	6.75	12.67	20.85	32.41	48.89	71.48	101.09	138.30	181.95	230.36
180	7.90	14.96	24.56	38.13	57.19	83.07	116.97	159.37	208.66	263.43
190	9.23	15.55	28.78	44.49	66.49	96.33	134.89	182.72	239.38	299.86
200	10.96	20.45	33.49	51.58	76.90	110.85	154.58	208.56	270.94	340.02
210	12.26	23.68	38.76	59.65	88.48	126.83	176.24	236.83	307.08	383.99
220	14.02	27.15	44.61	68.43	101.24	144.74	200.46	268.30	346.07	431.43
230	15.95	31.09	51.06	78.14	115.45	164.17	226.67	302.53	389.29	483.53
240	17.92	35.40	58.00	89.02	130.94	185.79	255.26	339.72	435.78	540.44
250	20.12	40.09	65.74	100.69	147.66	209.37	286.89	380.42	486.73	



A P E N D I C E.

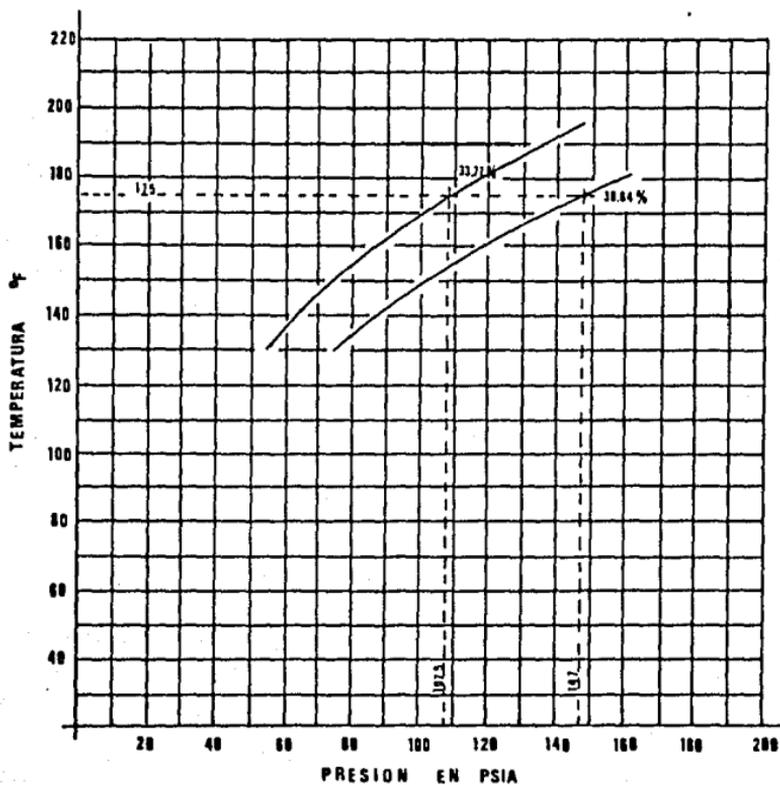
TABLA No.5

DENSIDAD SOLUCION ACUOSA DE AMONIACO.

%	-15°C	-10°C	-5°C	0°C	5°C	10°C	20°C	15°C	d $\frac{15}{4}$
1		0.9943	0.9954	0.9959	0.9958	0.9955	0.9939	0.993	
2		0.9906	0.9915	0.9919	0.9917	0.9913	0.9895	0.998	
4		0.9834	0.9840	0.9842	0.9837	0.9832	0.9811	0.980	
8	0.970	0.9701	0.9701	0.9695	0.9686	0.9577	0.9651	0.964	
12	0.958	0.9576	0.9571	0.9561	0.9548	0.9534	0.9501	0.948	
16	0.947	0.9461	0.9450	0.9435	0.9420	0.9402	0.9362	0.934	
20		0.9353	0.9335	0.9316	0.9296	0.9275	0.9229		
24		0.9249	0.9226	0.9602	0.9179	0.9155	0.9101		
28		0.9150	0.9122	0.9094	0.9067	0.9040	0.8980		
30		0.9101	0.9070	0.9040	0.9012	0.8983	0.8920		
32									0.889
36									0.977
45									0.865
46									0.849
50									0.832
60									0.796
70									0.755
80									0.711
90									0.655
100									0.618

APENDICE  
GRAFICA No 1

CONCENTRACION POR PESO DE AMONIACO EN LAS SOLUCIONE EN %.



APENDICE  
GRAFICA No. 2.

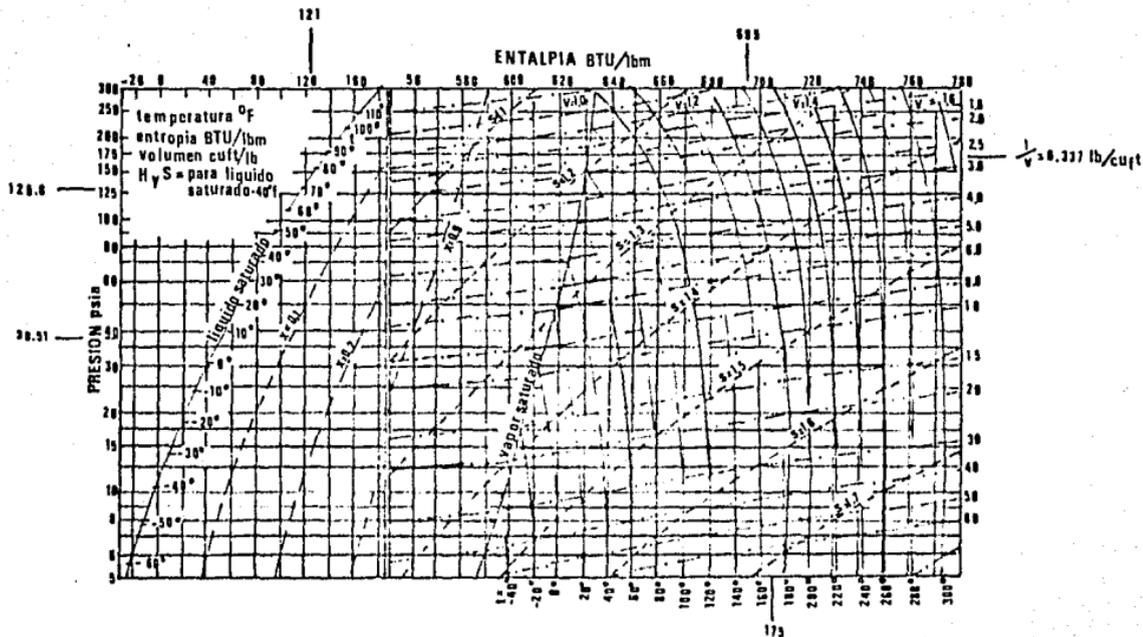
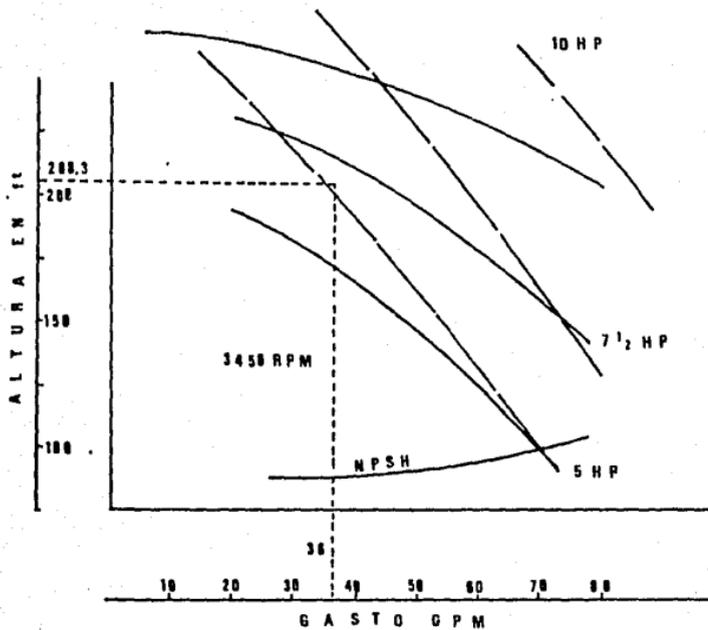


DIAGRAMA PRESSION-ENTALPIA PARA HIDROXIDO DE AMONIO



BOMBA WORTHINGTON

I. CCN-62

GASTO 40 GPM

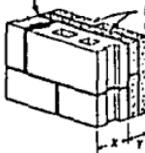
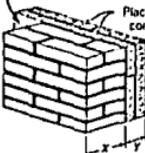
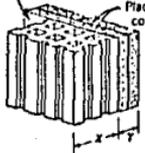
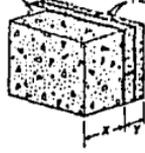
ALTURA 200 pies agua

ESTA TESIS NO DEBE  
SALIR DE LA BIBLIOTECA

GRAFICA No. 3

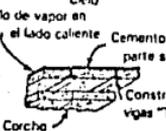
UNIVERSIDAD AUTONOMA DE  
GUADALAJARA  
CARTA BOMBA CENTRIFUGA  
TESIS PROFESIONAL  
VIRREIRA TARDIO RODOLFO A.

**TABLA 10-1** Coeficientes de transmisión de calor ( $U$ ) para cuartos de almacén fríos Btu por hora por pie cuadrado por grado Fahrenheit de diferencia entre el aire en los dos lados. Velocidad del aire 15 mph.

Sello de vapor en el lado caliente 	Espesor pared X Pulgadas	Espesor del aislamiento, Y Pulgadas						
		2	3	4	5	6	7	8
Sello de vapor en el lado caliente 	Bloque de concreto 8	0.12	0.085	0.066	0.054	0.046	0.040	0.035
	Bloque de concreto 12	0.12	0.083	0.065	0.053	0.045	0.039	0.035
	Bloque de concreto de cenizas 8	0.11	0.081	0.064	0.052	0.045	0.039	0.034
	Bloque de concreto de cenizas 12	0.11	0.079	0.063	0.052	0.044	0.039	0.034
	Ladrillo común 8	0.11	0.081	0.064	0.053	0.045	0.039	0.034
	Ladrillo común 12	0.10	0.076	0.061	0.050	0.043	0.038	0.034
Sello de vapor en el lado caliente 	Barrobloque 4	0.12	0.085	0.066	0.054	0.046	0.040	0.035
	Barrobloque 6	0.11	0.081	0.064	0.053	0.045	0.039	0.035
	Barrobloque 8	0.11	0.081	0.064	0.052	0.045	0.039	0.034
Sello de vapor en el lado caliente 	Concreto 6	0.13	0.089	0.069	0.056	0.047	0.041	0.036
	Concreto 8	0.12	0.087	0.068	0.055	0.047	0.040	0.036
	Concreto 10	0.12	0.086	0.067	0.055	0.046	0.040	0.035
	Concreto 12	0.12	0.085	0.066	0.054	0.046	0.040	0.035

De Carrier Design Data. Reproducida con permiso de Carrier Corporation.

TABLA 10-3 Coeficientes de transmisión de calor (U) para cuartos de almacén fríos Btu por hora por pie cuadrado por grado Fahrenheit de diferencia entre el aire en los dos lados. Velocidad del viento 15 mph

	Espesor de pared, piso o techo X (pulgadas)	Espesor de aislamiento, Y pulgadas							
		2	3	4	5	6	7	8	
<b>Tabique autosoportante *</b>									
 <p>Sello de vapor en el lado caliente Placa de corcho Enjarra de cemento en ambos lados</p>	Tabique de corcho	0.13	0.089	0.069	0.056	0.047	0.041	0.036	
<b>Piso *</b>									
 <p>Acabado de concreto Aislamiento Piso de losa Sello de vapor en el lado caliente</p>	Losa 2 Acabado 2	0.12	0.087	0.067	0.055	0.046	0.040	0.035	
	Losa 5 Acabado 3	0.12	0.084	0.066	0.054	0.046	0.040	0.035	
	Losa 6 Acabado 4	0.11	0.083	0.065	0.054	0.045	0.039	0.035	
	Espuma de vidrio *								
	Losa 2 Acabado 2	0.15	0.11	0.087	0.071	0.060	0.053	0.046	
	Losa 5 Acabado 3	0.15	0.11	0.084	0.070	0.059	0.052	0.046	
	Losa 6 Acabado 4	0.14	0.10	0.083	0.069	0.059	0.051	0.045	
	<b>Cielo *</b>								
	 <p>Sello de vapor en el lado caliente Losa de concreto Durmiente de madera Placa de corcho</p>	Concreto 4	0.12	0.089	0.069	0.056	0.048	0.042	0.036
		Concreto 8	0.12	0.086	0.067	0.055	0.047	0.041	0.036
<b>Cielo *</b>									
 <p>Vigas en cielo o pared de entramado Entablado Papel y sello de vapor en ambos lados Placa de corcho</p>	Madera 3/4 (real)	0.11	0.082	0.064	0.053	0.045	0.039	0.035	
<b>Cielo *</b>									
 <p>Sello de vapor en el lado caliente Cemento portland parte superior Placa de Corcho Construcción con vigas "T" de acero</p>		0.13	0.092	0.072	0.059	0.050	0.043	0.038	

\* Estos valores también pueden usarse para pisos sobre tierra.

\* Conductancia en la superficie para aire tranquilo, 1.65, usado en ambos lados.

TABLA 10-7B Btu por pie cúbico eliminado en enfriamiento para condiciones de almacenaje abajo de 30.

Temp. cuarto almacén °F	Temperatura aire de entrada °F									
	40		50		80		90		100	
	Humedad Relativa aire de entrada, %									
	70	80	70	80	50	60	50	60	50	60
30	0.24	0.29	0.58	0.66	1.69	1.87	2.26	2.53	2.95	3.35
25	0.41	0.45	0.75	0.83	1.86	2.05	2.44	2.71	3.14	3.54
20	0.56	0.61	0.91	0.99	2.04	2.22	2.62	2.90	3.33	3.73
15	0.71	0.75	1.06	1.14	2.20	2.39	2.80	3.07	3.51	3.92
10	0.85	0.89	1.19	1.27	2.38	2.52	2.93	3.20	3.64	4.04
5	0.98	1.03	1.34	1.42	2.51	2.71	3.12	3.40	3.84	4.27
0	1.12	1.17	1.48	1.56	2.68	2.86	3.28	3.56	4.01	4.43
-5	1.23	1.28	1.59	1.67	2.79	2.98	3.41	3.69	4.15	4.57
-10	1.35	1.41	1.73	1.81	2.93	3.13	3.56	3.85	4.31	4.74
-15	1.50	1.53	1.85	1.93	3.05	3.25	3.67	3.96	4.42	4.86
-20	1.63	1.68	2.01	2.09	3.24	3.44	3.88	4.18	4.66	5.10
-25	1.77	1.80	2.12	2.21	3.38	3.56	4.00	4.30	4.78	5.21
-30	1.90	1.95	2.29	2.38	3.55	3.76	4.21	4.51	5.00	5.44

Reimpreso de *Refrigeration Engineering Data Book* por cortesía de American Society of Refrigerating Engineers.

TABLA 10-8B Cambios de aire promedio por 24 horas para cuartos de almacenaje abajo de 32°F debido a abertura de puertas e infiltración

(No se aplica a cuartos que tienen ductos de ventilación o rejillas)

Volumen pies cúbicos	Cambios de aire por 24 hr	Volumen pies cúbicos	Cambios de aire por 24 hr	Volumen pies cúbicos	Cambios de aire por 24 hr	Volumen pies cúbicos	Cambios de aire por 24 hr
250	29.0	1 000	13.5	5 000	5.6	25 000	2.3
300	26.2	1 500	11.0	6 000	5.0	30 000	2.1
400	22.5	2 000	9.3	8 000	4.3	40 000	1.8
500	20.0	2 500	8.1	10 000	3.8	50 000	1.6
600	18.0	3 000	7.4	15 000	3.0	75 000	1.3
800	15.3	4 000	6.3	20 000	2.6	100 000	1.1

Nota: (1) Para cuartos de almacén con antesala, se reducen los cambios de aire a 50% de los valores dados en la tabla.

Para uso de servicio pesado, agregar 50% a los valores dados en la tabla.

(2) Para cuartos en plantas que tienen gavetas, doblar los valores dados en la tabla.

De *ASRE Data Book*, Design Volume, Edición 1949 con permiso de The American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers.



**TABLA 10.6 Tolerancia por radiación solar**

(Grados Fahrenheit que deben agregarse a la diferencia normal de temperatura en cálculos de fuga de calor para compensar efecto solar-no usuales para diseños en aire acondicionado.)

Tipo de Superficie	Pared este	Pared sur	Pared oeste	Techo plano
<b>Superficies color oscuro tales como:</b>				
Losas de techos.				
Techos impermeabilizados.	8	5	8	20
Pinturas negras				
<b>Superficies color medio tales como:</b>				
madera sin pintar, Ladrillo.				
Teja roja.	6	4	6	15
Cemento oscuro.				
Pintura roja, gris o verde				
<b>Superficies color ligero tales como:</b>				
Piedra blanca.				
Cemento color ligero.	4	2	4	9
Pintura blanca.				

De *ARSE Data Book*, Design Volume, Edición 1957-1958, con permiso de the American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers.

**TABLA 10-15 Equivalentes de calor por personas dentro del espacio refrigerado**

Temperatura enfriador F	Calor equivalente/Persona Btu/hr
50	720
40	840
30	950
20	1050
10	1200
0	1300
-10	1400

De *ASRE Data Book*, Volume, edición, 1949, con permiso de The American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers.