



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería en Mecánica

**“CALCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE UNA
INSTALACION FRIGORIFICA PARA ALMACE-
NAMIENTO DE HUEVOS USANDO
REFRIGERANTE HFC-134a”**

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO MECANICO

Presentada por:

Kléber Amaury Nimbriotis Rodríguez

Guayaquil - Ecuador

1.994



A G R A D E C I M I E N T O

AL Ing. ANGEL VARGAS ZUÑIGA,
Director de Tesis, por su invaluable ayuda y colaboración para la realización de este trabajo.



DEDICATORIA

A MIS PADRES

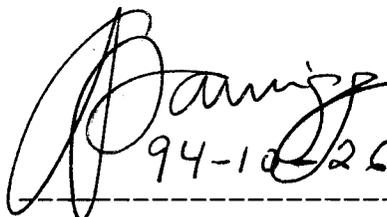
A MI ESPOSA

A MI HIJO

A MIS HERMANOS



ING. ANGEL VARGAS ZUÑIGA
DIRECTOR DE TESIS

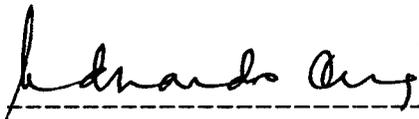


94-1026

Dr. ALFREDO BARRIGA
DECANO DE LA FACULTAD
DE INGENIERIA MECANICA



ING. JORGE DUQUE
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

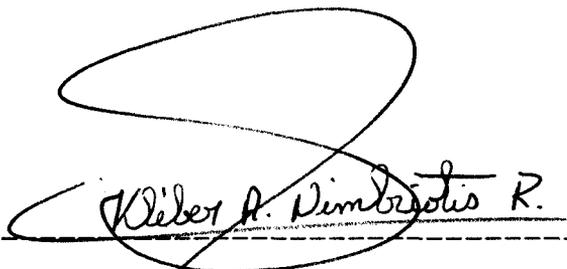


ING. EDUARDO ORCES
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas
expuestos en esta tesis, me corresponden exclusivamente; y,
el patrimonio intelectual de la misma, a la ESCUELA
SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

(Reglamento de Exámenes y Títulos profesionales de la
ESPOL) .



KLEBER AMAURY NIMBRIOTIC RODRIGUEZ

RESUMEN

Es conocido en los actuales momentos, la actividad avícola representa un sector muy importante en el desarrollo del país es por esto que surge la necesidad inmediata de crear instalaciones frigoríficas en lo que respecta al almacenaje de huevos.

Para el cálculo y dimensionamiento de la instalación frigorífica, fue necesario desarrollar un estudio minucioso de la producción de huevos en los últimos 10 años, para así poder calcular la producción futura y con estos datos calcular sus dimensiones.

Además se hizo un estudio de las características principales del huevo que podrían influir en su almacenamiento, como también desarrollar la mejor manera de preservarlo en lo que se refiere a sus características organolépticas.

Después se continuó con la selección de los materiales de construcción tomando en cuenta algunas hipótesis. Para poder calcular como siguiente paso la carga de refrigeración.

Una vez conocidas las dimensiones de la cámara y sus

necesidades, se procedió a realizar un estudio sobre la aplicación y uso del refrigerante **HFC-134a**, en la instalación frigorífica, así como también el sistema de refrigeración; para después calcular y seleccionar la maquinaria frigorífica a usar.

Por último **se** realizó una selección de los dispositivos de control automático, como también de dispositivos complementarios para asegurar que los parámetros de conservación se cumplan y que los equipos se encuentren protegidos.

INDICE GENERAL

	<u>PAG.</u>
RESUMEN	VI
INDICE GENERAL	VIII
INDICE DE FIGURAS	XV
INDICE DE TABLAS	XVII
SIMBOLOGIA	XIX
INTRODUCCION	XXII
CAPITULO 1	
FACTIBILIDAD DEL PROYECTO	24
1.1. ASPECTOS GENERALES	24
1.2. FACTIBILIDAD DE ACUERDO A LAS ESTADISTICAS ..	26
1.2.1. Datos de producción	26
1.2.2. Proyección futura	28
1.3. EVOLUCION DEL HUEVO	33
CAPITULO 11	
FISIOLOGIA DEL HUEVO	35
2.1. DATOS CIENTIFICOS SOBRE EL HUEVO	35
2.1.1. Forma del huevo	35
2.1.2. Cáscara	35
2.1.3. Clara	36



2.1.4.	Yema	36
2.1.5.	Valores Míminos para caracterizar la calidad	36
2.2.	COMPOSICION DEL HUEVO	37
2.3.	FORMA Y TAMAÑO DEL HUEVO	38
2.3.1.	Forma	38
2.3.2.	Tamaño	39
2.4.	HERENCIA DE LA CALIDAD DEL HUEVO	41
2.4.1.	Calidad del cascarón	41
2.4.2.	Calidad interior del huevo	41
2.5.	CONTAMINACION BACTERIANA DE LOS HUEVOS	42
2.5.1.	Bacterias sobre el cascarón	42
2.5.2.	Penetración de la bacteria en el interior de la cáscara	43
2.5.3.	Factores que afectan la cutícula del cascarón del huevo	45
2.6.	DESINFECTANTES PARA EL CASCARON	47
2.6.1.	Tipos de desinfectantes	47
2.6.1.1.	Gas formaldehido	47
2.6.1.2.	Cuaternarios de amonio	47
2.6.1.3.	Bioxido de cloro	48
2.6.1.4.	Ozono	48

3.1. ASPECTOS GENERALES 50

3.2. PRODUCCION DE HUEVOS 51

3.3. DEPOSITOS CENTRALES 52

3.4. ALMACENAJE EN FRIO 53

3.5. METODOS SUPLEMENTARIOS DURANTE EL ALMACENA-
MIENTO EN FRIO 58

3.6. OBTURACION DE LA CASCARA MEDIANTE RECUBRI-
MIENTOS O LIQUIDOS 58

3.7. LAVADO Y PASTEURIZACION 59

 3.7.1. Método en seco 60

 3.7.2. Método limpiador húmedo 60

3.8. CLASIFICACION DE LOS HUEVOS 62

CAPITULO IV

SELECCION DEL SITIO Y DIMENSIONAMIENTO DE LA
CAMARA FRIGORIFICA 64

4.1. UBICACION 64

4.2. DIMENSIONAMIENTO DE LA CAMARA 65

4.3. CALCULO DE LAS DIMENSIONES DE LA CAMARA 66

CAPITULO V

CALCULO DE LA CARGA FRIGORIFICA 69

5.1. CALCULO DE LA CARGA FRIGORIFICA 70

 5.1.1. Aportes Internos 70

 5.1.1.1. Enfriamiento del producto ... 70

 5.1.1.2. Enfriamiento del embalaje ... 72

5.1.1.3. Enfriamiento de las tarimas..	74
5.1.2. Aportes externos	76
5.1.2.1. Aporte calorífico de paredes piso y tumbado	76
5.1.2.2. Aporte calorífico por la renovación del aire	91
5.1.2.3. Aporte calorífico debido al trabajo de los motores	94
5.1.2.4. Aporte calorífico debido al personal	95
5.1.2.5. Aporte calorífico debido a la iluminación	96
5.1.3. CARGA DE ENFRIAMIENTO GENERAL	97

CAPITULO VI

SELECCION DEL REFRIGERANTE Y DEL SISTEMA DE REFRIGERACION	99
5.1. LOS REFRIGERANTES	99
5.2. SELECCION DEL REFRIGERANTE	101
6.2.1. Introducción	101
5.3. SELECCION DEL SISTEMA DE REFRIGERACION	108
6.3.1. Sistema de refrigeración directa	108
6.3.2. Sistema de refrigeración indirecta ...	108

CAPITULO VII

CALCULO DEL CICLO FRIGORIFICO	111
-------------------------------------	-----



7.1.	DETERMINACION DE LA TEMPERATURA DE EVAPORACION DEL CICLO	111
7.2.	DETERMINACION DE LA TEMPERATURA DE CONDENSACION DEL CICLO	112
7.3.	CARACTERISTICAS DEL CICLO TERMODINAMICO	114
7.4.	CALCULO Y SELECCION DE LOS COMPONENTES DE LA MAQUINA FRIGORIFICA	123
7.4.1.	Cálculo y selección del compresor	123
7.4.2.	Cálculo y selección del evaporador ...	131
7.4.3.	Cálculo y selección del condensador ..	146
7.5.	DIMENSIONAMIENTO DE LAS TUBERIAS DEL SISTEMA FRIGORIFICO	162
7.5.1.	Dimensionamiento de la tubería de descarga del compresor	163
7.5.2.	Dimensionamiento de la tubería de líquido	164
7.5.3.	Dimensionamiento de la tubería de aspiración	165
7.5.4.	Caidas de presión en las tuberías	166
7.5.4.1.	Caída de presión en la tubería de descarga del compresor	167
7.5.4.2.	Caída de presión en la tubería de líquido	168
7.5.4.3.	Caída de presión en la tubería de aspiración	170

7.5.5.	Aislamiento de las tuberías	171
7.5.5.1.	Espesor mínimo de aislamiento para la tubería de líquido	172
7.5.5.2.	Espesor mínimo de aislamiento para la tubería de aspiración	173

CAPITULO VIII

	SELECCION DE DISPOSITIVOS DE CONTROL AUTOMATICO ..	178
3.1.	INTRODUCCION	178
3.2.	DISPOSITIVOS DE CONTROL	180
8.2.1.	Termostatos	180
8.2.2.	Presostatos	181
8.2.2.1.	Presostato de alta presión ..	181
8.2.2.2.	Presostato de baja presión ..	182
8.2.2.3.	Presostato de aceite	183
8.2.3.	Higrostato	184
8.2.4.	Válvula de expansión	184
8.2.5.	Válvula a presión constante	185
8.2.6.	Válvula Solenoide	186

CAPITULO IX

	DISPOSITIVOS COMPLEMENTARIOS	187
9.1.	SEPARADOR DE ACEITE	187
9.2.	INTERCAMBIADOR DE CALOR LIQUIDO - VAPOR	188

9.3. DESHIDRATADOR	189
9.4. VISOR DE LIQUIDO	189
9.5. FILTRO	190
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	191
APENDICE	194
BIBLIOGRAFIA	202

INDICE DE FIGURAS

<u>N^{os}</u>	<u>PAG.</u>
1. PRODUCCION DE HUEVOS A NIVEL NACIONAL	27
2. CAJA PARA HUEVOS	73
3. MATERIALES QUE CONSTITUYEN LAS PAREDES PISO Y TUMBADO DE LA CAMARA FRIGORIFICA	83
4. GRAFICA PRESION VS TEMPERATURA PARA EL RE- FRIGERANTE HFC-134a	105
5. GRAFICA CONDUCTIVIDAD TERMICA DEL VAPOR VS TEMPERATURA PARA EL REFRIGERANTE HFC-134a..	106
6. ESQUEMA DE UN SISTEMA CON REFRIGERACION DI- RECTA USANDO INTERCAMBIADOR DE CALOR LIQUI- DO - VAPOR	115
7. CARACTERISTICAS DEL CICLO TERMODINAMICO..	116
3. CURVA DE RENDIMIENTO VOLUMETRICO VS RELA- CION DE COMPRESION	125
9. NOMOGRAMA DE MEHNER	134
10. EFICIENCIA DE ALETAS ANULARES DE PERFIL RECTANGULAR	143
.1. CONDUCTIVIDAD TERMICA DE AISLAMIENTO DE FI- BRA DE VIDRIO	174

12.	GRAFICA DE ESPESOR EQUIVALENTE DE AISLA- MIENTO	175
13.	AUTOMATIZACION DE LA PLANTA FRIGORIFICA ...	195
14.	DIAGRAMA DEL AIRE HUMEDO	196
15.	DIAGRAMA PRESION - ENTALPIA PARA EL REFRI- GERANTE HFC-134a	197
16.	FACTOR DE FRICCION PARA FLUJO COMPLETAMENTE DESARROLLADO EN TUBOS CIRCULARES	198
17.	VISTA EN PLANTA DE LAS CAMARAS	200
18.	ESQUEMA DEL CIRCUITO DE TUBERIAS	201

INDICE DE TABLAS

<u>Nº</u>		<u>PAG.</u>
1	CUADRO DE LA PRODUCCION ANUAL DE HUEVOS A NIVEL NACIONAL	26
11	PRODUCCION DE HUEVOS	30
111	PRODUCCION FUTURA	32
IV	COMPOSICION DEL HUEVO	37
V	CLASIFICACION DEL HUEVO POR SU PESO	40
VI	BACTERIAS SOBRE EL CASCARON	43
VI 1	DESINFECTANTES DEL CASCARON Y SUS EFECTOS ...	49
VIII	HORAS NECESARIAS PARA CLASIFICAR HUEVOS	63
IX	DIMENSIONES DE CAJAS PARA HUEVOS	73
X	COEFICIENTE DE CONDUCTIVIDAD	80
XI	COMPARACION DEL CICLO TEORICO DE LOS REFRIGERANTES CFC-12 Y HFC-134a	103
XII	PROPIEDADES FISICAS DEL REFRIGERANTE HFC-134a	104
XIII	ESTABILIDAD DEL REFRIGERANTE HFC-134a CON METALES Y ACEITES LUBRICANTES	107
XIV	DIFERENCIA DE TEMPERATURAS VS. HUMEDAD RELATIVA	111
XV	CONSTANTES DE LA ECUACION 7.19 PARA UN	

	BANCO DE TUBOS	139
XVI	RAZON DE Nu PARA N HILERAS EN FONDO PARA 10 HILERAS EN FONDO	157
XVII	VALORES DE RESISTENCIA DE SUPERFICIE	177
XVIII	PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL REFRIGERANTE HFC-134a	199

SIMBOLOGIA

AREA
CALOR ESPECIFICO
DIAMETRO
PUNTO DE ROCIO
ESPESOR
ESPESOR
COEFICIENTE DE ROZAMIENTO
ACELERACION DE LA GRAVEDAD
PERDIDAS POR FRICCION
COEFICIENTE DE CONVECCION
COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR
CARRERA DEL PISTON
LONGITUD
MASA DEL PRODUCTO
CAUDAL MASICO
CAUDAL VOLUMETRICO
REVOLUCIONES POR MINUTO
NUMERO DE NUSSELT
POTENCIA
PRESION
NUMERO DE PRANDLT
CALOR

FACTOR DE INCRUSTACION

NUMERO DE REYNOLDS

RELACION DE COMPRESION

TEMPERATURA

TIEMPO

VELOCIDAD

VOLUMEN ESPECIFICO

VELOCIDAD LINEAL

VOLUMEN

NUMERO DE EVAPORADORES

NUMERO DE CONDENSADORES

NUMERO DE PISTONES

EMBALAJE

EVAPORACION

CAMARA

CONDENSACION

PAREDES

PRODUCTO

TARIMA

PERSONAL

ILUMINACION

COEFICIENTE DE CONDUCTIVIDAD

DIFERENCIA

DIFERENCIA PROMEDIO LOGARITMICA

DIFERENCIA PROMEDIO ARITMETICA

VISCOSIDAD DINAMICA

DENSIDAD

VISCOSIDAD CINEMATICA

EFICIENCIA O RENDIMIENTO

INTRODUCCION

El sector avícola nacional tiende a fortalecerse y por ende a convertirse en una de las más importantes actividades productivas del país, más aún si se toma en cuenta su interdependencia agroindustrial y su notable contribución a la alimentación de los ecuatorianos.

Durante la última década ha experimentado un crecimiento importante y sus perspectivas son bien halagadoras; es por lo antes mencionado que se hace necesario la utilización de plantas frigoríficas.

La utilización de una planta frigorífica para el almacenamiento de huevos, será el primer paso que el huevo dará para su conservación, durante el lapso de tiempo determinado.

La conservación del huevo debe de hacerse bajo métodos que le permitan a este mantenerse en perfectas condiciones como lo son las cualidades organolécticas y nutritivas, evitando así la producción de enfermedades lo que ocasionará la pérdida total del huevo.

Para lo cual se ha desarrollado un estudio minucioso sobre la producción nacional de huevos y en especial su aplicación en la provincia del Guayas.

Con estos datos se desarrollara un estudio de factibilidad con su posterior cálculo y dimensionamiento de la planta en base de las necesidades actuales y proyección futura.

Así como también se procederá a ser un estudio sobre la aplicación de un nuevo refrigerante en lo que respecta a la refrigeración del huevo.

CAPITULO 1

FACTIBILIDAD DEL PROYECTO

1.1. ASPECTOS GENERALES

Han pasado definitivamente los tiempos en la conservación de los huevos en la propia casa y también el de la adquisición de huevos conservados, pues el mercado ofrece la cantidad que se quiera de huevos frescos tanto en verano como en invierno y en esta época no son más caros que en aquella. Pero como existen huevos "especiales", "completos", o "magros", sino que se trata de un producto natural no apto a las adulteraciones, las diferencias cualitativas se basan simplemente en el tamaño y la edad, es decir, huevos frescos (hasta tres semanas) y huevos refrigerados (de más de tres semanas).

La estabilidad del huevo es sorprendente, de manera que pueden compararse con la de la buena fruta, pero depende de las condiciones del local donde se almacene el producto, pues el calor, la humedad, el aire

sofocante y los olores extraños son fuente de peligro. No hay nada que objetar contra la refrigeración de huevos, para conservar los excedentes temporales del mercado.

Este procedimiento se ha acreditado como el mejor durante años y el consumidor no siente desconfianza frente a los alimentos que han sido refrigerados.

El objetivo principal del funcionamiento de una instalación o cámara frigorífica es el de "alargar" la vida de los productos alimenticios perecederos mediante su conservación en espacios cerrados y enfriados.

Vale anotar que nosotros no debemos de pensar solamente en lo que suceda en el presente, sino también en el futuro, ya que según las estadísticas podemos conocer estimativamente la población de nuestro país después de algunos años y pensar como se va a alimentar esa población, la solución inmediata sería la de producir más y la de conservar esta producción por medio de la refrigeración.

Entonces podemos llegar a la conclusión que necesitamos la construcción de plantas frigoríficas

para el almacenamiento y conservación de huevos.

1.2. FACTIBILIDAD DE ACUERDO A LAS ESTADISTICAS

1.2.1. Datos de Producción

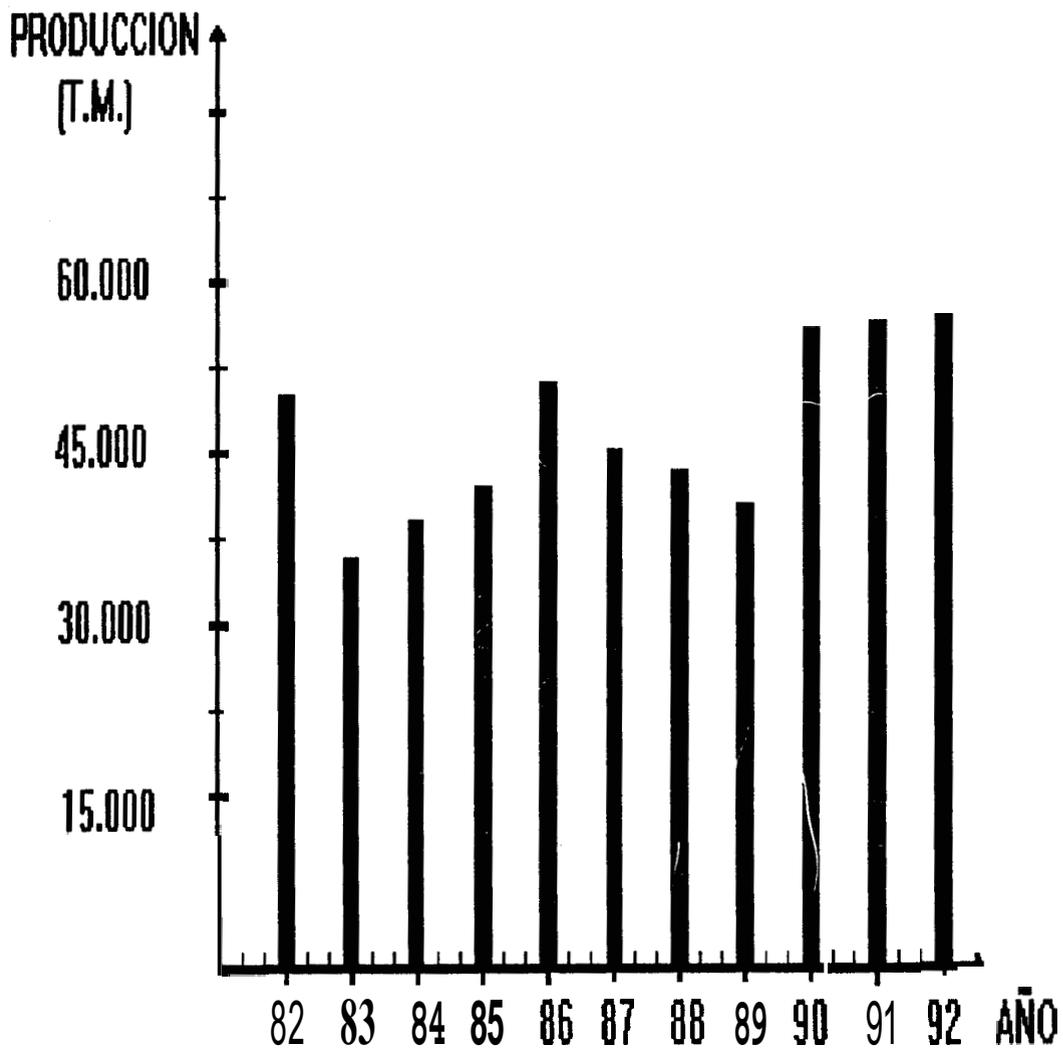
Los datos de producción de huevos en el país son los siguientes:

TABLA 1
CUADRO DE LA PRODUCCION ANUAL DE HUEVOS
A NIVEL NACIONAL

AÑO	HUEVOS (T.M.)
1982	49.436
1983	36.739
1984	39.561
1985	43.065
1986	51.573
1987	45.314
1988	44.197
1989	42.422
1990	55.890
1991	56.102
1992	56.130

'FIGURA N° 1

PRODUCCION DE HUEVOS A NIVEL NACIONAL



1.2.2. Proyección futura (hasta el año 2000)

Con los datos de producción se obtendrá una estimación de la producción hasta el año 2000 para lo cual asumiremos que el crecimiento de producción se asemeja a una función lineal la misma que tiene la siguiente función:

$$Y_i = aX_i + b \quad (1.1)$$

Siendo sus ecuaciones normales:

$$Y_i = n*b \quad (1.2)$$

$$\sum X_i Y_i = a*\sum X_i^2 \quad (1.3)$$

Tomaremos como año de origen el año 1987, así pues los años anteriores tendrán valores: -1, -2, -3, -4, -5, y los años posteriores los valores de 1, 2, 3, 4, 5.

Entonces tendremos que:

Y_i = valor de un dato de producción
cualquiera

X_i^2 = valor que corresponde a la posición de

un dato cualquiera elevado al cuadrado

$x_i Y_i$ = Producto del valor de la posición de un dato cualquiera con el valor de producción que corresponde a esa posición.

y_i' = valor correspondiente a un dato de producción calculado por la ecuación 1.1

d_i = diferencia de Y_i' y Y_i ,

d_i^2 = cuadrado de la diferencia entre Y_i' y Y_i .

Partiendo de las ecuaciones anteriores obtenemos la siguiente tabla:

TABLA 11

PRODUCCION DE HUEVOS

No	Y_i	X_i	X_i^2	$X_i Y_i$	Y_i'	d_i	d_i^2
82	49436	-5	25	-247180	36580	-12856	1,65 E8
83	36739	-4	16	-146956	38727	1987,6	3950554
84	39561	-3	09	-118683	40873	1311,9	1721029
85	43065	-2	04	-86130	43019	-45,83	2100,4
86	51573	-1	01	-51573	45166	-6405	141056697
87	45314	00	00	00	47312	1997,7	3990925
88	44197	01	01	44197	49458	5261,0	27678226
89	42422	02	04	169688	51604	9182,3	84314450
90	55890	03	09	167670	53751	-2139	4577118
91	56102	04	16	224408	55897	-205,1	42082,42
92	56130	05	25	280650	48043	1913,1	3660105

$$\Sigma Y_i = 520.429$$

$$\Sigma X_i Y_i = 236.091$$

$$\Sigma X_i = 0$$

$$\Sigma X_i^2 = 110$$

De la ecuación 1.2 despejamos el valor de b:

$$b = \frac{\Sigma Y_i}{n} = \frac{520.449}{11} = 47.311,73$$

De la ecuación 1.3 despejamos el valor de a:

$$a = \frac{\Sigma X_i Y_i}{\Sigma X_i^2} = \frac{236.091}{110} = 2.146.282$$

Una vez obtenidos los valores de a y b calculamos por medio de la ecuación 1.1 los valores Y_i' y estimamos la producción futura.

TABLA III
PRODUCCION FUTURA DE HUEVOS

AÑO	Xi	Yi
1993	6	60189,42
1994	7	62335,71
1995	8	64481,97
1996	9	66628,27
1997	10	68774,55
1998	11	70920,83
1999	12	73067,11
2000	13	75213,40

Calculamos un margen de seguridad, usando la ecuación que a continuación se detalla.

$$e = \sqrt{\frac{d_i^2}{n}} \quad (1.4)$$

donde :

$$\Sigma d_i^2 = 336.262.308,8$$

$$n = 11$$

$$e = 5.528,95$$

Con los datos obtenidos se puede estimar la producción de huevos para el año 2000 la cual será aproximadamente igual a:

$$75.213,936 - 5.528,95 = 69.684,45$$

3. EVOLUCION DEL HUEVO

Hay que destacar que en nuestro país la producción de huevos no es tan dinámica como lo es la producción de carne de pollo observándose que de **49.436** T.M. de huevos registrados en **1982** paso a **56.130** T.M. en **1992**; es decir que, experimento un crecimiento del **13,48%** lo que determino un incremento del **2,9%** anual.

Debido a efectos devastadores de los fenómenos climáticos en **1983**, la producción cayó en aproximadamente el **25,7%** respecto al año anterior, volviendo a superar el volumen de este año en **1986**, registrándose un total de **51.573** T.M.

La tendencia de crecimiento de este producto no ha sido tan sostenido, es así como en los años **1987**, **1988** y **1989** presentan tasas de crecimiento negativas en **12,1%**, **2,5%** y **4%** respectivamente. Esta situación se debio a que muchos avicultores se cambiaron a la línea de carne, en razón a los estímulos de precios y un mayor margen de ganancia. No obstante observamos que en **1989** a **1990** hay un repunte muy significativo (**31,7%**) en la producción de huevos.

Se estima que para el año de **1992** existió una producción de **56.130** T.M. de huevos para consumo,

incrementandose en 0,05 % con relación al año anterior.



CAPITULO 11

FISIOLOGIA DEL HUEVO

2.1. DATOS CIENTIFICOS SOBRE EL HUEVO

2.1.1. Forma del huevo

Se utiliza el llamado índice de la forma, es decir, la relación existente entre el diámetro de anchura mayor y el máximo. Por ejemplo 3 cm. de ancho y 4 cm. de largo = Oscilaciones entre 0.5 (alargado) y 1 (esférico). La forma ideal es 4,2 cm. de ancho y 5,7 cm. de largo. Volumen de 53 cm³, superficie 68 cm., peso 58 gr.

2.1.2. Cáscara

Grosor normal de la cáscara 0,33 - 0.35 mm. Resistencia a la presión 0,7 - 7 Kg (aprox. 3kg). Componentes 4% de materia orgánica + 94% de carbonato de calcio + 1% de fosfato

magnésico + 1% de fosfato cálcico. Unos 10.000 poros (150 por cm).

2.1.3. Clara

Externa fluida 23 Vol. %, densa 57 Vol. %, interna fluida 20 Vol. %. La consistencia se debe a fibras de mucina.

Índice de la clara = Cociente de la altura y el diámetro medio de la clara en ‰; valores extremos 8 6 118 ‰.

2.1.4. Yema

Diámetro aproximadamente igual a 3cm. Componentes: Membrana Vitelina, disco prolífero, yema blanca, yema o vitelo. Índice de la Yema = cociente de la altura y el diámetro de la yema en %. Valores extremos 31 6 59%, valor medio 45%, es decir, la altura = 45% del diámetro.

2.1.5. Valores mínimos para caracterizar la calidad

Grosor de la cáscara	0.3mm
Resistencia a la rotura	3.0kg

Indice de la yema	45%
Indice de la clara	50o/oo
Indice de la forma	0.7-0.8

1.2. COMPOSICION DEL HUEVO

El cascarón del huevo está formado por alrededor de 65% de agua, el contenido, tiene aproximadamente 74%. El contenido de agua en la albúmina es alto; la parte sólida es practicamente proteina, con una pequeña cantidad de carbohidratos. La yema está compuesta de aproximadamente la mitad de agua, pero la parte sólida está constituida de una alta cantidad de grasas, proteinas, vitaminas y minerales.

TABLA IV
COMPOSICION DEL HUEVO

Componente	Huevo con cascarón (%)	Contenido del huevo sin cascaron (%)	Yema (%)	Albúmina (%)
Huevo completo	100	-----	31.0	58.0
Agua	65	74.0	48.0	84.0
Proteina	12	12.0	17.5	11.0
Grasa	11	11.0	32.5	0.2
Carbohidratos	1	0.5	1.0	1.0
Ceniza	11	1.5	1.0	0.8

2.3. FORMA Y TAMAÑO DE HUEVOS

2.3.1. Forma

La forma del huevo se debe generalmente a factores genéticos hereditarios. Cada gallina pone huevos sucesivamente de la misma forma, ya sean puntiagudos, alargados, gruesos, etc.

Defectos en la forma del huevo: Muchas gallinas ponen continuamente huevos de forma defectuosa. Estos huevos se presentan bajo diferentes categorías: elevaciones, lado plano, extremo en punta, etc. Algunos son de origen genético otros se deben probablemente a anomalías en el oviducto.

En cada huevo se encontraran defectos similares.

Otros defectos del cascarón: Hay muchos huevos producidos que tienen ciertos tipos de cascarones anormales. Algunos de estos son:

Cascarones de aspecto yesoso

Cascarones delgados

Cascarones porosos

Cascarones de extremo suave

Cascarones claros de color.

2.3.2. Tamaño

En una parvada de aves, los huevos varían de tamaño (peso) debido a muchas circunstancias. No se conoce la causa exacta de algunas variantes pero si se tiene conocimiento de otras. Alguna de estas variantes son:

a) Algunas gallinas ponen huevos que son más grandes o más chicos que los puestos por otras. Esta diferencia se debe principalmente a factores genéticos que afectan el tiempo de crecimiento del óvulo. En consecuencia, yemas más grandes producen huevos más grandes, mientras que yemas más pequeñas producen huevos más pequeños.

b) Los huevos que pone primero una gallina son más chicos que los que pone después, aunque no es uniforme el aumento en ese incremento. Durante la primera parte del periodo de producción de huevos, el tamaño de este se incrementa rápidamente, pero después lo hace gradualmente.

c) El tamaño del huevo se afecta por la

secuencia de estos en una serie. En la mayoría de los casos, el primer huevo de la serie es el más pesado, pero cada uno de los huevos subsecuentes será proporcionalmente más chico.

- d) Algunos componentes del alimento, particularmente proteína, afectan el tamaño del huevo. Por ejemplo, el incremento de contenido de proteína en el alimento aumenta el tamaño del huevo.
- e) El clima caliente afecta a la parvada causando una disminución en el tamaño del huevo.

TABLA V
CLASIFICACION DEL HUEVO POR SU PESO

Clasificación del peso	Peso mínimo neto por docenas de huevos (onzas)
Gigante	30
Extra Grande	27
Grande	24
Mediano	21
Chico	18
Pequeño	15

4. HERENCIA DE LA CALIDAD DEL HUEVO

La calidad del huevo incluye un estudio del cascarón y del contenido interior.

2.4.1. Calidad del cascarón

El grosor del cascarón es considerado una medida de la calidad. Entre más grueso sea, tendrá mayor resistencia al romperse. Es un factor genético cuantitativo con heredabilidad relativamente baja y puede alterarse por varios factores de manejo: temperatura, tensión, enfermedad, alimento, etc.

Unas anomalías del cascarón son heredadas. Cascarones yeyosos, arrugados, etc., pueden ser resultado de variaciones en el gen. Otras anomalías son debidas, frecuentemente, a imperfecciones en el área del oviducto donde se forma.

2.4.2. Calidad interior del huevo

La calidad de la albúmina; tiene heredabilidad de alrededor de 25%. Por tanto la calidad interior es, regularmente, resultado

inapropiado de la parvada.

Manchas de sangre; tienen baja heredabilidad.

Sin embargo se ha vuelto, costumbre en algunas razas de pollos.

Los huevos de aquellas razas de cascarón café tienen mayor incidencia en presentar manchas de sangre a los de cascarón blanco.

La calidad interior del huevo puede mejorarse dentro de una estirpe de pollos; los avicultores comerciales están a la caza de las que produzcan buenos huevos.

}. CONTAMINACION BACTERIANA DE **LOS** HUEVOS

La superficie externa del cascarón del huevo nunca está completamente esterilizada. Aún en el momento en que se pone el huevo, el cascarón se contamina por su paso por la cloaca, debido a las excreciones de los aparatos urinarios **y** digestivo. Pero la contaminación bacteriana del cascarón puede ocurrir arriba del oviducto, cuando los huevos se obtienen por medios quirúrgicos, la superficie externa del cascarón mostrará depósitos de bacterias.

2.5.1. Bacterias sobre el cascarón

Si se colocan huevos en una mano en el momento de ser puestos, de modo de no estar en contacto con ninguna partícula del material del nido, se ven muy "limpios" y libres de bacterias, Pero las bacterias se desarrollan rápidamente; su multiplicación depende de la temperatura y de la humedad.

A continuación se presenta un ejemplo promedio de crecimiento bacteriano, pero se debe considerar que las variaciones en la temperatura y humedad alterarán estas cifras:

TABLA VI

BACTERIAS SOBRE EL CASCARON

Edad del huevo	Número de bacterias sobre el cascarón
Pre postura (en la mano)	300 - 500
Después de 15 minutos	1500 - 3000
Después de una hora	20000 - 30000

2.5.2. Penetración de la bacteria en el interior de la cascara

Las bacterias de la superficie externa del cascarón del huevo se pueden eliminar muy fácilmente, por lo tanto, no se considera problema si permanecen en la superficie externa del mismo. Las bacterias que penetran en el interior del huevo son las que causan daño.

La porción externa del huevo contiene cuatro cubiertas: 1) cutícula, 2) cascarón, 3) membrana externa del cascarón, 4) membrana interna del cascarón. Cada una actúa como una barrera a la penetración externa, donde las bacterias son los objetos extraños más importantes. El rango de prevención para la penetración de estas cubiertas es como sigue:

1. Cutícula
2. Cascarón
3. Membrana interna del cascarón
4. Membrana externa del cascarón

La #1 es la mejor, mientras la #4 es la más pobre.

Cada cubierta actúa como filtro, pero ninguna tiene propiedades bactericidas. No obstante algunas bacterias encuentran el camino hacia el

interior del huevo. La cutícula es especialmente importante para la prevención de la entrada de bacterias, pero una vez que se elimina las bacterias pasan a través del cascarón cuatro veces más rápido.

2.5.3. Factores que afectan la cutícula del cascarón del huevo

- 1) El deterioro paulatino en la cutícula es por el ácido úrico que contiene la orina de desecho de los pollos, pero no con el contenido intestinal.
- 2) La fumigación con formaldehído elimina parte de la cutícula.
- 3) El bioxido de cloro no influye en la pérdida de la cutícula.
- 4) El desgaste durante el cepillado en el lavado disminuye la cutícula.
- 5) Entre más caliente este la temperatura del cuarto de conservación del huevo, más rápido perderá la cutícula.

6) Es mínimo el deterioro de la cutícula durante el almacenamiento.

Aunque el cascarón tiene varios miles de poros abiertos, pasan muy pocas bacterias. No obstante, es una cantidad suficientemente para que se formen colonias de bacterias en las membranas del cascarón. Pueden atravesar las dos membranas rápidamente o permanecer en ellas durante más de tres semanas.

No se duda que la posibilidad de que la entrada sea por encogimiento del contenido del huevo al momento de enfriarlos ya que se forma un ligero vacío dentro del cascarón; las bacterias son "succionadas" a través de los poros mal formados del cascarón y de las membranas del mismo. Estos poros tienen varias veces el diámetro de la mayor parte de las bacterias.

El único método para prevenir la penetración de bacterias, es por medio de su destrucción inmediata después de puesto el huevo, antes de que su contenido empiece a encogerse. La desinfección debe completarse inmediatamente después de cada recolección de huevo. Pasada

una hora, la desinfección del huevo pierde su efectividad.

■ DESINFECTANTES PARA EL CASCARON

Existen varios desinfectantes para el cascarón que destruyen las bacterias tan pronto como se pone el huevo. Se emplean fumigantes, aerosoles o soluciones.

2.6.1. Tipos de desinfectantes

Existen diferentes tipos de desinfectantes entre los más importantes y eficaces tenemos los siguientes:

2.6.1.1. Gas formaldehido

Se recomienda generalmente una concentración de 3X (triple).

2.6.1.2. Cuaternarios de amonio

Rociar sobre los huevos una solución de agua tibia que contenga 200 ppm. Esto es una ventaja, ya que los huevos se pueden rociar a medida que

se vayan recolectando del nido.

2.6.1.3. Bióxido de cloro

Rociar sobre los huevos una solución de agua tibia que contenga 80 ppm. La ventaja es que los huevos se pueden rociar tan pronto como son puestos.

2.6.1.4. Ozono

Es un desinfectante efectivo cuando está a 100 ppm.

La calidad de cualquier desinfectante depende de que tan aproximadamente **se** aplique, después de puesto el huevo, y antes de que haya penetración bacteriana en el cascarón.

TABLA VII
DESINFECTANTES DEL CASCARON Y SUS EFECTOS

Tratamiento	Crecimiento bacteriano en el cascarón	crecimiento bacteriano en el contenido del huevo
Ninguno	4	3.8
Formaldehido	2	2.8
cuaternarios de amonio	2.3	2
bioxido de cloro	1	1

CAPITULO 111

NOLOGIA DEL ALMACENAMIENTO EN FRIO DE HUEVOS

1. ASPECTOS GENERALES

Para el almacenamiento de huevos en frio, donde entran en juego dos influencias contrarias: 1) el ataque de los microorganismos a la cáscara con un número relativamente pequeño de agentes de putrefacción, y 2) las fuerzas defensivas naturales del sistema de la cáscara con las membranas y la clara de huevo.

El desarrollo de los agentes de la putrefacción de la masa del huevo tienen lugar incluso a muy bajas temperaturas.

Pero se ha podido determinar que los agentes de la putrefacción no pueden penetrar la cáscara más que raras veces si la humedad del aire se mantiene suficientemente baja; con lo que se requiere que los huevos tengan las menores pérdidas de peso que sean posibles y que se evite la posibilidad del desarrollo de los agentes de la putrefacción.

Todo esto es posible conseguir cumpliendo estas condiciones y conseguir un almacenaje prolongado, con pérdidas soportables si **se** imponen exigencias elevadas a la calidad de los huevos destinados al almacenaje.

• PRODUCCION DE HUEVOS

La higiene de la granja tiene influencia sobre la calidad de los huevos producidos. La eliminación de suciedad y humedad que pueden lograrse disponiendo las jaulas a alguna distancia del suelo y en habitaciones cerradas, son supuestos previos para la producción de huevos limpios con bajo promedio de bacterias en la cáscara.

Los huevos tienen después de la puesta una temperatura de unos **38 °C**, y lo mismo el nido. Por consiguiente, es preciso vaciar los nidos con frecuencia y refrigerar a continuación rápidamente los huevos, para evitar de este modo alteraciones de la calidad.

La calidad de los huevos alcanza en los meses de marzo y abril un pequeño mínimo, lo que significa que para el almacenaje se recomienda sobre todo los meses más frescos.

La cadena de frío para los huevos empieza con la refrigeración previa en la granja. El índice de albúmina (Unidades Haugh) desciende con relativa rapidez durante los tres primeros días a temperatura ambiente, mientras que a 0 °C hasta 10 °C progresa con mucha más lentitud, del mismo modo que la aplanación de la yema.

A pesar de las buenas condiciones higiénicas en las granjas avícolas no se pueden evitar del todo los huevos manchados. La cantidad absoluta de estos huevos **es** con frecuencia bastante alta en centros de gran producción. Los métodos de lavado que se suele emplear hoy en día en las granjas no cumplen de ningún modo todas las exigencias necesarias para conseguir pureza en sentido microbiano. Por esto se ha propuesto la señalización de todos los huevos lavados, destinándolos al consumo inmediato. Los huevos que se han lavado de manera inadecuada pueden causar sensibles pérdidas durante el almacenaje.

DEPOSITOS CENTRALES

En los lugares de producción, o mejor todavía en los depósitos que están situados en lugares centrales, **se** hace la clasificación, la separación de las diferentes

calidades, la señalización, el embalaje y el embio. Desde allí, la mercancía, debidamente se destina a diferentes fines; el que nos interesa: a los depósitos frigoríficos, es preciso la eliminación de anomalías y deformidades y se incluyen en esta todas las deformaciones de los huevos con otro huevo incluido, huevos con dos o más o con ninguna yema, huevos cuya clara contiene cuerpos extraños. Todas estas formas se pueden comprobar en un examen sensorial grosero con o sin empleo de una lámpara. Con la ayuda de esta última también se pueden eliminar los huevos fecundados.

El clasificador experimentado determina también con una simple prueba acústica huevos con la cáscara rota o con grietas visibles solamente al trasluz. Lo que permite ordenar y marcar los huevos según diferentes ordenes de calidad, para así poder determinar las clases menos adecuadas para el almacenaje.

■ ALMACENAJE EN FRIO

y

Se ha comprobado que los huevos frescos se pueden conservar desde el final de un periodo de puesta hasta el principio del siguiente, en caso de que tenga inalterada la resistecia original contra la penetración de microorganismos y de observar

cuidadosamente las condiciones de refrigeración.

Lo que garantiza con facilidad cinco o seis meses sin modificaciones apreciables; después de este tiempo, los huevos no pueden consumirse pasados por agua, pero si en tortilla, prolongándose el almacenamiento hasta **8/10** meses.

El estado de la mercancía debe revisarse periódicamente, cada dos o tres semanas.

Es preferible colocar los huevos verticalmente con el vértice agudo hacia abajo y la parte roma - en la que está situada la cámara de aire- hacia arriba. De este modo, gracias a la presencia de dicha cámara de aire en el extremo grande del huevo, la yema jamás viene a estar en contacto con la cáscara y los giros son innecesarios.

Con respecto a los embalajes estos pueden ser bastante variables: los hay de 360 huevos en cajas de 105 x 50 x 14 cm. 6 de 66 x 32 x 26 cm. de 500 huevos, en cajas de 92 x 40 x 18 cm. de 720 huevos, en cajas de 105 x 50 x 23 cm. y de **1440** en cajas de 175 x 35 x 25 cm.

Para las cámaras de mediana capacidad se acostumbra tomar como norma el siguiente dato:

Huevos300 docenas por cm^3

Tiene una gran importancia para la buena conservación no sólo el material empleado en el embalaje (madera, cartón o plástico), sino también su relleno - normalmente virutas de madera - ya que este debe ser limpio, sanitario y sobre todo netamente inodoro, pues el huevo adquiere con sobrada rapidez todo olor, que pueda ser aportado por el embalaje o por la propia cámara de conservación.

Es así que no pueden utilizarse las mismas cámaras para el almacenamiento frigorífico de otros productos o servirse de otras que el material anteriormente conservado pueda comunicar su olor particular.

Para el cálculo de las pérdidas de carga en estas cámaras, debe recomendarse que el promedio de peso de una docena de huevos es de 700 gramos.

Por metro cúbico de volumen se calculan de 10 a 13 cajas de 30 docenas o sea alrededor de 230 Kg. por metro cúbico.

El punto de congelación de los huevos no tiene que ser forzosamente el límite para la elección de la

temperatura.

La temperatura más adecuada para la refrigeración del huevo está entre los $-1,7$ hasta $-0,6$ grados centígrados, en los que presentan las siguientes ventajas:

- a) menores pérdidas de peso
- b) menor descenso de los índices de albúmina y de yema
- c) Conservación de los valores de palatibilidad.

Con una humedad relativa que puede fluctuar entre los **85%** y **92%**, ya que más allá de esta humedad relativa por ejemplo **94%** se presentan mohos después de 4 meses, mientras que al **90%** no se presentan hasta después de 16 meses.

Pero se debe evitar cuidadosamente los fenómenos de condensación en la superficie de la cáscara para lo cual se debe subenfriar a 0°C antes de sacarlos de la cámara para así evitar la formación de cristales en la superficie de la cáscara.

La reciclación de aire tiene como fin evitar oscilaciones de temperatura tanto en sentido temporal

como local.

La circulación de aire debe ser 0,20 m/s, junto con su renovación (2 a 4 veces el volumen de aire de la cámara por día), lo cual se encarga de la eliminación de olores indeseables.

Los aromas fácilmente descomponibles, se destruyen con ozono, la cual no debe sobrepasar 0,5 mg. de ozono por m³ de aire.

Esto disminuye el contenido de gérmenes del aire relativamente húmedo de la cámara frigorífica, y es consumido en su mayor parte en la oxidación de sustancias orgánicas del material de embalaje.

Pero a pesar de todo, el ozono puede ayudar a retardar la aparición de moho en el límite permitido de la humedad del aire.

Además se ha podido evitar el desarrollo de los mohos durante un almacenamiento de 5 meses en una cámara frigorífica con una humedad relativa del 90% mediante la impregnación de los cartones en las cajas con el 0,4% de pentaclorofenolato (Dowicide G), ya que este produce vapores inodoros y bactericidas.

METODOS SUPLEMENTARIOS DURANTE EL ALMACENAMIENTO EN FRIIO

Las tentativas de mejoramiento encuentran como obstáculo que el factor que tiene influencia más eficaz sobre la calidad, es decir la temperatura está ya practicamente del todo aprovechada. Pero todavía queda la posibilidad de retardar procesos enzimáticos, de limitar o impedir la difusión de vapor de agua desde el interior a través de la cáscara y de oxígeno del aire desde el exterior, y además de matar a los gérmenes de microorganismos o de detener su desarrollo.

OBTURACION DE LA CASCARA MEDIANTE RECUBRIMIENTOS O LIQUIDOS

Se ha tratado a la cáscara de los huevos con las grasas y aceites más distintos, sobre todo de origen vegetal y animal. A cantidades pequeñas de huevos en las empresas pequeñas se da el recubrimiento a mano, para grandes instalaciones se lo debe hacer por medio de una instalación mecánica.

Los huevos secos, de 10°C a 20°C, se sumergen en aceite inodoro cuya temperatura fluctua entre los 37,5

°C con una viscosidad de 50 a 60 unidades Saibold. La cáscara y la membrana de la cáscara absorben hasta el 10% de su peso de aceite.

Los huevos embalados se refrigeran rápidamente, 3 minutos después del tratamiento.

El aparato se tiene que limpiar diariamente en todas sus partes para evitar infecciones.

Se aconseja una renovación de aceite después de tratar 250 cajas (con 360 huevos cada una). La capacidad alcanza de 10 a 40 cajas por hora.

Como ventaja de los huevos tratados con aceite se ha destacado una menor disminución del índice de yema y un mejor aspecto del contenido de los huevos después de un postalmacenaje, en comparación con huevos no tratados, en caso de que se haya realizado el tratamiento un día después de la puesta. Si pasan varios días se pierde en parte la eficacia y después de 4 días se pierde todo.

Al añadirle al aceite, fenifenol se puede evitar el crecimiento de mohos en humedades muy altas.

LAVADO Y PASTEURIZACION

El porcentaje de huevos sucios alcanza el 10% aproximadamente, según ensayos a gran escala, para

esto se utilizan los siguientes métodos: el método en seco y el método húmedo.

3.7.1. Método en seco

En las pequeñas granjas la limpieza en seco puede hacerse manualmente, empleando pequeños raspadores, almohadillas pulidoras y otros instrumentos abrasivos. La labor suele quedar terminada frotando la tierra suelta y las manchas con un trapo mojado. Este último paso no es recomendable para aplicarlo a huevos que hayan de guardarse almacenados, pero lo es para las ventas en el mercado. A menudo se manipula una gran cantidad de huevos utilizando una máquina que los hace girar automáticamente y frota toda su superficie.

3.7.2. Método limpiador húmedo

El procedimiento limpiador húmedo utiliza una materia detergente reblandecedora a higienizadora disuelta en agua caliente. La temperatura del agua deberá ser de 49 °C si se sigue el procedimiento de sumergir los huevos en la solución y de 68 °C si se emplea el

método instantaneo de treinta segundos. Estos tiempos y temperaturas deberán de observarse con exactitud, si se quieren lograr los mejores resultados.

Si el aire del cuarto es demasiado húmedo, deberá acelerar el proceso de secado sirviendose de un ventilador.

La solución limpiadora habrá de cambiarse después de haberla utilizado con tres o cuatro lotes de huevos.

El número de gérmenes en la cáscara de los huevos sucios disminuye la mayoría de las veces según la limpieza de la máquina, pero sin descender hasta el valor de huevos limpios.

Huevos limpios que se han lavado con los sucios salen de la máquina con un número mayor de gérmenes.

La pasteurización de los huevos ofrece una mejor posibilidad para la aniquilación de las bacterias.

Mediante la combinación del proceso de lavado

con la pasterurización de los huevos en aceite (62,5 °C, 2,1 minutos) en agua y la subsiguiente inmersión en aceite (69,5°C) de los huevos secados, da resultados excelentes en cuanto a la descomposición se refiere y mejores resultados en cuanto al índice de albúmina y el contenido de clara espesa aumenta, se mantienen durante el almacenaje en frío y disminuyen menos que en los huevos no tratados durante el almacenaje.

■ CLASIFICACION DE LOS HUEVOS

Si los huevos se van a clasificar por su tamaño, se deben usar clasificadoras automáticas.

Hay clasificadoras de varios tipos y capacidades, pero **se** debe seleccionar la que desarrolle el trabajo en forma adecuada, en un tiempo límite y con poco huevo **roto**.

La mayoría de las clasificadoras de huevos son evaluadas de acuerdo con el número de cajas de 30 docenas de huevos (360 huevos) que pueden clasificar en una hora.

La máquina clasificadora debe estar continua a la máquina lavadora, evitando así el manejo adicional. La

capacidad de las dos unidades debe ser idéntica. Los huevos se deben secar al pasar a la clasificadora, previniendo así la formación de anillos de polvo sobre ellos.

TABLA VIII

HORAS NECESARIAS PARA CLASIFICAR LOS HUEVOS

huevos por						
	5	10	12	15	20	35
10.000	5.6	2.8	2.3	1.9	1.4	0.8
10.000	11.1	5.6	4.6	3.7	2.8	1.6
40.000	22.2	11.1	9.3	7.4	5.6	3.2
80.000	44.4	22.2	18.6	14.8	11.1	6.4
160.000	88.9	44.4	37	29.6	22.2	12.7

CAPITULO IV

SELECCION DEL SITIO Y DIMENSIONAMIENTO DE LA CAMARA FRIGORIFICA

UBICACION

Para la ubicación de la cámara frigorífica se ha escogido la ciudad de Guayaquil, ya que esta ciudad presenta las siguientes ventajas:

- a) Puesto que **es** la primera ciudad del Ecuador y es donde se comercializa la mayor parte de la producción nacional de huevos.
- b) Está conectada con las demás provincias del Ecuador, lo que posibilita una buena distribución desde las provincias de Pichincha, Manabí, Azuay.
- c) Existen todo tipo de aprovisionamiento.
- d) Cuenta con un buen suministro de energía eléctrica.

- e) Mano de obra calificada.
- f) Se debe aprovechar los periodos de tiempo en los cuales existe una gran producción de huevos.
- g) Puesto que estamos considerando una proyección futura; podría darse la ocasión de exportar nuestro producto, para lo cual se cuenta con un puerto.
- h) Como se trata de una cámara frigorífica que servirá para la comercialización del huevo con cáscara, hemos seleccionado el local situado en la planta baja de un edificio, en donde no tenemos una incidencia solar directa, tanto en las cuatro paredes del contorno, así como también en el tumbado del techo.

El sitio donde se podría ubicar la cámara frigorífica sería en el área donde se trabaje en las labores de avicultura (Vía Daule, Costa).

■ DIMENSIONAMIENTO DE LA CAMARA

De acuerdo al estudio estadístico hecho en el capítulo # 1, párrafo 1.2. se va a dimensionar 2 cámaras.

Una para el almacenamiento permanente del huevo; y otro que funcione en caso de alguna emergencia o para el caso de una sobre producción; ambas de igual capacidad de almacenamiento.

En el capítulo # 1 se hizo una estimación de la producción de huevos para el año 2000, la que sería del orden de **69.684,45** toneladas métricas anuales, de las cuales se podría almacenar para periodos de 5 a 6 meses, un porcentaje de 20%, correspondiendo a guayaquil un almacenaje aproximadamente la treintava parte, es decir **464,553** T.M.; y a su vez una treintava parte que corresponda a una planta frigorífica de mediana a gran capacidad, dando como resultado un almacenaje de **15,45** T.M.

En conclusión, el cálculo estimativo para el almacenamiento de huevos para el año 2000, será, redondeando cifras, para una cámara de mediana a gran capacidad de **15,5** T.M.

■ **CALCULO DE LAS DIMENSIONES DE LA CAMARA**

Para calcular las dimensiones de la cámara debemos considerar los siguientes datos técnicos:

- Peso a conservar	15.5 T.M.
- Dimensionamiento de las cajas para huevos	105 x 50 x 14 cm
- Peso de los huevos en cada caja	25 Kg.
- Peso aproximado de la caja	2 Kg.
- Material de la caja	Madera
- Número de huevos por caja	360
- Espacio libre en la cámara	35%

Conociendo todos estos datos, se calcula que se necesitan 615,08 cajas \approx 615 cajas, asumiendo que el peso promedio de cada huevo es de 70 gramos.

Además se conoce el volumen de la cámara, el cual deberá ser de 45,57 m³.

Al volumen calculado se le tendrá que agregar un 35% de espacio libre para la circulación del aire y para su manipulación, entonces tenemos que el volumen total de la cámara frigorífica es de 62 m³.

El volumen de esta cámara estará dado por:

Altura: 3 m

Largo: 7 m

Ancho: 3 m

La densidad de almacenamiento de la cámara es de:

$$P = \frac{\text{Masa}}{\text{volumen}} = \frac{(15.500+1230) \text{ Kg}}{63 \text{ m}^3} = 265,5 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

Los resultados obtenidos en lo que respecta a la densidad de almacenamiento, son casi iguales a los que se necesita para una cámara de mediana a gran capacidad.

CAPITULO V

CULO DE LA CARGA FRIGORIFICA

En el cálculo de la carga frigorífica hay que tomar en cuenta dos elementos constitutivos muy importantes los cuales son:

Aportes Internos: Es el enfriamiento de los productos y si es que existen sus respectivos embalajes, tarimas.

Aportes Externos: Estos aportes caloríficos son debidos esencialmente a:

a) A causa de la transferencia de calor a través de las paredes, pisos, y tumbados.

b) Aportes caloríficos debido al trabajo del personal en la cámara frigorífica.

- c) Aportes caloríficos debido a las continuas renovaciones de aire.
- d) Los aportes caloríficos debido a la iluminación de la cámara.
- e) El uso de montacargas, para la manipulación del producto.
- f) El aporte calorífico de los ventiladores.

I. CALCULO DE LA CARGA FRIGORIPICA

Para realizar los siguientes cálculos es necesario conocer los siguientes datos técnicos, los cuales son necesarios, y estos son:

- Temperatura de la cámara	-1,1°C
- Temperatura ambiente	32°C
- Humedad relativa del medio ambiente	77%
- Humedad relativa dentro de la cámara	90%

5.1.1. Aportes Internos

5.1.1.1. ENFRIAMIENTO DEL PRODUCTO: La

cantidad de calor que se debe absorber a un producto depende de la cantidad de almacenaje por día en nuestro caso $1\frac{1}{2}$ toneladas por día, trabajando un montacargas durante 3 horas diarias.

La cantidad de calor que se debe absorber está dada por la siguiente fórmula:

$$Q_{pr} = m \cdot C \cdot (T_i - T_f) \quad (5.1)$$

Donde:

Q_{pr} = carga de enfriamiento del producto en Kcal/día.

m = masa del producto en Kg/día.

C = calor específico del producto en Kcal/°C.Kg

T_i = Temperatura a la cual se introduce el producto en °C.

T_f = Temperatura de conservación del producto en la cámara, en °C .

$$m = 1\frac{1}{2} \frac{\text{Ton}}{\text{día}} \times \frac{1000 \text{Kg}}{1 \text{Ton}} = 1500 \frac{\text{Kg}}{\text{día}}$$

$$C = 0,728 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ \text{C}}$$

$$T_i = 26^\circ \text{C}$$

$$T_f = -1,1^\circ \text{C}$$

Entonces :

$$Q_{pr} = 1500 \frac{\text{Kg}}{\text{día}} \times 0,73 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ \text{C}} \times [26 - (-1,1)]^\circ \text{C}$$

$$Q_{pr} = 29.593,2 \frac{\text{kcal}}{\text{día}}$$

5.1.1.2. ENFRIAMIENTO DEL EMBALAJE: Puesto que el embalaje es un aporte de calor, también hay que considerarlo en el cálculo de carga, y es aproximadamente el 10% del peso de los huevos.

Tomando como referencia la ecuación (5.1) procedemos a calcular el aporte calorífico del embalaje:

FIGURA N° 2
CAJA PARA HUEVOS

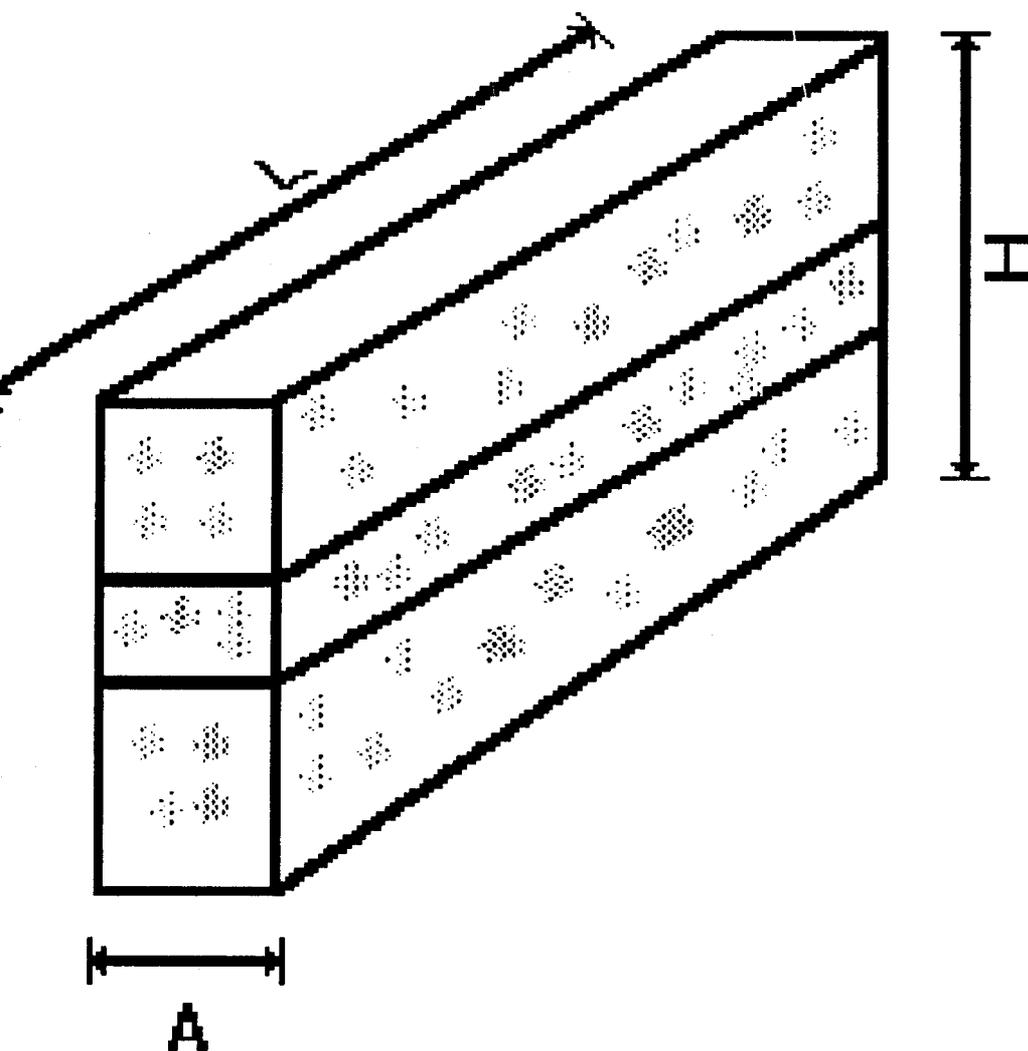


TABLA IX

DIMENSIONES DE CAJAS PARA HUEVOS

	TIPO 1 HUEVOS (360)	TIPO 2 HUEVOS (360)	TIPO 3 HUEVOS (500)	TIPO 4 HUEVOS (720)	TIPO 5 HUEVOS (1440)
LONGITUD	105 cm.	66 cm.	92 cm.	105 cm.	175 cm.
ANCHURA	50 cm.	32 cm.	40 cm.	50 cm.	35 cm.
ALCANTARILLO	14 cm.	26 cm.	18 cm.	23 cm.	25 cm.

$$Q_{emb} = C_{emb} \cdot m_{emb} \cdot (T_i - T_f)$$

Donde :

Q_{emb} = carga de enfriamiento del embalaje en Kcal/día

C_{emb} = Calor específico del material de embalaje en Kcal/°C.Kg

m_{emb} = masa del embalaje en Kg

T_i = Temperatura de introducción en °C.

T_f = Temperatura de refrigeración en °C.

$$Q_{emb} = 0,1 \times 1500 \frac{\text{Kg}}{\text{día}} \times 0,45 \frac{\text{Kcal}}{^{\circ}\text{CKg}} \times 27,1^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{emb} = 1829,25 \frac{\text{Kcal}}{\text{día}}$$

5.1.1.3. ENFRIAMIENTO DE LAS TARIMAS: Al igual que el embalaje, este representa un aporte de calor. El peso aproximado es el 5% del peso

total de los huevos, asumiendo que estos fuesen de pino.

Usamos la fórmula (5.1) para calcular el aporte calorífico de las tarimas.

$$Q_{tar} = C_{tar} \cdot m_{tar} \cdot (T_i - T_f)$$

Donde:

Q_{tar} = carga de enfriamiento de las tarimas kcal/día

C_{tar} = calor específico del material de las tarimas Kcal/°C.Kg

m_{tar} = masa de las tarimas en Kg

T_i = Temperatura a la entrada en °C.

T_f = Temperatura de refrigeración en °C.

$$Q_{tar} = 0,05 \times 1500 \frac{kg}{día} \times 0,67 \frac{kcal}{°CKg} \times 27,1 °C$$

$$Q_{tar} = 1361,78 \frac{Kcal}{día}$$

5 °C para las paredes que están al
este y sur

0°C para las paredes expuestas al
Norte.

En conclusión el aporte calorífico debido a las paredes, piso y tumbado sólo será influenciado por la temperatura ambiente que exista a sus alrededores y la posición geográfica de la cámara no se tomará en cuenta en nuestro análisis.

El calor transferido por las paredes ,
piso y tumbado está dado por la
siguiente fórmula:

$$Q_p = K \cdot S \cdot (T_a - T_f) \times 24 \quad (5.3)$$

Donde:

Q_p = calor transmitido en Kcal/día

K = coeficiente global de
transferencia de calor en cada
pared dado en Kcal/hr.m².°C.

S = Superficie de transferencia de
la pared en m².



T_a = Temperatura ambiente en °C

T_f = Temperatura de refrigeración en °C.

Para calcular el coeficiente global de transferencia de calor **se** utiliza la siguiente fórmula:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum \frac{e}{a} + \frac{1}{h_e}} \quad (5.4)$$

Donde:

h_i = coeficiente de convección en la parte interior de la cámara dado en Kcal/hr.m².°C.

h_e = coeficiente de convección en la parte exterior de la cámara dado en Kcal/hr.m².°C.

a = coeficiente de conductividad en cada uno de los materiales que forman la pared, dado en Kcal/hr.m².°C.

e = espesor de las diferentes capas que forman la pared dado en m.

Para estos coeficientes en la práctica se adopta los siguientes valores:

- Pared en contacto con el aire exterior $h = 20 \text{ Kcal/hr.m}^2.\text{°C}$.
- Pared en contacto con el aire de una cámara no ventilada $h = 7 \text{ Kcal/hr.m}^2.\text{°C}$
- Pared en contacto con el aire de una cámara muy ventilada $h = 15 \text{ Kcal/hr.m}^2.\text{°C}$.
- Pared en contacto con el aire de una cámara ligeramente ventilada $h = 10 \text{ Kcal/hr.m}^2.\text{°C}$.

A continuación se dará una tabla de materiales de construcción con sus respectivos coeficientes de conductividad, de los cuales se escogerán los materiales que conformarán las paredes, pisos y tumbados.

TABLA X
COEFICIENTES DE CONDUCTIVIDAD

MATERIALES	COEFICIENTE DE CONDUCTIVIDAD $a = \text{kcal/hrm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
Hormigón armado	1,3
Bloques llenos	0,6 - 0,75
Bloques huecos	0,3 - 0,5
Mortero de cemento	0,8
Asfalto	0,7
Brea	0,7
Aglomerado de cemento	0,6
Aislamiento (Poliestireno expandido)	0,03
Plancha de acero galvanizado	11

Como se explicó en el capítulo 5.1.2.1 la cámara no va a estar expuesta a la incidencia solar y por lo tanto la situación geográfica no importaba, además consideraremos que, la cámara adyacente no estará en uso es decir tomándolo como un caso extremo en lo que tiene que ver con la temperatura interna de la cámara. Con lo que llegamos a la conclusión que las cuatro paredes y techo

estarán expuestas unicamente a la temperatura ambiente.

DATOS DE CONSTRUCCION:

- El piso será construido teniendo como base inicial hormigón armado de un espesor de 25 cm. luego aislamiento de polietireno expandido, enlucido con una capa asfáltica de 5 cm. a manera de barrera antivapor y esta capa a su vez cubierta por una capa de hormigón ligeramente armado y de un espesor de 6 cm.

- Las paredes y bloques de la cámara son hechas de cemento aglomerado con un espesor de 15 cm. con enlucido exterior de mortero de cemento con un espesor de 2 y 1 cm respectivamente. El revestimiento antivapor consiste en una plancha galvanizada de 0,1 cm. El aislamiento a usarse será el mismo aislamiento que el del piso.

- El tumbado estará constituido por cemento aglomerado con un espesor de 10 cm. con enlucido exterior de mortero de cemento con un espesor de 2 cm. además aislamiento y actuando como barrera antivapor una plancha galvanizada de las mismas características de las paredes.

CALCULO DE LOS ESPESORES DE AISLAMIENTO:

Los espesores de aislamiento son calculados en función de una pérdida máxima admitida.

Este valor ($K \cdot \Delta T$), es fijado muy a menudo de 8 a 10 Kcal/hr.m² para plantas de refrigeración.

Practicamente se puede admitir entre ΔT y K la relación lineal siguiente:

ΔT	60°	50°	40°	30°	20°	10°
	↓	↓	↓	↓	↓	↓
K	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4

ΔT → Diferencia de temperaturas

1. TUMBADO
2. PISO
3. PAREDES

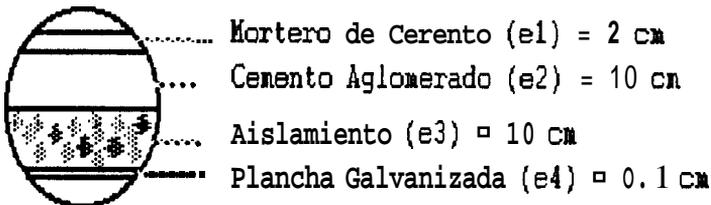
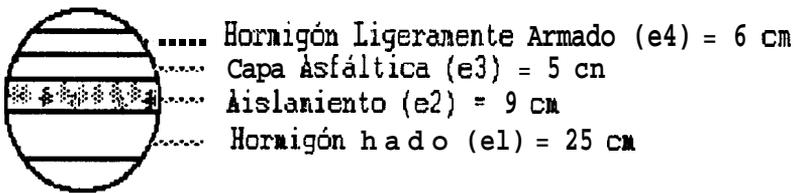
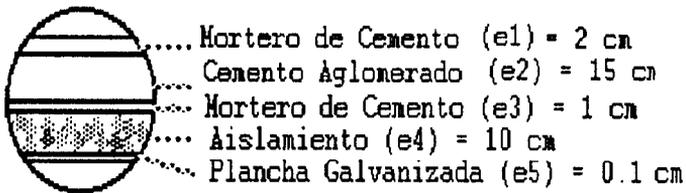
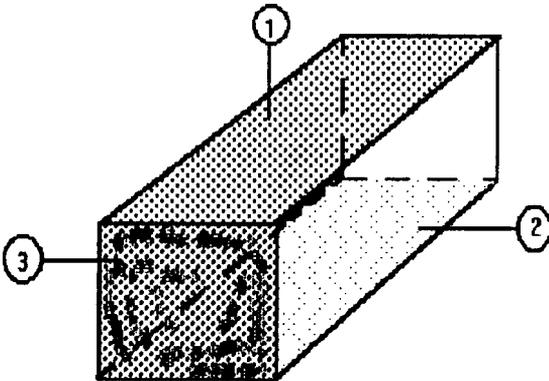


FIGURA N° 3

LES QUE CONSTITUYEN LAS PAREDES PISO Y TUMBADO DE
 LA CAMARA FRIGORIFICA

entre el exterior e interior de la cámara .

Cuando existen valores intermedios de temperatura se procederá a interpolar.

APORTE CALORIFICO DE LAS PAREDES:

Conociendo la diferencia de temperaturas entre el exterior e interior de la cámara, y utilizando la relación lineal, antes expuesta, calculamos el espesor del aislamiento usando la ecuación (5.4), y a continuación su aporte calorífico usando la ecuación (5.3).

$$\Delta T = (T_a - T_f) = [32 - (-1,1)] = 33,1^\circ C$$

Usando la relación lineal para la temperatura de $33,1^\circ C$, obtenemos por interpolación un coeficiente global de transferencia de calor

igual a $0,285 \text{ Kcal/hr.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.

Usando la ecuación (5.4) tenemos:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{e_1}{\alpha_1} + \frac{e_2}{\alpha_2} + \frac{e_3}{\alpha_3} + \frac{e_4}{\alpha_4} + \frac{e_5}{\alpha_5} + \frac{1}{h_i}}$$

6

$$K = \frac{1}{\theta + \frac{e_4}{\alpha_4}}$$

donde :

$$\theta = \frac{1}{h_e} + \frac{e_1}{\alpha_1} + \frac{e_2}{\alpha_2} + \frac{e_3}{\alpha_3} + \frac{1}{h_i}$$

tomamos como datos de coeficientes de convección los siguientes:

$$h_i = 10 \text{ Kcal/hr.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$h_e = 20 \text{ Kcal/hr.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\theta = 0,179$$

reemplazando tenemos:

$$K = \frac{1}{0,179 + \frac{e_4}{0,03}} = 0,285$$

entonces :

$$e_4 = 0,0999m \approx 10cm.$$

Una vez calculado el espesor del aislamiento procedemos a calcular el aporte calorífico de las paredes utilizando la ecuación (5.3). tomando en cuenta que existen 2 pares de paredes iguales en sección.

$$Q_{P_1} = 2 * 0,285 * 21 * [32 - (-1.1)] * 24$$

$$Q_{P_1} = 9508,97 \frac{kcal}{día}$$

$$Q_{P_2} = 2 * 0,285 * 9 * [32 - (-1,1)] * 24$$

$$Q_{P_2} = 4075,27 \frac{kcal}{día}$$

APORTE CALORIFICO DEL PISO:

Conociendo la temperatura del piso, la cual es de 23°C , podemos calcular la diferencia de temperaturas y así conocer el espesor del aislamiento y el aporte calorífico del piso. Con la única diferencia que no existe el coeficiente convectivo h_e .

Entonces

$$\theta = \frac{e_1}{\alpha_1} + \frac{e_3}{\alpha_3} + \frac{e_4}{\alpha_4} + \frac{1}{h_i}$$

para:

$$\Delta T = (T_a - T_f) = [23 - (-1,1)] = 24,4^{\circ}\text{C}$$

Una vez conocido ΔT y usando la relación lineal, obtenemos por interpolación lineal el coeficiente global (K) de transferencia de

calor del piso igual a 0,3295
Kcal/hr.m² °C.

Usando la ecuación (5.4) tenemos:

$$K = \frac{1}{e + \frac{e_2}{\alpha_2}}$$

tomamos como datos de coeficiente
de convección $h_i = 10$ Kcal/hr.m² °C.

$$\theta = 0,131$$

reemplazando valores tenemos:

$$K = \frac{1}{0,131 + \frac{e_2}{0,03}} = 0,3295$$

a

entonces :

$$e_2 = 0,087 \text{ m} \approx 9 \text{ cm.}$$

Calculamos el aporte calorífico del

piso usando la ecuación (5.3)

$$Q_{p_3} = 0,3295 * 21 * [23 - (-1,1)] * 24$$

$$Q_{p_3} = 4002,24 \frac{\text{Kcal}}{\text{día}}$$

APORTE CALORIFICO DEL TUMBADO:

Al igual que en el aporte calorífico del piso y de las paredes procedemos a calcular el espesor del aislamiento que conforma la pared del tumbado, conociendo su diferencial de temperatura.

Entonces:

$$\theta = \frac{1}{h_e} + \frac{e_1}{\alpha_1} + \frac{e_2}{\alpha_2} + \frac{e_4}{\alpha_4} + \frac{1}{h_i}$$

Para un diferencial de temperatura:

$$\Delta T = (T_a - T_f) = [32 - (-1,1)] = 33,1^\circ \text{C}$$

$$K=0,285 \frac{Kcal}{hr.m^2.^{\circ}C}$$

Usando la ecuación (5.4) tenemos:

$$K = \frac{1}{\theta + \frac{e_3}{\alpha_3}}$$

donde :

$$K = \frac{1}{0,169 + \frac{e_3}{0,03}} = 0,285$$

entonces :

$$e_3 = 0,1m \approx 10cm$$

El aporte calorífico del tumbado sería igual a:

$$Q_{P_t} = 0,285 * 21 * [32 - (-1,1)] * 24$$

$$Q_{P_t} = 4.754,48 \frac{Kcal}{día}$$

Una vez conocidos todos los aportes caloríficos de paredes piso y tumbado procedemos a calcular un total, el cual es igual a la suma de todos ellos:

$$Q_p = Q_{p_1} + Q_{p_2} + Q_{p_3} + Q_{p_4}$$

$$Q_p = 22.340,96 \frac{\text{Kcal}}{\text{día}}$$

5.1.2.2. APOORTE CALORIFICO POR LA RENOVACION

DEL AIRE: Como ya se mencionó en el capítulo 3.3 la renovación del aire debe de ser de 2 a 3 veces el volumen de la cámara por día, debido a las circunstancias antes mencionadas.

Pero hay que tomar muy en cuenta que esta renovación depende demasiado de las condiciones ambientales exteriores y de las condiciones interiores de la cámara es decir: temperatura y humedad relativa. Así el calor aportado por la renovación del aire es dado por la siguiente

relación:

$$Q_{ren} = N * \frac{V}{v_a} * (h_a - h_f) \quad (5.5)$$

Donde:

N = Número de renovaciones por día.

V = Volúmen interior de la cámara
en m³.

v_a = Volúmen del aire en las
condiciones del aire del
ambiente exterior en m³/Kg.

h_a = Entalpía del aire en las
condiciones exteriores y en
Kcal/Kg.

h_f = Entalpía del aire en las
condiciones interiores y en
Kcal/Kg.

Hay que tomar muy en cuenta que los valores v_a, h_a, h_f son determinados en el diagrama psicrométrico (figura N^o 14) a partir de las temperaturas y humedades relativas en la parte exterior como interior de la cámara.

Con una temperatura exterior de 32°C y una humedad relativa de 77% y usando el diagrama psicrométrico, hallamos:

$$v_a = 0,895 \frac{m^3}{Kg}$$

$$h_a = 22,3 \frac{Kcal}{Kg}$$

Y con una temperatura interior de 1,1°C y humedad relativa de 90%, hallamos:

$$h_f = 1,7 \frac{Kcal}{Kg}$$

Procedemos a calcular el aporte calorífico del aire de renovación usando la fórmula (5.6).

$$Q_{ren} = 2 * \frac{63 \frac{m^3}{día}}{0,895 \frac{m^3}{Kg}} * (22,3 - 1,7) \frac{Kcal}{Kg}$$

$$Q_{ren} = 2900,11 \frac{\text{Kcal}}{\text{día}}$$

5.1.2.3. APORTE CALORIFICO DEBIDO AL TRABAJO DE LOS MOTORES: Como ya se había anotado con anterioridad, se empleará 1 montacargas, el cual trabajará 3 horas por día, este tendrá una potencia de 50 HP.

Con lo que será necesario absorber la cantidad de calor:

$$Q_m = \sum (860 * P * t) \quad (5.6)$$

donde :

860 = Factor de conversión; 1 Kw = 860Kcal/hr.

P = Potencia de cada motor en Kw.

t = Número de horas de funcionamiento.

$$Q_m = 860 * (50 \text{ H.P.} * 0,745 \frac{\text{Kw}}{\text{H.P.}}) * 3 \frac{\text{hr}}{\text{día}}$$

$$Q_m = 96.105 \frac{\text{Kcal}}{\text{día}}$$

5.1.2.4. APOORTE CALORIFICO DEBIDO AL

PERSONAL: El manipuleo diario del producto obliga al trabajo de personal a permanecer un cierto tiempo dentro de la cámara lo que trae como consecuencia un desprendimiento de calor, en nuestra cámara trabajarán 3 personas.

El aporte calorifico se lo calcula de la siguiente manera:

$$Q_h = N * c * t \quad (5.7)$$

donde:

N = Número de personas

c = calor desprendido por cada persona (239,4 Kcal/hr).

t = tiempo de permanencia en cada cámara frigorífica en horas.

entonces:

$$Q_h = 3 * 239,4 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}} * 8 \frac{\text{hr}}{\text{día}}$$

$$Q_h = 5.745,6 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

5.1.2.5. APOORTE CALORIFICO DEBIDO A LA

ILUMINACION: Puesto que el alumbrado es un factor importante en lo que respecta al almacenamiento de huevos esta debe de ser de 1W por cada 0,09 m² de piso.

La cantidad de calor emitida por las lámparas estará dada por:

$$Q_i = 860 * W * t \quad (5.8)$$

Donde:

860 = Factor de conversión

W = Potencia total de las lámparas en Kw.

t = Tiempo de servicio en horas.

$$Q_i = 860 * 234 * 24$$

$$Q_i = 4829,76 \frac{\text{kcal}}{\text{día}}$$

5.1.3. CARGA DE ENFRIAMIENTO GENERAL:

En las plantas industriales la carga de enfriamiento total es la suma de todos los aportes internos y externos es decir:

$$Q_T = Q_{pr} + Q_{emb} + Q_{tar} + Q_{res} + Q_p + Q_{ren} + Q_m + Q_h + Q_i =$$

$$Q_T = 161705,66 \frac{\text{Kcal}}{\text{dfa}}$$

En la práctica se acostumbra a agregar un factor de seguridad que va desde 5 al 10% del total de la ganancia de calor.

Por regla general se acostumbra a tomar el 10%.

$$Q_t = 161.705,6 + 16.170,56 = 177876,2 \frac{\text{Kcal}}{\text{d}^2 \text{a}}$$

CAPITULO VI

ELECCION DEL REFRIGERANTE Y DEL SISTEMA DE REFRIGERACION

En lo que concierne a la selección del refrigerante, esta será encaminada a la utilización del refrigerante HFC-134a Tetrafluoretano (CH_2FCF_3) del grupo hidro-fluor-carbonados, como fluido operante del sistema de refrigeración.

1. LOS REFRIGERANTES

Son sustancias químicas que son capaces de absorber calor en un proceso de vaporización, el cual hace uso de sus cambios de estado físico como fuente de producción de frío.

A los refrigerantes se los ha clasificado en varios grupos, los cuales son:

- Compuestos inorgánicos
- Sustancias Orgánicas no saturadas
- Hidrocarburos
- Hidrocarburos halogenados

- Mezclas Aceotrópicas,

Además, a los refrigerantes se les puede dar una segunda clasificación la cual es:

Refrigerantes Primarios: Son sustancias químicas que **se** vaporizan a bajas temperaturas y a bajas presiones, mientras que se condensan a altas temperaturas y altas presiones.

Refrigerantes Secundarios: Son sustancias que tienen bajo punto de congelación y bajo punto eutéctico.

Entre los refrigerantes primarios más usados en la actualidad son:

- Amoniaco R 717
- Diclorodifluorometano R 12
- Clorodifluorometano R 22
- R22/115 (48,8/51,2% peso) R 502

Y recientemente reemplazando al CFC-12 el refrigerante HFC-134a cuyas características las expondremos en el transcurso de la selección del refrigerante.

2. SELECCION DEL REFRIGERANTE

La elección del fluido operante es irrestricta y suele recaer en aquel cuyas propiedades son más idóneas para las condiciones de operación.

En nuestro caso seleccionaremos previo estudio, el refrigerante **HFC-134a**, en el cual examinaremos: Presión de descarga (Condensación), Presión de aspiración (evaporación), Temperaturas y presiones críticas, Volumen de aspiración, Punto de congelación entre otros, y algunos factores de los cuales puede no relacionarse directamente con la capacidad del refrigerante para extraer calor. Por ejemplo, La inflamabilidad, toxicidad, densidad, viscosidad, etc. Además haremos una comparación entre el refrigerante R-12 en algunas de sus propiedades.

6.2.1. Introducción

El refrigerante HFC-134a ha sido introducido en el mercado para el reemplazo de los cloro-fluor-carbonados (CFC), en muchas aplicaciones.

Los CFC han estado en el mercado durante más de 60 años y tiene propiedades como la de, bajo en toxicidad, no inflamable, no corrosivo y

compatible con otros materiales. Y estos ofrecen propiedades termodinámicas y físicas que los hacen ideales para usos múltiples.

Sin embargo, la estabilidad de estos componentes acoplada con los contenidos de cloro, se han enlazado para desgastar la capa de ozono de la tierra.

6.2.2. Usos

El refrigerante HFC-134a puede ser usado en muchas aplicaciones, incluso en las que se usa diclorodifluormetano (CFC-12). Estas incluyen refrigeración, productos aerosoles.

Sin embargo, los diseños de los equipos deben ser cambiados algunas veces para así optimizar la perfomancia del HFC-134a en estas aplicaciones.

Las propiedades termodinámicas y físicas del **HFC-134a**, se acoplan con las de baja toxicidad, y es un buen remplazo del refrigerante CFC-12, en muchos segmentos de la refrigeración industrial. Así como también, no es inflamable, y tiene un bajo valor de conductividad térmica

de vapor.

TABLA XI
COMPARACION DEL CICLO TEORICO DE LOS
REFRIGERANTES CFC-12 Y HFC-134a

	CFC-12	HFC-134a
Capacidad (como % de CFC-12)	100	99.7
Coeficiente de performance	3.55	3.43
Compresor		
Temp. de salida en (°C)	86.8	83.1
Presión de salida en (Kpa.)	1349	1473
Relación de compresión	4.1	4.7

6.2.3. Propiedades Físicas

Las propiedades Físicas del HFC-134a son dadas a continuación en la Tabla # 12, Figuras # 4 y figura # 5.

TABLA XII

PROPIEDADES FÍSICAS DEL REFRIGERANTE HFC-134a

PROPIEDADES FÍSICAS	UNIDADES	HFC-134a
Nombre Químico	-	Etano, 1, 1, 1, 2 -Tetrafluor
Fórmula Química	-	CH ₂ FCF ₃
Peso Molecular	-	102,03
Punto de ebullición a latm.	°C °F	-26,1 -14,9
Punto de congelación	°C °F	-103,0 -153,9
Temperatura crítica	°C °F	101,1 213,9
Presión crítica	KPa	4060
Volumen Crítico	m ³ /Kg	1,94x10 ⁻³
Densidad Crítica	Kg/m ³	515,3
Conductividad Térmica a 1 atm.	W/m.K	0,0824
Solubilidad en agua 25°C y latm	peso %	0,15
Limite de Flamabilidad a latm	Vol. %	Ninguno
Potencial de Agotamiento de capa de ozono	-	0
Toxicidad	PPM (v/v)	1000

FIGURA # 4

GRAFICA PRESION VS TEMPERATURA PARA EL

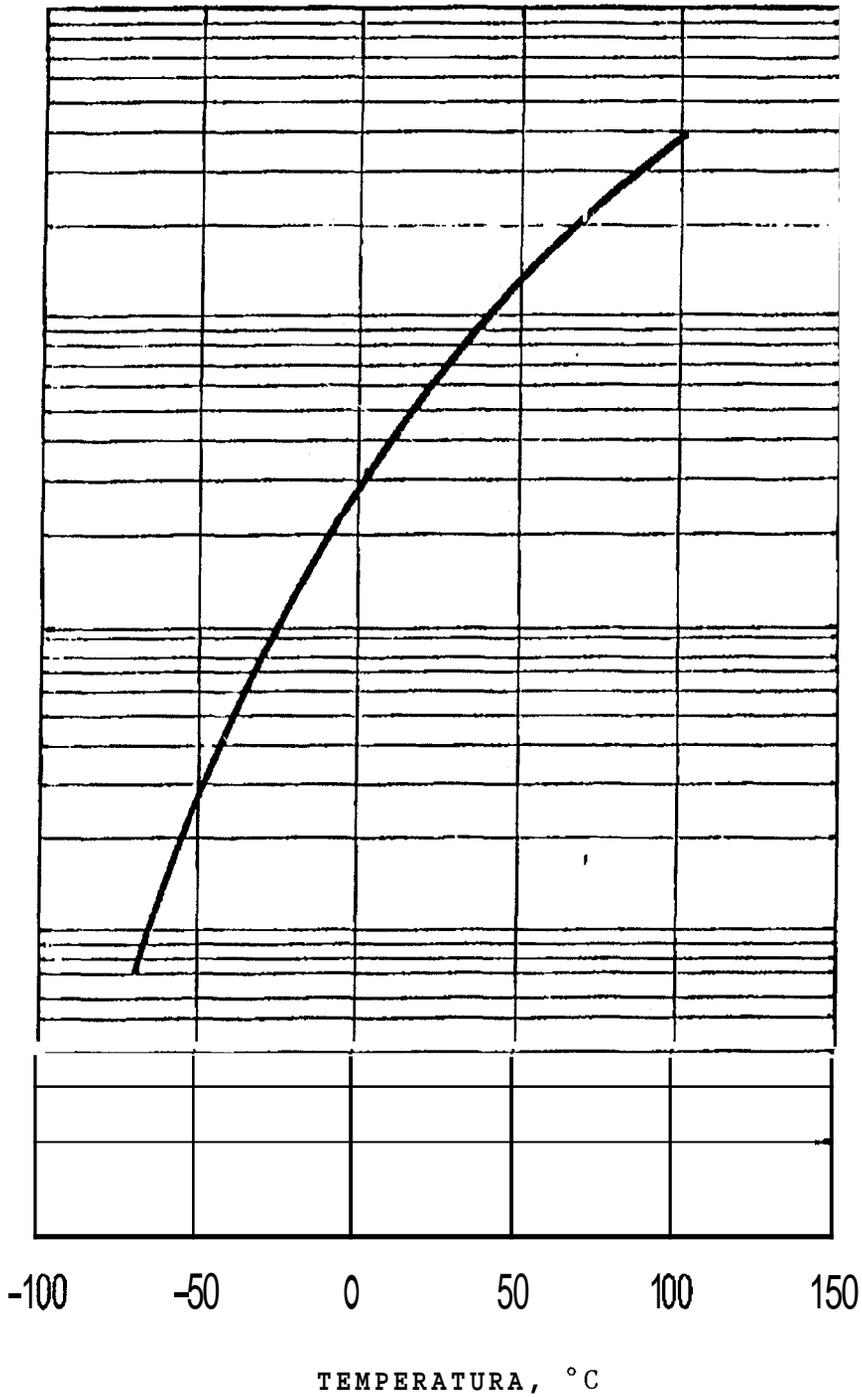
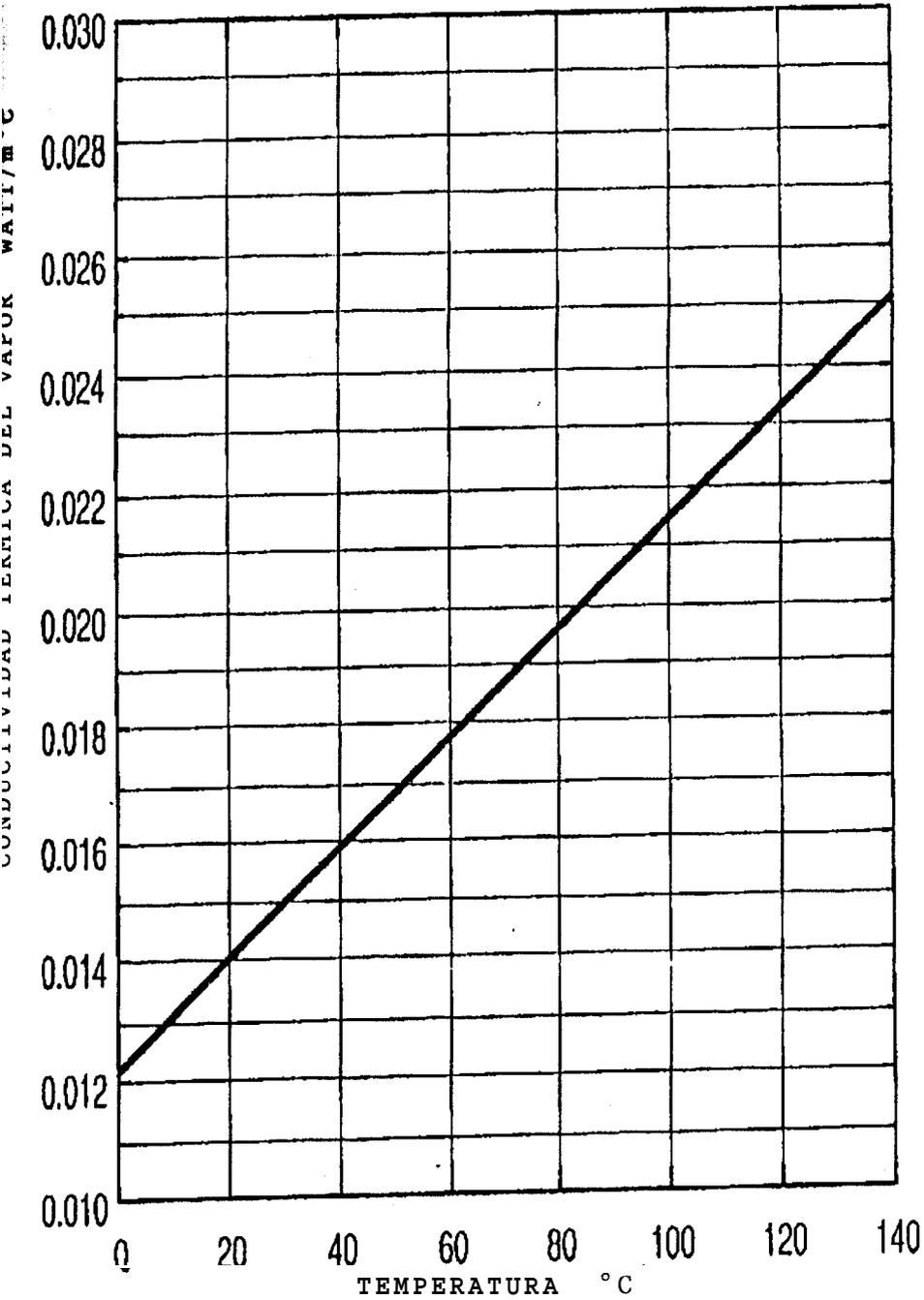


FIGURA # 5

GRAFICA CONDUCTIVIDAD TERMICA DEL VAPOR VS
TEMPERATURA PARA EL REFRIGERANTE HFC-134a



6.2.4. Estabilidad con metales y lubricantes

La estabilidad del refrigerante HFC-134a con los metales puede ser comparada con la estabilidad que presenta el refrigerante CFC-12 el cual es muy usado.

TABLA XIII

ESTABILIDAD DEL REFRIGERANTE HFC-134a CON METALES Y ACEITES LUBRICANTES

Aceite	Aceite Mineral	UCON RO-W 6602	Mobil EAL 32	Castrol SW 100	
Viscosidad, cSt a 40°C	30,7	125	134	29,4	108,8
Refrigerante	R-12	R-12	HFC 134a	HFC 134a	HFC 134a
CLASE					
Aceite puro	-	-	0	0	0
Aceite/Refriger	4	4	0	0	0
Cobre	2	2	0	0	0
Hierro	3	3	0	0	0
Aluminio	2	2	0	0	0

Rangos de estabilidad: 0 hasta 5

0 = El mejor

3 = Falla

5 = Malo

3. SELECCION DEL SISTEMA DE REFRIGERACION

La refrigeración puede efectuarse en sistemas de refrigeración directa e indirecta:

6.3.1. Sistema de Refrigeración Directa

En un sistema de refrigeración directa, el fluido refrigerante se encuentra confinado en el sistema y recircula cíclicamente durante el proceso.

6.3.2. Sistema de Refrigeración Indirecta

En un sistema de Refrigeración indirecta, el fluido que se emplea como refrigerante pasa por el sistema una vez en su recorrido para su uso como producto o materia primera fuera del proceso de refrigeración.

Además de la distinción entre sistemas de Refrigeración directa y sistemas de refrigeración indirecta, los proceso frigoríficos también se describen como:

- Ciclos simples

- Ciclos compuestos
- Ciclos en Cascada.

En los ciclos simples se emplea un conjunto de componentes y un **sólo** ciclo de refrigeración.

En los ciclos compuestos y en cascada se emplean conjuntos múltiples de componentes y dos o más ciclos de refrigeración.

Hay que destacar que en los sistemas de refrigeración indirecta la máquina frigorífica puede ser montada lejos del local a enfriar con el empleo de un líquido anticongelable o fluido secundario, lo cual acarrea una temperatura de evaporación más baja que en el caso de los ciclos cerrados.

En conclusión se ha escogido operar en un sistema de refrigeración Directo con una sola etapa (simple), puesto que en este ciclo no se necesitan bajas temperaturas de evaporación (2 a -50 °C),

Y presenta algunas ventajas sobre el sistema de refrigeración indirecta como lo es en el uso de líquidos incongelables los cuales acarrear problemas. Otro factor muy importante es lo económico del sistema directo en comparación con el sistema indirecto.

En la actualidad se utiliza muy frecuentemente el sistema de refrigeración directa en vez del sistema de refrigeración indirecta.

En nuestra instalación la temperatura de evaporación no es muy baja por lo que la relación de compresión no sobrepasan los límites los cuales son de 9 a 10.

lidad se utiliza

de operación

indirecta

instalación

por lo que

CAPITULO VII

CALCULO DEL CICLO FRIGORIFICO

7.1. DETERMINACION DE LAS TEMPERATURAS DE EVAPORACION DEL CICLO

Para determinar la temperatura de evaporación usaremos la temperatura y humedad relativa de la cámara de conservación ayudados por la siguiente tabla.

TABLA XIV

DIFERENCIA DE TEMPERATURA VS. HUMEDAD RELATIVA

HUMEDAD RELATIVA	90%	85%	80%	75%
TUBOS LISOS ΔT ($^{\circ}C$)	3 $^{\circ}$	5 $^{\circ}$	7 $^{\circ}$	10 $^{\circ}$
TUBOS CON ALETAS ΔT ($^{\circ}C$)	5-6'	7-8 $^{\circ}$	9-10'	12-13'

Donde :

ΔT = Es la diferencia de temperatura de la cámara y temperatura de evaporación

Nuestro evaporador será de tubos con aletas.

De la tabla # 14 encontramos que nuestro $\Delta T = 5 - 6^{\circ}\text{C}$, asumiremos un valor de $\Delta T = 6$.

Por lo que:

$$\Delta T = T_{cam} - T_{evap} \quad (7.1)$$

$$T_{evap} = T_{cam} - \Delta T$$

$$T_{evap} = -1.1^{\circ}\text{C} - 6^{\circ}\text{C}$$

$$T_{evap} = -7.1^{\circ}\text{C}$$

$$P_{evap} = 2.2933 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

2. DETERMINACION DE LA TEMPERATURA DE CONDENSACION DEL CICLO

Puesto que nuestra planta utilizará un condensador enfriado por aire como se explicará posteriormente en la práctica se asume una diferencia de temperatura de 10 a 15 $^{\circ}\text{C}$ entre la temperatura promedio del aire y la temperatura de condensación.

Para nuestro caso, tomaremos 13 $^{\circ}\text{C}$ como diferencia.

$$\Delta T = T_{cond} - T_{aire} \quad (7.2)$$

$$T_{cond} = T_{aire} + \Delta T$$

$$T_{cond} = 32^\circ C + 13^\circ C$$

$$T_{cond} = 45^\circ C$$

$$P_{cond} = 11,83 \frac{Kg}{cm^2}$$

Entonces se puede concluir que para una presión de condensación de 11,83 Kg/cm² el compresor debe trabajar con una relación de compresión de:

$$R.C. = \frac{P_{cond}}{P_{evap}} \quad (7.3)$$

$$R.C. = \frac{11,83}{2.2933} = 5,16$$

Una vez conocido el valor de relación de compresión podemos ahora asegurar que se utilizará un ciclo a una etapa.

CARACTERISTICAS DEL CICLO TERMODINAMICO

Añadiremos finalmente a la planta frigorífica un intercambiador líquido vapor, para sub-enfriar el líquido refrigerante proveniente del condensador y a la vez para recalentar el vapor saturado proveniente del evaporador. El sub-enfriamiento obtenido será de 5°C .

Se tomará como hipótesis que el intercambio de calor será perfecto o sea sin pérdidas.

Las características del ciclo termodinámico del circuito que se utilizará en nuestra planta está representado en la siguientes figuras:

FIGURA NQ 6

ESQUEMA DE UN SISTEMA CON REFRIGERACION DIRECTA USANDO
INTERCAMBIADOR DE CALOR LIQUIDO-VAPOR

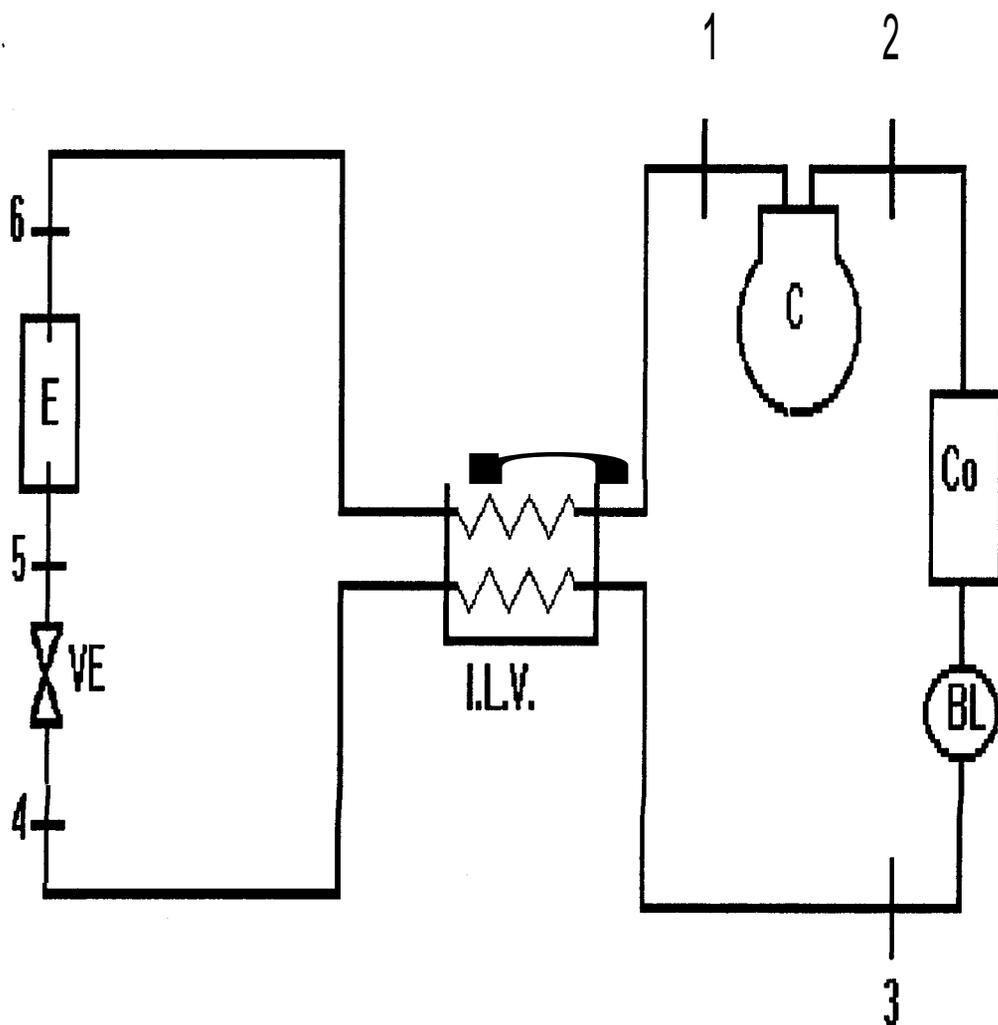
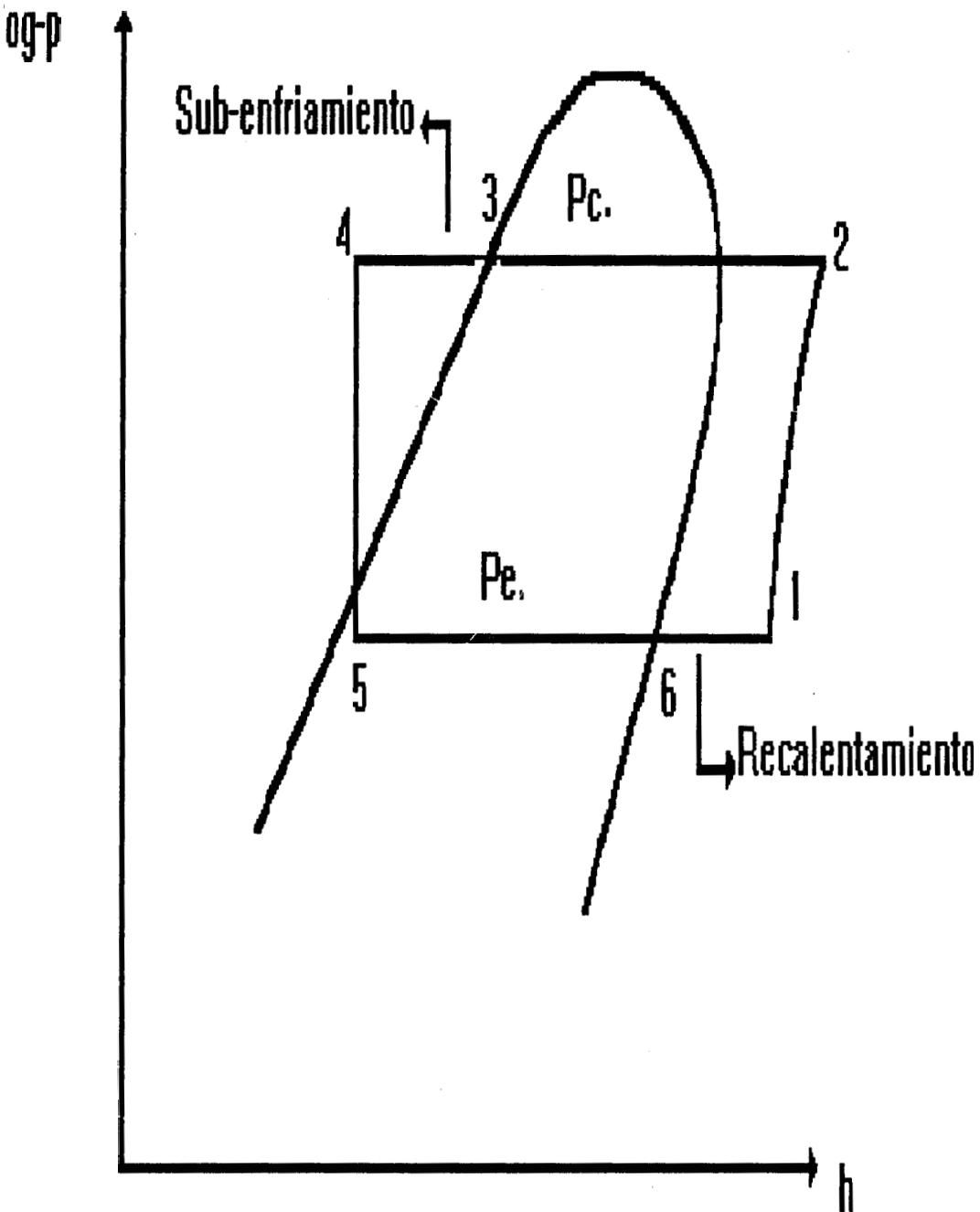


FIGURA Nº 7

CARACTERÍSTICAS DEL CICLO TERMODINAMICO



1-2. Compresión isentrópica

$$T_1 = 2.1^\circ C \Rightarrow \left(\begin{array}{l} h_1 = 95.04 \frac{Kcal}{Kg} \\ v_1 = 74.19 \times 10^{-3} \frac{m_3}{Kg} \end{array} \right)$$

$$T_2 = 50^\circ C \Rightarrow h_2 = 101,40 \frac{Kcal}{Kg}$$

2-3. Condensación del vapor a presión constante

3-4. Sub-enfriamiento del líquido por medio del intercambiador de calor líquido-vapor.

$$T_3 = 45^\circ C \Rightarrow h_3 = 63,27 \frac{Kcal}{Kg}$$

$$T_4 = 40^\circ C \Rightarrow \left(\begin{array}{l} h_4 = 61,47 \frac{Kcal}{Kg} \\ v_4 = 0.8714 \times 10^{-3} \frac{m_3}{Kg} \end{array} \right)$$

4-5. Expansión isentálpica debido a la válvula de expansión.

5-6. Vaporización del líquido a temperatura de evaporación.

$$T_5 = -7.1^\circ C \Rightarrow h_5 = 59.81 \frac{\text{kcal}}{\text{Kg}}$$

$$T_6 = -7.1^\circ C \Rightarrow h_6 = 96.31 \frac{\text{kcal}}{\text{Kg}}$$

Una vez identificadas las entalpias y volúmenes específicos en diferentes puntos del ciclo termodinámico procedemos a calcular las condiciones de funcionamiento.

a) Potencia de la máquina frigorífica.

Puesto que la carga de enfriamiento se ha calculado para un almacenamiento de 24 horas (1 dfa), por razones de mantenimiento, longevidad del material y por imprevistos. La potencia será calculada sobre un tiempo promedio de 18 horas.

Por lo tanto:

$$Q_f = \frac{Q_T}{t'} \quad (7.4)$$

Donde:

Q_T = carga de enfriamiento total [kcal/día]

t' = tiempo de marcha [hr/día]

Q_f = Potencia de la máquina frigorífica [Kcal/hr]

Por lo tanto:

$$Q_f = \frac{177876,2 \frac{\text{Kcal}}{\text{día}}}{18 \frac{\text{hr}}{\text{día}}} = 9882,01 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

b) Caudal Másico:

Es el fluido que debe desplazar la máquina para suministrar una potencia frigorífica.

$$m = \frac{Q_f}{h_6 - h_4} = \frac{Q_f}{h_6 - h_5} \quad (7.5)$$

Donde :

Q_f = Potencia frigorífica del evaporador
[Kcal/hr].

h_6 = Entalpia específica del fluido a la salida
del evaporador [Kcal/Kg].

h_5 = Entalpia específica del fluido a la entrada
del evaporador [Kcal/Kg].

m = Caudal másico [Kg/hr].

Por lo tanto:

$$m = \frac{9882,01 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}}{(96.31 - 59.81) \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}}$$

$$m = 270,74 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}}$$

c) Caudal Volumétrico:

Es el caudal que debe desplazar el compresor para producir en las condiciones establecidas una potencia frigorífica.

$$m_a = m \cdot v_1 \tag{7.6}$$

donde :

v_1 = volumen específico del fluido en las condiciones del punto 1 a la entrada del compresor [m^3/Kg].

m = caudal másico [Kg/hr].

m_a = caudal volumétrico [m^3/hr]

Entonces :

$$m_a = 270,74 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}} \times 74,19 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

$$m_a = 20,09 \frac{m^3}{hr}$$

d) **Potencia Isentrópica:**

$$P_i = \frac{m * (h_2 - h_1)}{860} \quad [Kw] \quad (7.7)$$

Donde :

m = caudal másico del gas [Kg/hr]

h_1 = Entalpia del gas a la aspiración [Kcal/Kg].

h_2 = Entalpia del gas a la descarga [Kcal/Kg].

$$P_i = \frac{270,74 \frac{Kg}{hr} * (101,40 - 95,04) \frac{Kcal}{Kg}}{860}$$

$$P_i = 2 Kw$$

e) **Potencia calorífica que evacua el condensador:**

$$P_c = m * (h_2 - h_3) \quad (7.8)$$

donde :

m = caudal másico [Kg/hr]

h_2 = entalpía específica a la entrada del condensador [kcal/kg]

h_3 = entalpía específica a la salida del condensador [Kcal/Kg].

$$P_c = 270,74 \frac{kg}{hr} * (101,40 - 63,27) \frac{Kcal}{Kg}$$

$$P_c = 10.323,32 \frac{Kcal}{hr}$$

f) Caudal Volumétrico de Refrigerante:

Es el caudal de refrigerante que entra en la válvula de expansión.

$$V_1 = m * v_4 \quad (7.9)$$

donde :

m , = caudal másico [Kg/hr]

v_4 = volumen específico del líquido subenfriado entrando en la válvula de expansión [m^3/Kg].

Por lo tanto:

$$V_1 = 270,74 \frac{Kg}{hr} \times 0,8714 * 10^{-3} \frac{m^3}{Kg}$$

$$V_1 = 0,236 \frac{m^3}{hr}$$

7.4. CALCULO Y SELECCION DE LOS COMPONENTES DE LA MAQUINA FRIGORIFICA

7.4.1. Cálculo y selección de los compresores

Para aplicaciones de refrigeración se pueden emplear compresores de movimiento alternativo (pistones), de tornillo o centrífugos, solos o en combinaciones en paralelo y serie.

En nuestro caso se usará un sólo compresor, para el trabajo de compresión del ciclo.

El tipo de compresores a usar será compresor volumétrico del tipo alternativo, puesto que estos trabajan con velocidades altas y desplazamientos hasta de 0,283 a 0,472 m³/s y por lo general están limitados a relaciones de compresión menores de 9.

Estos manejan distintas presiones de descarga , con cambios relativamnete pequeños en el flujo

de entrada.

Un vez conocido el tipo de compresor a usar procedemos a calcular sus características más principales, para posteriormente seleccionarlo, entre ellas:

- Número de cilindros
- Diametro interior de los cilindros
- Carrera de los pistones
- Velocidad de rotación del compresor.

a) Rendimiento Volumétrico

$$\eta_v = \text{Rendimiento Volumétrico}$$

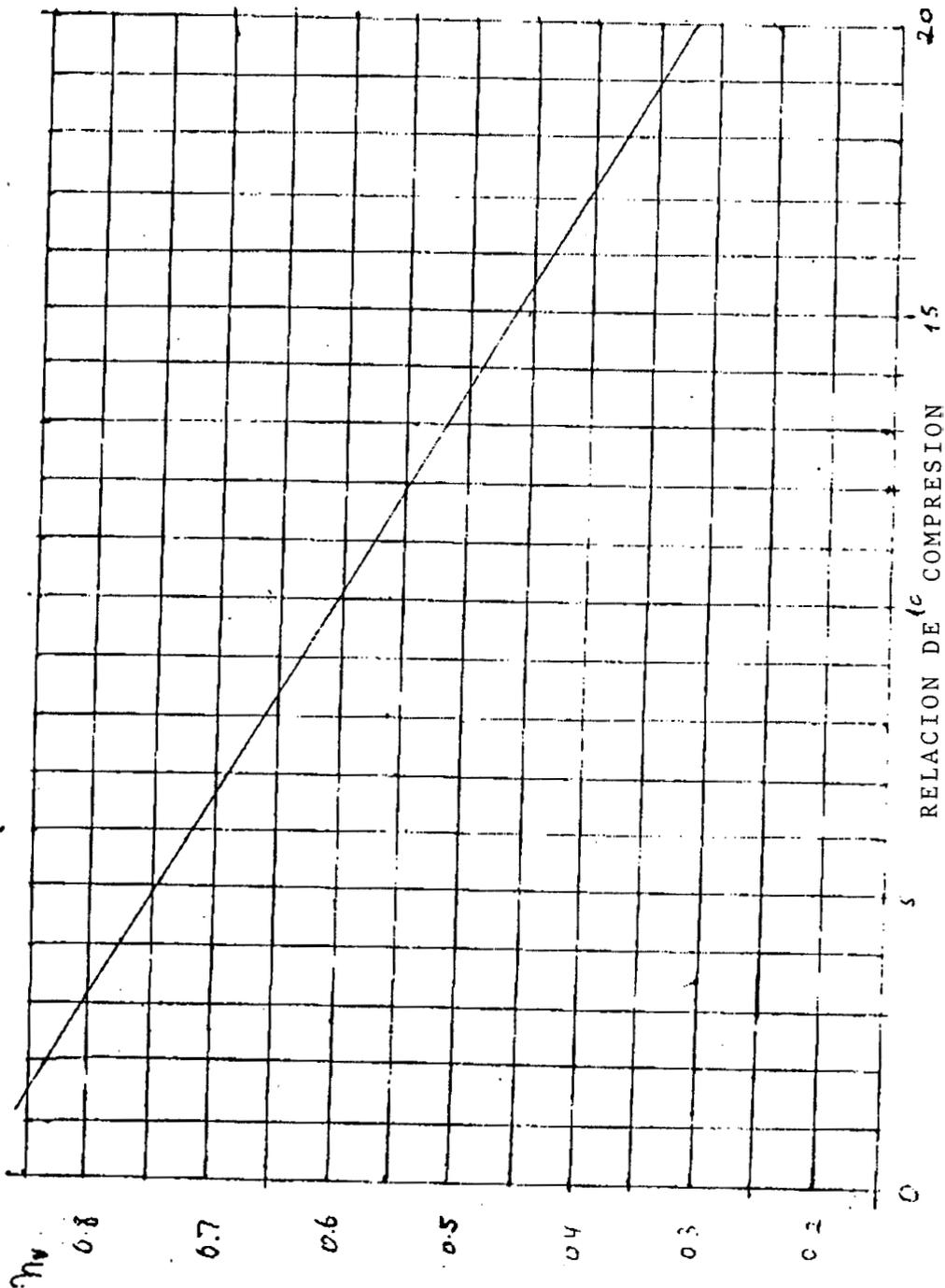
El rendimiento volumétrico se lo obtiene por medio de la figura N^o 8.

De la figura N^o 8 con relación de compresión igual a 5,16 se obtiene:

$$\eta_v = 74\%$$

FIGURA # 8

CURVA DE RENDIMIENTO VOLUMETRICICO VS RELACION DE COMPRESION



Conociendo el rendimiento volumétrico podemos calcular el caudal volumétrico teórico (m_t).

b) Caudal volumétrico teórico:

El caudal volumétrico teórico no es otra cosa que el caudal barrido por el pistón y está dado por la siguiente fórmula:

$$m_t = \frac{m_a}{\eta_v} \quad (7.10)$$

Por lo tanto:

$$m_t = \frac{20,09 \frac{m^3}{hr}}{0,74}$$

$$m_t = 27,15 \frac{m^3}{hr}$$

c) Velocidad lineal promedio de pistones:

La velocidad promedio de los pistones viene dada por la siguiente fórmula:

$$V = \frac{2*L*N}{60} \quad (7.11)$$

donde:

V = velocidad lineal de los pistones

L = carrera del pistón

N = Revoluciones por minuto.

El compresor estará acoplado directamente al motor por lo que elijeremos un motor de 1150 revoluciones por minuto.

En la práctica se acostumbra a usar una relación $L/d = 0,9$ para refrigerantes HFC-134a, en donde L es la carrera del pistón y d el diámetro del cilindro.

Asumiendo un diametro de pistón igual a 0,08 metros tenemos:

$$L = 0,072 \text{ m.}$$

Con lo cual calculamos la velocidad, la cual **es:**

$$V = 2,76 \frac{m}{s}$$

La cual es un valor razonable ya que entra en el rango de:

$$2 \leq V \leq 5$$

d) Cálculo del número de pistones:

Una vez calculado N , L , d , m_t , procedemos a calcular el número de pistones ayudados de la siguiente fórmula:

$$m_t = \frac{\pi * d^2}{4} * L * Z * N \quad (7.12)$$

donde:

d = diámetro interior del cilindro [m]

L = carrera de los pistones [m]

N = Velocidad de rotación del eje del compresor. [RPS]

Z = número de pistones

m_t = caudal volumétrico teórico [Kg/hr]

Despejando Z tenemos:

$$Z = \frac{4 * m_t}{\Pi * d^2 * L * N}$$

Z = 1,1 cilindros

redondeando el número de cilindros :

Z = 2 cilindros.

e) Energía mecánica absorbida por el compresor:

La energía mecánica absorbida por el compresor representa la potencia que absorbe el árbol del compresor y es la potencia que debe tener el motor que se adaptará al árbol del compresor, y está dada por la fórmula siguiente:

$$P = m * \frac{(h_2 - h_1)}{860 \eta_i \eta_m} = \frac{P_t}{\eta_i \eta_m} \quad (7.13)$$

donde :

$P_t =$ Potencia isentrópica [Kw]

$$\eta_m = \text{eficiencia mecánica} : 0,8$$

$$\eta_i = \text{eficiencia indicada: } \eta_i = \eta_v$$

$$P = \frac{2Kw}{0,8 * 0,74}$$

$$P = 3,38 Kw$$

Por lo tanto las características del compresor para nuestro circuito son:

Compresor de 1 etapa

Caudal Volumétrico real: 20,09 m³/hr

Caudal Volumétrico teórico: 27,15 m³/hr

Número de cilindros: 2

Revoluciones: 1150 RPM.

Diámetro interior de los cilindros: 80 mm.

Carrera del pistón: 72 mm.

El compresor seleccionado tendrá las siguientes características:

Marca: COMEF

Modelo: 500 9 RA

Potencia: 3,5 Kw

Caudal Volumétrico real: 22 m³/hr

7.4.2. Cálculo y selección del evaporador

El evaporador es un intercambiador de calor en cuyo interior se produce la vaporización del refrigerante. El evaporador es la fuente principal de producción de frío es por eso que se tomará mucho cuidado en el cálculo y selección del mismo.

Para nuestro caso seleccionaremos un evaporador enfriador de aire con circulación forzada y de tubos aleteados como ya se había mencionado con anterioridad.

Las ventajas de este tipo de evaporador son:
Garantiza una turbulencia eficaz del aire y ofrece una homogeneidad en lo que respecta a la temperatura y humedad relativa. El desescarchado y la evacuación del agua de condensación no representa ningún problema al sistema. La renovación de aire se la realiza sin ningún problema, y la eficiencia térmica es mejor por haber mayor cantidad de aire en contacto.

Para diseñar el evaporador necesitamos conocer:

- a) El material de los tubos
- b) Forma y material de la aleta
- c) Disposición relativa de los tubos

Debido a que nuestro sistema utiliza refrigerante HFC-134a y basandonos de la tabla XIII usaremos como material de los tubos cobre.

En lo que respecta a las aletas estas serán de aluminio y de forma redonda.

Además para seleccionar los evaporadores debemos calcular los siguientes parámetros tales como el coeficiente global de transferencia de calor, el cual depende directamente de la carga a enfriar, la diferencia promedio de temperatura entre el aire a enfriar y el refrigerante, la carga de enfriamiento del evaporador.

La diferencia de temperaturas entre el aire y el refrigerante fue calculada con anterioridad, la cual era de 6 °C, con este valor podemos obtener el valor de la temperatura del aire a la salida del evaporador, asumiendo que la entrada de aire al evaporador es casi igual a

la temperatura de almacenamiento, es decir, aproximadamente -1°C .

Usando el nomograma de Mehner (figura # 9), y conociendo:

$$\Delta T = 6^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_e = T_e - T_{evap} \quad (7.14)$$

$$\Delta T_e = [-1^{\circ}\text{C} - (-7,1^{\circ}\text{C})] = 6,1^{\circ}\text{C}$$

Tenemos que:

$$\Delta T_{lm} = 5,5^{\circ}\text{C}$$

Y conociendo que:

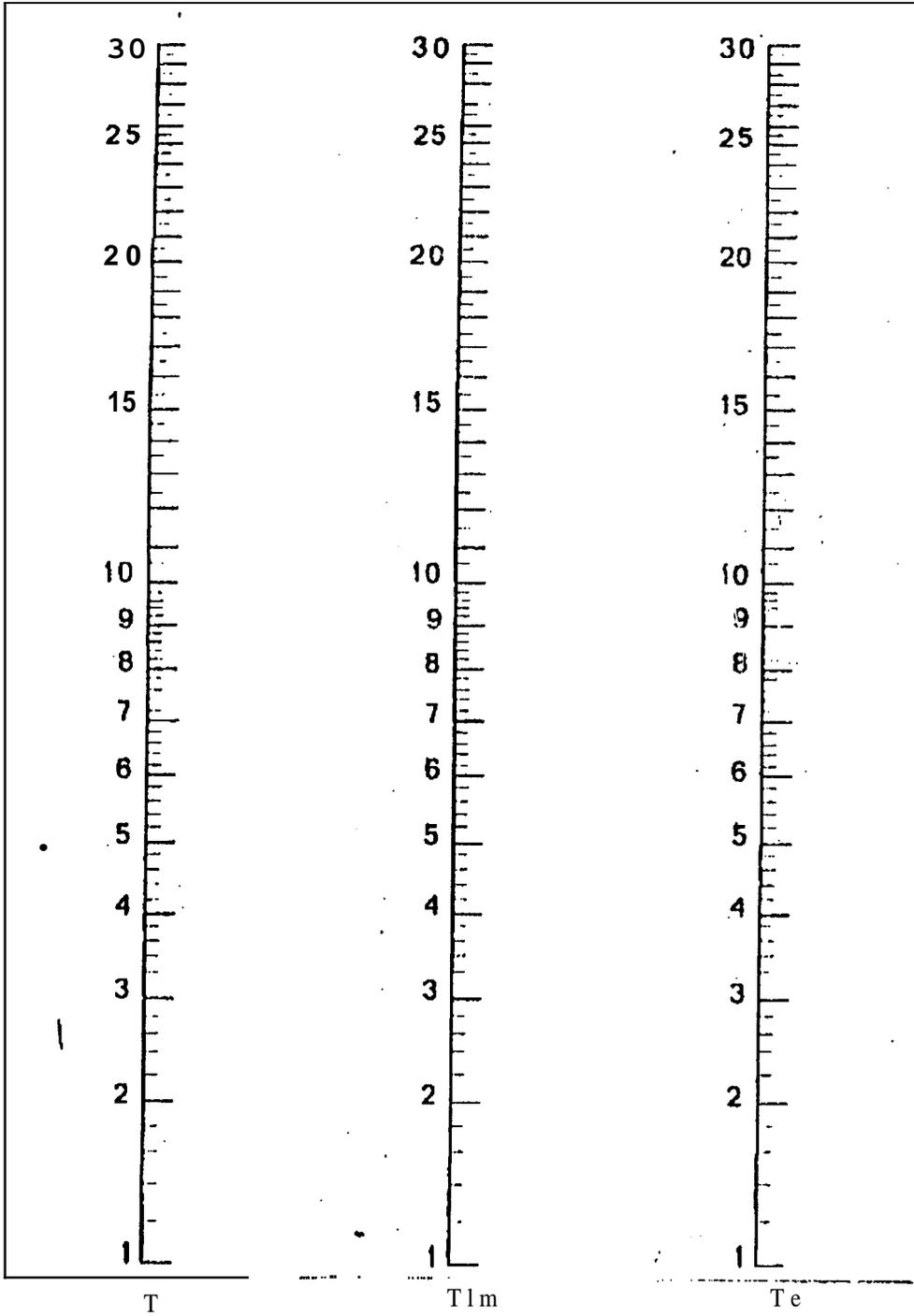
$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_e + \Delta T_s}{2} \quad (7.15)$$

$$\Delta T_s = T_s - T_{evap} \quad (7.16)$$

despejando T_s :

FIGURA # 9

NOMOGRAMA DE MEHNER



$$T_s = \Delta T_s + T_{evap}$$

$$T_s = -2,2^\circ C$$

donde:

T_s = temperatura de salida del aire

T_e = temperatura de entrada del aire

ΔT_e = diferencia de temperatura a la entrada

ΔT_s = diferencia de temperatura a la salida

ΔT_{lm} = diferencia promedio aritmética.

Ahora procedemos a calcular el coeficiente global de transferencia de calor, tomando en cuenta las siguientes asunciones:

- a) Diámetro de los tubos **12 mm**
- b) Diámetro de la aleta **42 mm**. espesor **0,5mm**
- c) Los tubos estarán de forma alineada
- d)** La velocidad del aire dentro de la cámara será de **0,75 m/seg.**
- e) El espaciado entre cada aleta será de **15mm**
- f) Se considerara el evaporador como un banco de tubos cuyas dimensiones son:
 Altura: **1 m**

Largo: 1,5 m

Ancho: 80 cm.

Para calcular el coeficiente global de transferencia de calor hacemos uso de la siguiente fórmula:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{h_i \frac{A_i}{A_o}} + \frac{e}{\alpha \frac{A_w}{A_o}} + \frac{1}{h_o \eta_o} + R_1 + R_2 \quad (7.17)$$

donde:

h_i = coeficiente de convección interno

h_o = coeficiente de convección externo

α = coeficiente de conductividad del tubo.

R_1 = factor de incrustación interior

R_2 = factor de incrustación exterior

A_w = Area total de la superficie exterior

A_i = Area total de la superficie interior

A = Area **principal del tubo**

e = espesor del tubo

Por lo tanto hallamos:

$$A, = 80,87m^2$$



$$A_i = 20,59m^2$$

$$A_r = 24,71m^2$$

$$e = 0,002 \text{ m}$$

$$R_1 = 0,0022$$

$$R_2 = 0,004$$

$$a = 330 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr} \cdot \text{m} \cdot ^\circ\text{C}}$$

Para calcular h_0 hacemos uso de la siguiente fórmula:

$$h = \frac{N_{u_D} \cdot \alpha}{D} \quad (7.18)$$

donde :

$$N_{u_D} = C \cdot R_{e_{\max}}^m \cdot P_r^{0,36} \cdot (P_{r_s} / P_{r_s})^{\frac{1}{4}} \quad (7.19)$$

Hay que recordar que todos estos valores a

calcular tendrán como temperatura de evaluación; la temperatura de entrada de aire la cual en grados kelvin es: $T_{\infty} = 272 \text{ }^{\circ}\text{K}$

Donde:

C = valor que depende de Re_{\max}

m = Valor que depende de Re_{\max}

Re = Número de Reynolds $V_{\max} \cdot D / \nu$

Pr_{∞} = Número de prandlt evaluado a temperatura T_{∞} : 0,716

Pr_s = Número de prandlt evaluado a temperatura T_s : 0,7164

D = Diámetro de la tubería : 12 mm.

a = Coeficiente de Conductividad térmica del aire : 0,024 Kcal/hr.m. $^{\circ}\text{C}$.

De la tabla XV encontramos las constantes de la ecuación (7.19) para un banco de tubos, tomando en cuenta que la configuración de los tubos **es** alineada.

TABLA XV
 CONSTANTES DE LA ECUACION 7.19 PARA UN BANCO
 DE TUBOS

CONFIGURACION	$Re_{D,max}$	C	m
Alineado	$10^3 - 2 \cdot 10^5$	0,27	0,63
Escalonados (St/S1 < 2)	$10^3 - 2 \cdot 10^5$	$0,35 (St/S1)^{1/5}$	0,60
(St/S1 > 2)	$10^3 - 2 \cdot 10^5$	0,4	0,60
Alineados	$2 \cdot 10^5 - 2 \cdot 10^6$	0,021	0,84
Escalonados	$2 \cdot 10^5 - 2 \cdot 10^6$	0,022	0,84

$$V_{max} = \frac{S_t}{S_t - D} v \quad (7.20)$$

$$V_{max} = \frac{42}{42 - 12} * 0,75 = 1,05 \frac{m}{s}$$

$$Re_{D,max} = \frac{V_{max} * D}{\sigma} \quad (7.21)$$

$$Re_{D,max} = \frac{1,05 * 12 * 10^{-3}}{1,22 * 10^{-5}} = 1032,79$$

entonces :

$$N_{u_D} = 0,27 * 1032,79^{0,63} * 0,716^{0,36} * (0,716 / 0,7164)^{\frac{1}{4}}$$

$$N_{u_p} = 18,96$$

Procedemos a calcular h_o :

$$h_o = \frac{N_{u_p} * \alpha}{D}$$

$$h_o = \frac{18,86 * 0,024}{12 * 10^{-3}}$$

$$h_o = 37,92 \frac{Kcal}{hr.m^2.^{\circ}C}$$

Una vez calculado el coeficiente de convección del aire, procedemos a calcular el coeficiente de convección del refrigerante:

$$Pr = 3/54$$

$$D = 10 * 10^{-3} \text{ m}$$

$$\mu = 0,202 * 10^{-3} \text{ Kg/s.m}$$

Calculamos Re :

$$Re_D = \frac{4 * m}{\pi * D * \mu} \quad (7.22)$$

donde :

m = caudal másico de refrigerante

μ = viscosidad del refrigerante

$$R_{e_D} = \frac{4 \cdot 270,74 \cdot 3600^{-1}}{\pi \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot 0,202 \cdot 10^{-3}} = 47315,76$$

Ya que el flujo es turbulento dentro del ducto procedemos a calcular el coeficiente de convección interior para flujo turbulento, con las siguientes fórmulas:

$$N_{u_D} = 0,023 R_{e_D}^{4/5} \cdot P_{r,8}^{0,8} \quad (7.23)$$

$$N_{u_D} = 0,023 \cdot (47315,76)^{4/5} \cdot (3,54)^{0,8} = 184,69$$

$$h_i = \frac{N_{u_D} \cdot \alpha}{D}$$

$$h_i = \frac{184,6 \cdot 0,082}{10 \cdot 10^{-3}}$$

$$h_i = 1514,43 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

- Para hallar la eficiencia de la aleta hacemos uso de la figura # 10.

$$L_c = L + t/2$$

$$L_c = 15 + (0,5/2) = 15,25 \text{ mm}$$

$$r_{2c} = r_1 + L_c$$

$$r_{2c} = 6 + 15,25 = 21,25 \text{ mm}$$

$$A_v = L_c * t$$

$$A_v = 15,25 * 0,5 = 7,625 * 10^{-6}$$

$$L_c \frac{3}{2} * \left(\frac{h}{\delta * A_v} \right)^{1/2} = 0,32$$

con este dato y usando la figura # 10 encontramos que la eficiencia de la aleta es de 85%.

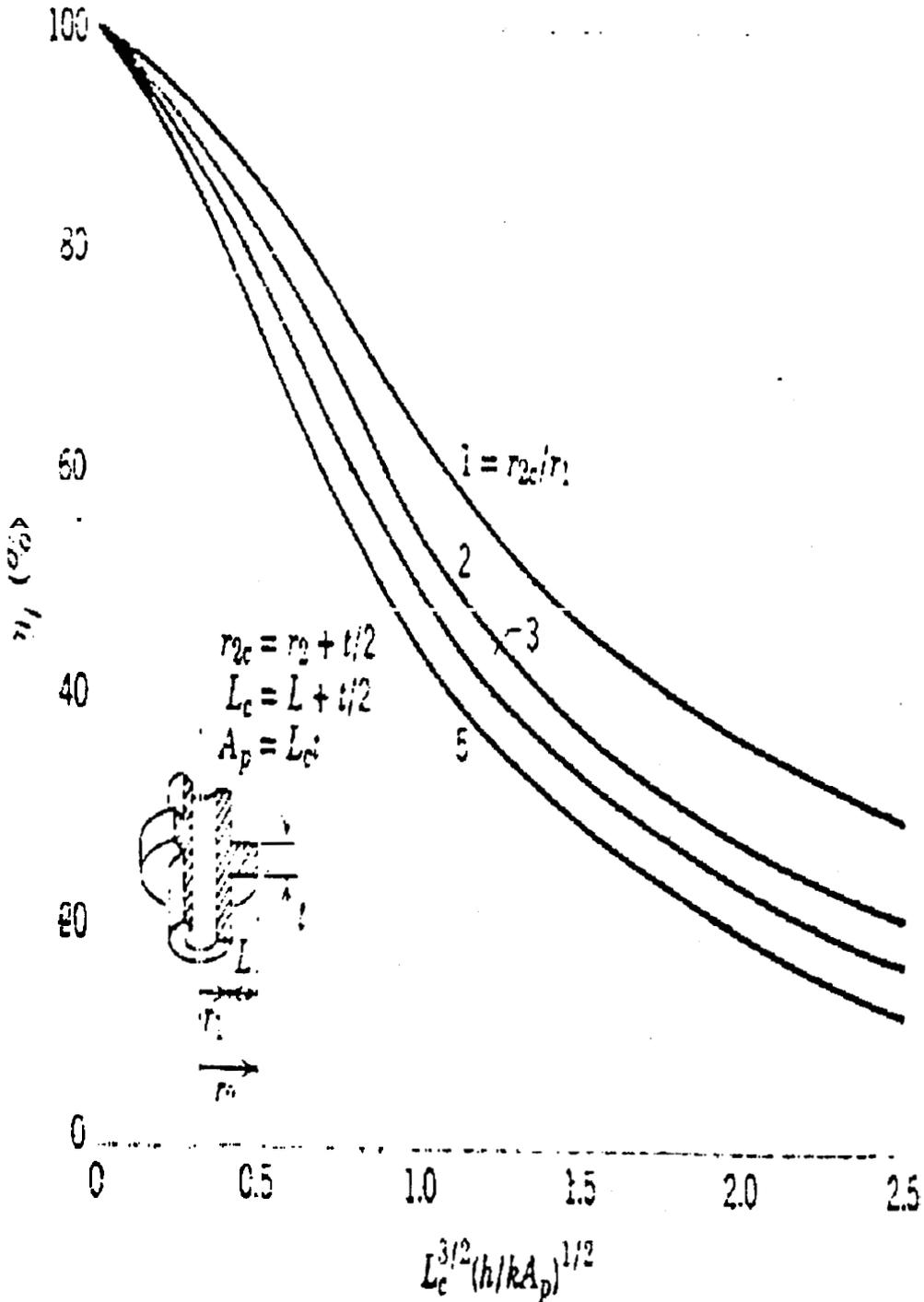
$$\eta_o = 85\% = 0,85$$

Reemplazando valores en la ecuación 7.17 encontramos que nuestro coeficiente global de transmisión de calor es:



FIGURA # 10

EFICIENCIA DE ALETAS ANULARES DE PERFIL RECTANGULAR



$$K = 25,13 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

Una vez encontrado K podemos calcular el área de transferencia de calor que necesitamos para nuestro evaporador, la cual es igual a:

$$A = \frac{Q_f}{K \cdot \Delta T} \quad (7.24)$$

$$A = \frac{9882,01 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}}{25,13 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \cdot 6^\circ\text{C}} = 66,21 \text{ m}^2$$

Para calcular el número de evaporadores usamos la siguiente relación:

$$X = \frac{A}{A_o} = 1 \quad (7.25)$$

Por lo tanto se necesita 1 evaporador para nuestra instalación frigorífica.

Las características del evaporador son:

Potencia calorífica: 9822,01 Kcal/hr

Espacio entre aletas: 15 mm

Forma de aleta: Redonda

Para ΔT : 6 °C

Altura: 1 m

Largo: 1,5 m

Ancho: 80 cm.

Las características del evaporador seleccionado son:

Marca: KRACK

Modelo: HS-610-8

Posición: Pared

Potencia Calorífica: 1013 Kcal/hr

Caudal Volumétrico de aire: 3450 ft³/min

Línea de tubería: 10 m

Ventiladores: 6

Aletas por cada 2,5 cm: 8

Diámetro del ventilador: 25,4 cm

Longitud: 3 m

Ancho: 0,4 m

Altura: 0,4 m

7.4.3. Cálculo y selección del Condensador

El condensador no es otra cosa sino, un intercambiador de calor que se emplea para ceder el calor de compresión y la carga de calor recogida en el evaporador. Este calor puede cederse al agua o aire de enfriamiento, sustancias usadas con frecuencia.

El calor de compresión depende de la potencia motriz del compresor y es una parte importante en la carga de los sistemas de baja temperatura, la cual influye en el tamaño de los condensadores.

Para entender mejor; la cantidad de calor que debe evacuar el condensador procede de:

- a) El calor sensible de los vapores recalentados
- b) El calor latente de liquefacción
- c) El calor sensible del líquido subenfriado.

Por lo tanto el condensador puede ser dividido en tres zonas:

- Zona de desrecalentamiento
- Zona de condensación
- Zona de subenfriamiento.

El intercambio de calor que se realiza en el condensador se lleva a cabo de la siguiente manera:

- a) Por convección del refrigerante a la superficie de la película de aceite en el interior del tubo.
- b) Por conducción entre las diferentes paredes o capas superpuestas: aceite - espesor del tubo - polvo.
- c) Por convección de la superficie externa de la capa de polvo con el medio de condensación.

Como se mencionó en el capítulo 7.2 nuestro condensador será enfriado por aire a circulación forzada. Este estará constituido por varias hileras (tres) de tubos aleteados dispuestos en línea.

Puesto que las zonas de desrecalentamiento y de subenfriamiento son pequeñas, se tomará como

hipótesis que el intercambio de calor tendrá lugar entre el fluido que se condensa a temperatura constante (refrigerante) el cual constituye su calor latente de vaporización y un fluido que absorbe esta cantidad de calor bajo forma de sensible (aire).

Procederemos a calcular las características del condensador antes de seleccionarlo:

a) **Calor a evacuar del condensador** [Kcal/hr].

$$P_c = 10.323,32 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

b) **Cálculo de la diferencia de Temperatura promedio del aire $\hat{\Delta}T_m$**

- Temperatura de entrada del aire = 32 °C
- Temperatura de salida del aire = 42 °C

Como se mencionó, las zonas desrecalentamiento y de subenfriamiento, no se las tomará en cuenta; y por esta razón la temperatura de condensación del refrigerante se tomará como constante, e igual a:

Temp. de condensación = 45 °C

La diferencia de temperatura promedio del aire se la obtiene de la siguiente fórmula

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{\ln \frac{\Delta T_e}{\Delta T_s}}$$

donde :

$$\Delta T_e = T_{\text{refrig.}} - T_e \text{ aire}$$

$$\Delta T_s = T_{\text{cond}} \text{ refriger.} - T_s \text{ aire}$$

Por lo tanto:

$$\Delta T_e = 45^\circ C - 32^\circ C = 13^\circ C$$

$$\Delta T_s = 45^\circ C - 42^\circ C = 3^\circ C$$

Por lo tanto:

$$\Delta T_{lm} = 6,82^\circ C$$

c) Cálculo del caudal másico.

Se lo calcula usando la siguiente ecuación:

$$q_{mc} = \frac{P_c}{C_p * (T_{s \text{ aire}} - T_{e \text{ aire}})} \quad (7.26)$$

donde:

P_c = calor a evacuar del condensador

q_{mc} = caudal másico en Kg/hr

c_p = calor específico a temperatura promedio del aire (37°C).

$T_{s \text{ aire}}$ = temperatura de salida del aire

$T_{e \text{ aire}}$ = temperatura de entrada del aire

Reemplazando valores tenemos:

$$q_{mc} = \frac{10.323,32 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}}{0,241 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} * (42 - 32)^\circ\text{C}}$$

$$q_{mc} = 4283,54 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}}$$

d) Cálculo del caudal volumétrico del aire

Para calcular el caudal volumétrico hacemos

uso de la siguiente ecuación:

$$Q_{vc} = \frac{Q_{mc}}{\rho} \quad (7.27)$$

donde :

ρ = densidad del aire

entonces :

$$Q_{vc} = \frac{4283,54 \frac{Kg}{hr}}{1,121 \frac{Kg}{m^3}}$$

$$Q_{vc} = 3821,17 \frac{m^3}{hr}$$

e) Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

El coeficiente global de transferencia de calor (K) se lo calcula usando la siguiente ecuación :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_i \cdot \frac{A_i}{A_o}} + \frac{e}{\alpha \frac{A_w}{A_o}} + \frac{1}{h_o \eta_o} + R_1 + R_2 + R_3 \quad (7.28)$$

donde:

e = Espesor del tubo [m]

h_i = Coeficiente de convección interno

h_e = Coeficiente de convección externo

A_i = Area total de la superficie interior

A_e = Area total de la superficie exterior

A = Area principal del tubo

a = Coeficiente de conductividad del tubo

40 Kcal/mhr°C

R_1 = Factor de incrustación del aire:

0,0003 m²hr°C/Kcal

R_2 = Factor de incrustación del refrigerante:

0,0002 m²hr°C/Kcal

R_3 = Factor de incrustación del aceite:

0,0008m²hr°C/Kcal

K = Coeficiente global de transferencia

de calor dado en Kcal/m²hr°C.

Para calcular el coeficiente global de transferencia de calor tendremos que hacer algunas asunciones:

- Diámetro de los tubos : 12 mm

- Diámetro de la aleta 42mm espesor 0,5 mm

- Los tubos estarán de forma alineada

- El espacio entre cada aleta será de 7mm
- El espesor del tubo será de 2mm
- El tubo será de acero y aletas de aluminio
- El condensador tendrá las siguientes dimensiones:
 Altura: 70 cm
 Longitud: 80 cm
- **Cálculo del coeficiente de convección del refrigerante:**

El coeficiente de convección del refrigerante o interior se lo calcula usando la siguiente fórmula:

$$h_i = \frac{N_{u_p} * \alpha}{D}$$

donde:

a = coeficiente de conductividad del refrigerante

D = Diámetro interior del tubo

N_{u_0} = Número de Nusselt

Además se utilizarán los siguientes datos:

$$Pr = 0,96$$

$$\mu = 0,013 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/m.s}$$

$$a = 0,016 \text{ W/m}^{\circ}\text{K}$$

Para calcular el Número de Nusselt hacemos uso de la ecuación 7.23:

$$N_{u_D} = 0,023 R_{e_D}^{0,8} P_r^{0,3}$$

Además :

$$R_{e_D} = \frac{4 \cdot m}{\pi \cdot D \cdot \mu}$$

donde :

m = flujo másico del refrigerante
[Kg/hr].

D = Diámetro interior del tubo [m].

μ = viscosidad del refrigerante [Kg/m.s]

$$R_{e_D} = \frac{4 \cdot 270,74}{\pi \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot 0,013 \cdot 10^{-3}}$$

$$R_e = 736.574 \Rightarrow \text{Turbulento}$$

entonces :

$$N_{r,i} = 0,023(736.574)^{0,8}(0,96)^{0,3}$$

$$N_{r,i} = 1122,5$$

Por lo tanto:

$$h_i = \frac{1122,5 * 0,016}{10 * 10^{-3}} = 1795,9 \frac{J}{s.m^2 \text{ } ^\circ K}$$

$$h_i = 1551,7 \frac{Kcal}{hr.m^2 \text{ } ^\circ C}$$

- Cálculo del coeficiente de convección del aire

El coeficiente de convección del aire o externo se lo calcula de la siguiente manera:

$$h_o = \frac{N_u * \alpha}{D}$$

Tomamos en cuenta los siguientes datos:

$$\mu = 2,004 \cdot 10^{-5} \text{ Kg/m.s}$$

$$a = 0,0271 \text{ W/m}^{\circ}\text{K}$$

$$p = 1,136 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_r = 0,7054$$

Para lo cual hacemos uso de la ecuación 7.19 la cual es;

$$N_{u_D} = C \cdot R_{e_{\max}}^m \cdot P_I^{0,36} \cdot (P_{I_s} / P_{I_e})^{\frac{1}{4}}$$

donde:

$$R_{e_{\max}} = \frac{\rho \cdot v_{\max} \cdot D}{\mu}$$

donde:

$$v_{\max} = \frac{\text{razón de flujo}}{\text{área mínima de flujo}}$$

$$v_{\max} = \frac{4283,54 \frac{m_3}{hr}}{0,0192 m^2} = 61,97 \frac{m}{s}$$

entonces :

$$R_{e_{max}} = \frac{1,136 * 61,97 * 12 * 10^{-3}}{2,0042 * 10^{-5}}$$

$$R_{e_{max}} = 42150,24$$

entonces :

$$N_{u_D} = 195,18$$

Puesto que el número de hileras de tubos de fondo (3 hileras) es menor que 10 hacemos uso de la siguiente tabla:

TABLA XVI

RAZÓN DE N_u PARA N HILERAS EN FONDO N_u
PARA 10 HILERAS EN FONDO

N	1	3	5	7	9
Tubos en línea	.64	.87	.92	.96	.99
Tubos Escalonados	.68	.83	.92	.97	.99

$$\frac{N_u \text{ para 3 hileras de fondo}}{N_u \text{ para 10 hileras de fondo}} = 0,87$$

entonces :

$$h_o = 0,87 * \frac{195,18 * 0,027}{12 * 10^{-3}} = 382,06 W/m^{\circ} K$$

$$h_o = 330,1 \frac{Kcal}{hr.m^2.^{\circ} C}$$

- Cálculo de la eficiencia de las aletas

Para hallar la eficiencia de la aleta hacemos uso de la figura # 10.

$$l_c = L + t/2$$

$$L_c = 15 + 0,5/2 = 15,25 \text{ mm.}$$

$$r_{2c} = r_1 + L_c$$

$$r_{2c} = 6 + 15,25 = 21,25 \text{ mm}$$

$$A_c = L_c * t$$

$$A_m = 15,25 * 0,5 = 7,625 \text{ mm}^2$$

$$K_{aleta} = 164 W/m^{\circ} K$$

$$L_c^{3/2} * \left(\frac{h}{k * A_m} \right)^{1/2} = 1,04$$

$$\frac{r_{2c}}{r_1} = \frac{21,25}{6} = 3,54$$

Con estos dos últimos datos y usando la figura # 10 encontramos que la eficiencia de las aletas es:

$$\eta_o = 52\% = 0,52$$

Reemplazando valores y conociendo que:

$$A_i = 1/21 \text{ m}^2$$

$$A_o = 1,5 \text{ m}^2$$

$$A_s = 7,92 \text{ m}^2$$

encontramos que el coeficiente global de transferencia de calor para el condensador es igual a:

$$K = 86,07 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{C}}$$

Una vez conocido K podemos calcular el área de transferencia de calor que necesitamos para nuestro condensador y está dada por la fórmula:

$$A = \frac{P_c}{K \cdot \Delta T_{lm}}$$

Reemplazando valores tenemos:

$$A = \frac{10.323,32}{86,07 \cdot 6,82} = 17,59 m^2$$

Para calcular el número de condensadores usamos la siguiente relación:

$$Y = \frac{A}{A_o} = \frac{17,59}{7,92} = 2,22$$

Por lo tanto necesitamos 3 condensadores para nuestra instalación frigorífica.

Las características de nuestros condensadores son:

Potencia Calorífica: 10.323,32 Kcal/hr

Caudal volumétrico del aire: 3821,17 m³/hr

Temperatura de condensación: 45 °C.

Número de condensadores: 3

Forma de las aletas: redonda

Altura: 70 cm

Largo: 80 cm

Las Características principales del condensador seleccionado son:

Marca: KRACK

Modelo: 1KP85HM

Posición: Piso

Temperatura Ambiente: 32 °C

Potencia Calorífica: 13.000 Kcal/hr

1.5. DIMENSIONAMIENTO DE LAS TUBERIAS DEL SISTEMA FRIGORIFICO

Para el diseño de tuberías, hay que tomar en cuenta en primer lugar el material empleado.

Los materiales que más frecuentemente se emplean para tubería de refrigeración son acero negro, acero laminado, cobre y latón.

Para nuestra instalación seleccionaremos la tubería de cobre puesto que es más ligera en peso, más resistente a la corrosión y más fácil de instalar que el hierro laminado o el acero negro.

En segundo lugar hay que tomar en cuenta ciertas disposiciones fundamentales:

1. Que la tubería asegure un retorno positivo y continuo del aceite al monobloc del compresor.
2. Evite pérdidas excesivas de presión de refrigerante, que reducen innecesariamente la capacidad y eficiencia del sistema.
3. Evite la entrada del refrigerante líquido al compresor durante los periodos de operación y de descanso, o durante el arranque del compresor.
4. Evite que quede atrapado aceite en la línea del evaporador o de succión, que pueda retornar al compresor.

7.5.1. Dimensionamiento de la tubería de descarga del compresor

Para calcular el diámetro de la tubería de descarga del compresor haremos uso de la ecuación de continuidad.

$$m = \rho \cdot u \cdot A \quad (7.29)$$

donde:

m = caudal másico del refrigerante [Kg/hr]

u = velocidad del refrigerante en la tubería
15 m/s.

A = Area de la sección transversal de la tubería [m^2]

ρ = densidad del refrigerante [kg/m^3]

Despejando el Area, y sabiendo que el área transversal de un cilindro es:

$$A = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4}$$

donde:

d_i = diámetro interior de la tubería [m]

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot m}{3 \text{r.p.u}}}$$

reemplazando valores tenemos:

$$d_i = \sqrt{\frac{4 * 270,74 \frac{Kg}{hr}}{\pi * 15 \frac{m}{seg} * 57,90 \frac{Kg}{m^3} * \frac{3600 \text{seg}}{1hr}}}$$

entonces :

$$d_i = 0,0105 \text{ m.}$$

$$d_i = 10,5 \text{ mm.}$$

7.5.2. Dimensionamiento de la tubería de líquido

Utilizando la ecuación 7.29 , y con los siguientes datos procedemos a calcular el diámetro de la tubería de líquido:

$$\rho = 1168,22 \frac{Kg}{m^3}$$

$$u = 0,6 \frac{m}{seg}$$

$$d_i = \sqrt{\frac{4 * 270,74 \frac{Kg}{hr}}{\pi * 0,6 \frac{m}{seg} * 1168,22 \frac{Kg}{m^3} * \frac{3600 seg}{hr}}}$$

$$d_i = 0,01169 \text{ m}$$

$$d_i = 11,69 \text{ mm.}$$

7.5.3. Dimensionamiento de la tubería de aspiración

Utilizando la ecuación 7.29 y con los siguientes datos calcularemos el diámetro interior de la tubería de aspiración:

$$\rho = 13,48 \frac{Kg}{m^3}$$

$$u = 13 \frac{m}{seg}$$

$$d_i = \sqrt{\frac{4 * 270,74 \frac{Kg}{m^3}}{\pi * 13 \frac{m}{seg} * 13,48 \frac{Kg}{m^3} * \frac{3600 seg}{hr}}}$$

$$d_i = 0,02337m.$$

$$d_i = 23,38 \text{ mm}$$

7.5.4. Caídas de Presión en las tuberías.

La caída de presión es un aspecto muy importante en lo que respecta al diseño de tuberías, para lo cual tendremos que limitarla.

Para poder calcular la caída de presión en cada tubería usaremos la fórmula:

$$\Delta P = H * \rho \quad (7.30)$$

donde:

ΔP = caída de presión a lo largo de la tubería

H = Pérdidas por fricción

ρ = densidad del refrigerante

$$H = f * \frac{l_e * v^2}{d_i * 2g} \quad (7.31)$$

donde:

f = Coeficiente de rozamiento

l_e = Longitud equivalente de la tubería

d_i = Diámetro de la tubería

v = Velocidad del refrigerante

g = Aceleración de la gravedad

El coeficiente de rozamiento (f), se lo encuentra, interpolando el número de Reynolds y el valor de la rugosidad relativa de la tubería en la figura # 16.

Usando el diámetro interior de la tubería y el tipo de material.

7.5.4.1. CAIDA DE PRESION EN LA TUBERIA DE DESCARGA DEL COMPRESOR: Utilizando las ecuaciones enunciadas en el literal 7.5.4., y con los siguientes datos, procedemos a calcular la caída de presión:

$$d_i = 0,0105 \text{ m}$$

$$l_e = 3 \text{ m.}$$

$$u = 15 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$\rho = 57,90 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$v = 2,07 \times 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{seg}}$$

$$R_e = \frac{v \cdot d_i}{\nu} = 7,61 \cdot 10^5$$

$$\frac{e}{d_i} = \frac{0,0015 \text{mm}}{10,5 \text{mm}} = 0,00014$$

$$f = 0,0141$$

Con estos datos calculamos la pérdida por fricción y la caída de presión a lo largo de la tubería.

$$H = 0,0141 \cdot \frac{3 \text{m} \cdot (15 \text{m/seg})^2}{0,0105 \text{m} \cdot 2 \cdot 9,81 \text{m/seg}^2}$$

$$H = 46,2 \text{ m}$$

Por lo tanto:

$$\Delta P = 0,26 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

7.5.4.2. CAIDA DE PRESION EN LA TUBERIA DE

LIQUIDO: Utilizando la ecuación 7.30
7.31 y la figura # 16, y los
siguientes datos tenemos:

$$d_i = 0,01169 \text{ m}$$

$$l_e = 10 \text{ m}$$

$$u = 0,6 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$\rho = 1168,22 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$v = 1,73 * 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{seg}}$$

$$R_e = 40.543,35$$

$$\frac{e}{d_i} = 0,00013$$

$$f = 0,021$$

Con estos datos encontramos:

$$H = 0,33 \text{ m}$$

$$\Delta P = 0,04 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

7.5.4.3. CAIDA DE PRESION EN LA TUBERIA DE ASPIRACION: Utilizando las ecuaciones 7.30, 7.31 y la figura # 16 y con los siguientes datos encontramos:

$$d_i = 0,0238 \text{ m}$$

$$l_e = 10 \text{ m}$$

$$u = 13 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$\rho = 13,48 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$v = 8,9 * 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{seg}}$$

$$R_e = 341505,62$$

$$\frac{e}{d_i} = 0,000064$$

$$f = 0,015$$

$$H = 55,26 \text{ m}$$

$$\Delta P = 0,075 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

7.5.5. Aislamiento de las tuberías

En lo que respecta al aislamiento de tuberías, este es conveniente usarlo en las tuberías de líquido y aspiración, para así evitar las pérdidas de energía del refrigerante por transferencia de calor con el medio circundante.

En los sistemas que trabajan con frío, el espesor del aislamiento debe ser suficiente para mantener su superficie a más del punto de rocío del aire ambiente, para así evitar que el vapor de agua que existe en el ambiente se condense, causando daños al aislamiento.

El cálculo que se utilizará servirá para la protección del personal al mismo tiempo.

El material a usar será fibra de vidrio con camisa de aluminio para evitar la condensación en la tubería.

Para calcular el espesor mínimo de aislamiento haremos uso de la siguiente fórmula:

$$eq \ tk = K_a R_s \frac{(T_h - DP)}{(DP - T_a)} \quad (7.32)$$

donde:

k_a = conductividad térmica del aislamiento; determinado a la temperatura media, en $[W.mm/m^2.°C]$.

R_s = Resistencia térmica de la superficie

T_h = Temperatura de la superficie caliente, por lo general la temperatura de operación (temperatura de la superficie fría en aplicaciones para frío) $[°C]$.

T_a = Temperatura ambiente $[°C]$

DP = Punto de rocío $[°C]$

eq tk = espesor equivalente del aislamiento del tubo en $[mm]$.

Una vez calculado el espesor equivalente de aislamiento, calculamos el espesor real requerido, según la figura # 12 para el diámetro nominal del tubo usado.

7.5.5.1. ESPESOR MINIMO DE AISLAMIENTO PARA LA TUBERIA DE LIQUIDO: Haremos uso

de los siguientes datos:

$$T_h = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_c = 32 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$D_p = 27,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$K_r = a T_m = (40 + 27,1); \quad 33 \text{ W}\cdot\text{mm}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

figura # 11

$$R_s = \text{para aluminio a } (T_a - D_p); \quad 0,158 \text{ m}^2\text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}. \quad \text{Tabla \# 17}$$

entonces:

$$\text{eq tk} = 33 \frac{\text{Wmm}}{\text{m}^2\text{ } ^\circ\text{C}} * 0,158 \frac{\text{m}^2\text{ } ^\circ\text{C}}{\text{W}} * \frac{40 - 27,1}{27,1 - 32}$$

$$\text{eq tk} = 13,73 \text{ mm}$$

De la figura # 12, encontramos que el espesor real es igual al espesor equivalente.

7.5.5.2. ESPESOR MINIMO DE AISLAMIENTO PARA LA TUBERIA DE ASPIRACION: El mismo procedimiento usado en el cálculo del espesor de la tubería de líquido, lo usaremos para la tubería de aspiración.

FIGURA # 11

CONDUCTIVIDAD TERMICA DE AISLAMIENTO DE FIBRA
DE VIDRIO

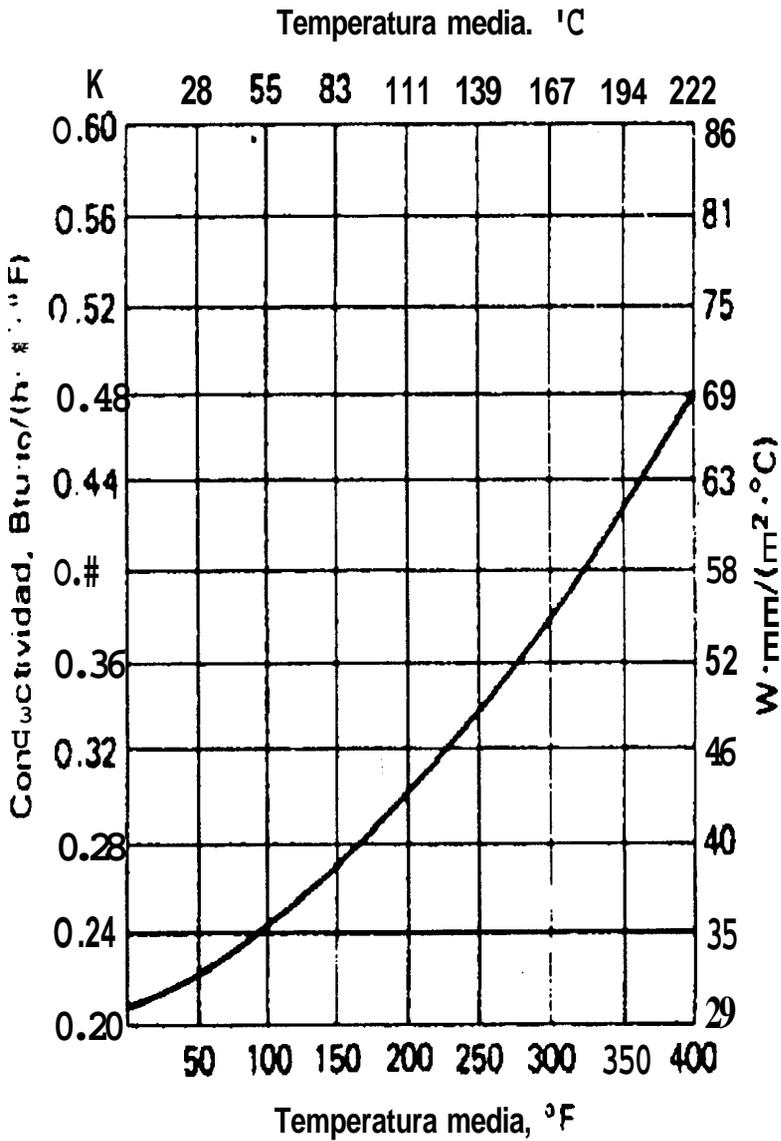
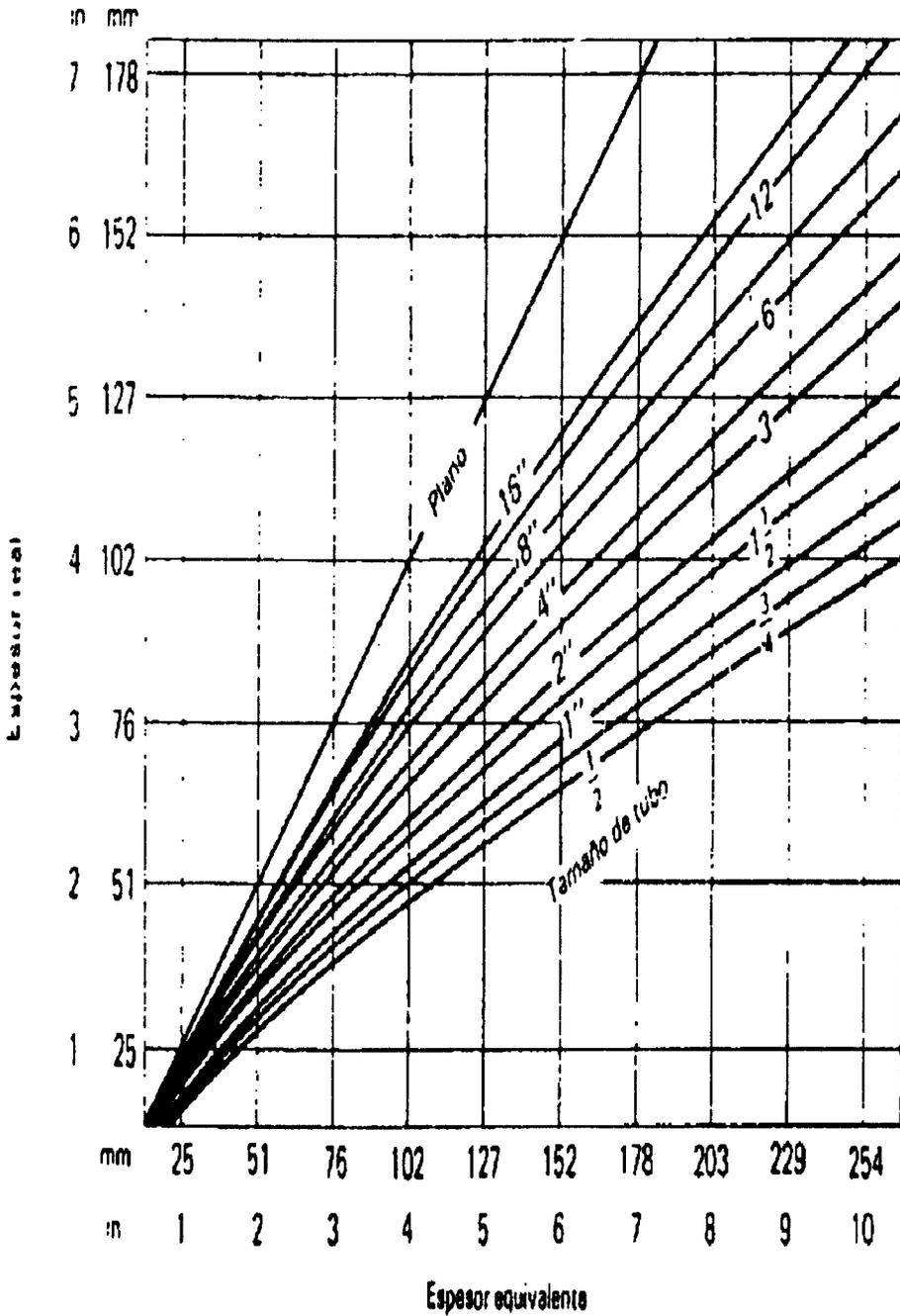


FIGURA # 12

GRAFICA DE ESPESOR EQUIVALENTE DE AISLAMIENTO



Haremos uso de los siguientes datos,
y aplicando la ecuación 7.32

$$T_h = -1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_l = 32 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$D_p = 27,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$K_v = 30 \text{ W}\cdot\text{mm}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$$

$$R_s = 0,158 \text{ m}^2\text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$$

$$D = 23,38 \text{ mm}$$

entonces :

$$\text{eq } tk = 30 \frac{\text{Wmm}}{\text{m}^2\text{ } ^\circ\text{C}} * 0,158 \frac{\text{m}^2\text{ } ^\circ\text{C}}{\text{W}} * \frac{-1-27,1}{27,1-32}$$

$$\text{eq } tk = 27,2 \text{ mm.}$$

De la figura # 12 hallamos que el
espesor equivalente es aproxima-
mente igual al espesor real.

TABLA XVII
 VALORES DE RESISTENCIA DE SUPERFICIE
 R_s [$m_2^{\circ}C/W$]

A. Valores por aire calmado

Ta - DP °C	Aluminio	Acero inoxidable
5	0,158	0,142
14	0,155	0,139
28	0,151	0,133
42	0,147	0,132
55	0,140	0,126

CAPITULO VIII

ELECCION DE DISPOSITIVOS DE CONTROL AUTOMATICO

.1. INTRODUCCION

Estos dispositivos constituyen uno de los factores más importantes, ya que de su preciso y exacto funcionamiento dependerá el éxito de la instalación frigorífica automática.

El rol principal de los aparatos de control automático son:

- Producción de frío acorde a las necesidades reales de la planta frigorífica.
- Suministrar al evaporador la suficiente cantidad de líquido refrigerante.
- Mantener bajo un rango considerable las temperaturas, humedades relativas.
- Mantenimiento de las presiones de condensación y evaporación dentro de los límites deseables.

En un sistema automático existen varios tipos de variables las cuales se tienen que regular entre ellas tenemos :

a) Variables externas: Son aquellas que caracterizan el medio donde se va a introducir el producto.

- Temperatura
- Humedad relativa del aire

b) Variables internas: Que caracterizan el buen funcionamiento termodinámico de la máquina frigorífica.

- Temperatura o presión de evaporación del refrigerante.
- Estado del fluido a la salida del evaporador.
- Temperatura o presión de condensación
- Temperatura y presión del fluido a la aspiración del compresor, etc.

Entonces; los principales dispositivos de control que tendrá nuestra planta frigorífica será:

- Termostatos
- Presostatos
- Higrostatos
- Válvula de expansión

- Válvula a presión constante
- Válvulas solenoides

Con el estudio comparativo de las propiedades de los refrigerante R-12 **y HFC-134a**, usaremos para el proceso de seleccionamiento, dispositivos de control automático empleados para el refrigerante R-12, puesto que sus propiedades se asemejan mucho.

.2. DISPOSITIVOS DE CONTROL AUTOMATICO

8.2.1. Termostatos

La función específica del termostato, es la de controlar la temperatura interior de la cámara.

Este dispositivo consta de:

- Un órgano **da** caracter térmico
- Un órgano de caracter eléctrico
- Un dispositivo de transmisión.

El termostato de ambiente actuará eléctricamente y accionará el motor del grupo moto compresor.

Este será ubicado en la corriente de aire que retorna al evaporador.

El termostato seleccionado tiene las siguientes características:

Marca: Danfoss

Modelo: RT - 103

Temperatura ambiente máxima: 70°C

8.2.2. Presostatos

8.2.2.1. PRESOSTATO DE ALTA PRESION

Es un dispositivo que previene la parada del motor compresor cuando la presión de condensación es alta.

El presostato de alta presión evitará que se eleve la presión por encima de un punto crítico. Normalmente sucede por taponamientos en la circulación de aire en el serpentín de condensación o evaporación o en las mismas tuberías de refrigerante y sus accesorios.

Este ira ubicado a la salida del compresor.

Las características principales del presostato de alta presión seleccionado serán:

Marca: Danfoss

Modelo: MP 5A

Temperatura ambiente permisible: **-40**
a 60 °C

Presión de prueba máxima permisible:
32 atm.

Conexión: M 10 x 0,75

8.2.2.2. PRESOSTATO DE BAJA PRESION

Al igual que el presostato de alta presión, es un dispositivo de seguridad el cual es usado para asegurar que no exista una presión de aspiración excesivamente baja, este desconectará el circuito eléctrico del motor compresor.

El presostato de baja presión estará ubicado en la tubería de aspiración del compresor.

La característica del presostato de baja presión seleccionado será:

Marca: Danfoss

Modelo: MP 1

Temperatura ambiente permisible: **-40**
a 60°C

Presión de prueba máxima permisible:
16 atm.

Conección: M 10 x 0,75

8.2.2.3. PRESOSTATO DE ACEITE

Tiene como finalidad la de desconectar el compresor, cuando la diferencia entre la presión de aceite y la presión del refrigerante del carter es menor a la presión de trabajo del sistema.

Las características del presostato de aceite seleccionado son:

Marca: Danfoss

Modelo: MP 55

Rango de Presión: 0,3 - 4,5 atm.

Temperatura máxima permisible: **-40 a
60°C**

8.2.3. Higrostat

Son aparatos que regulan la humedad relativa del aire que existe dentro de una cámara frigorífica.

Este actuará sobre el número de ventiladores en funcionamiento sobre el mismo evaporador.

Las características principales del higrostat seleccionado serán:

Marca: Danfoss

Tipo: HER

Presión Máxima: 26 atm.

Temperatura Máxima: 60 °C

8.2.4. Válvula de expansión

Las válvulas de expansión son dispositivos que expanden isentalpicamente el refrigerante, reduciendo su presión.

En nuestra instalación se utilizarán válvulas termostáticas.

Esta válvula sirve principalmente para regular el flujo del refrigerante a través del evaporador y el recalentamiento del refrigerante que sale del evaporador

Esta válvula será ubicada en la tubería de líquido, lo más cerca posible del evaporador.

Las características de la válvula de expansión serán:

Marca: Danfoss

Modelo: TEF 5-5

Kcal/hr: 15000

Nr: 68B2091

8.2.5. Válvula a presión constante

Es un dispositivo automático que controla que la presión de evaporación no descienda más abajo de un cierto valor así varíe la presión en el conducto de aspiración del compresor.

Estas van ubicadas despues del evaporador.

Las características de la válvula a presión constante seleccionada serán:

Marca: Danfoss

Tipo: CPR 22

Diámetro interior: 22 mm (7/8")

Presión máxima admisible: 26,5 atm.

Temperatura máxima admisible: 100 °C

8.2.6. Válvula Solenoide

Las válvulas solenoides o electromagnéticas son dispositivos que van instaladas antes de la válvula de expansión con el fin de acortar el paso del refrigerante cuando el equipo frigorífico está parado.

Las características principales de la válvula solenoide seleccionada son:

Marca: Danfoss

Modelo: EVJ 3

Cantidad: 1 de diámetro interior 12 mm

CAPITULO IX

DISPOSITIVOS COMPLEMENTARIOS

Entre los dispositivos complementarios que tendrá la planta frigorífica están:

Separador de aceite

Intercambiador de calor líquido - vapor

Deshidratador

Visor de líquido

Filtro

.1. SEPARADOR DE ACEITE

El objetivo principal del separador de aceite es evitar que el aceite circule por todo el circuito y por lo tanto su trabajo es separarlo del refrigerante justo a la salida del compresor, para luego retornarlo al carter del compresor.

La separación de aceite se realiza por:

a) cambio brusco de dirección

- b) Reducción brusca de la velocidad
- c) Choques sobre las paredes

Las características del separador de aceite seleccionado son:

Marca: Danfoss

Modelo: OUB 10

Presión máxima de operación: 22 atm.

2.2. INTERCAMBIADOR DE CALOR LIQUIDO - VAPOR

El intercambiador de calor líquido - vapor tiene dos funciones:

- a) Recalienta el refrigerante que sale en estado gaseoso desde el evaporador y evitando que se produzcan golpes de líquido en el compresor.
- b) Subenfriar el refrigerante que está en estado líquido que viene desde el condensador evitando un mal funcionamiento de la válvula de expansión.

El intercambiador de calor líquido - vapor seleccionado tiene las siguientes características:

Marca: Danfoss

Modelo: **HE-4**

Máxima presión permisible: 28 atm.

9.3. DESHIDRATADOR

Se lo usa para eliminar la humedad que pueda contener el refrigerante.

La ubicación del deshidratador es en la línea de líquido, después de la botella de líquido.

Las características del deshidratador seleccionado son:

Marca: Danfoss

Modelo: DC

Máxima presión de prueba: 28 atm.

9.4. VISOR DE LIQUIDO

El visor de líquido está provisto de un indicador de tinte que indica el grado de humedad que existe en el refrigerante, además podemos observar si falta refrigerante en la válvula de expansión.

La ubicación del visor de líquido es después del deshidratador y antes de la válvula de expansión.

Las características del visor de líquido seleccionado son:

Marca: Danfoss

Modelo: SGI

Máxima presión de prueba: 28 atm.

Color verde: Seco

Color amarillo: Humedad

9.5. FILTRO

En nuestra instalación usaremos **dos** filtros, uno en la línea de líquido, después del deshidratador y poco antes de la válvula de expansión, el otro ubicado antes del compresor, para así evitar y proteger de suciedad tanto a la válvula de expansión y al compresor respectivamente, **así** como también del circuito en general.

Los filtros seleccionados tendrán las siguientes características:

Marca: Danfoss

Modelo: DCR

Máxima presión de prueba: 28 atm.

Cantidad: 2

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Se pueden mencionar las siguientes conclusiones:

- Puesto que el sector avícola es una de las más importantes actividades productivas del país, es necesario el diseño de instalaciones frigoríficas para almacenamiento de huevos con el fin de prestar condiciones de frescura y stock.
- La capacidad de la cámara frigorífica fue calculada tomando en cuenta que la producción de huevos era lineal, por lo tanto, puede darse el caso que esta cámara en los actuales momentos se la pueda considerar grande, pero con el transcurrir del tiempo y el crecimiento de la producción, prestará un servicio acorde con la producción.
- La construcción de esta instalación frigorífica traería incidencias sociales y económicas ventajosas como:
 - a) El avicultor produciría en mayor escala, ya que existiría un lugar donde su producción no sufriría daño alguno.

b) El consumidor podría comprar productos en buen estado y de buena calidad sin que sus precios fluctuen.

c) Se podría pensar en un futuro muy cercano en la exportación del producto.

- La elección del refrigerante **HFC-134a**, como fluido operante del sistema de refrigeración, recayó en él puesto que presenta las propiedades más idóneas de operación, y más que nada, por estar a la mano en el desarrollo de la tecnología y en la conservación del medio ambiente.

- La selección de dispositivos de control automático, así como los componentes de la máquina frigorífica, se hizo tomando como base el refrigerante R-12, ya que este refrigerante presenta propiedades similares a la del refrigerante HFC-134a.

De llevarse a cabo, la construcción de esta instalación frigorífica, se deberían tener presente las siguientes recomendaciones:

- Para que el producto (huevo), se conserve en las mejores condiciones es necesario, que pase por un

proceso de inspección en lo que concierne a la contaminación bacteriana.

- Utilizar equipos similares a los seleccionados.
- Colocar termómetros en diferentes lugares dentro de la cámara para asegurar que la temperatura se encuentra distribuida uniformemente.
- Antes de poner en marcha la planta se deberán chequear los instrumentos y probar la instalación frigorífica.
- Antes de sacar el producto de la cámara, es necesario elevar su temperatura hasta 0 °C para evitar condensación en la superficie del huevo y posteriormente formación de mohos.
- Puesto que la temperatura en los evaporadores es inferior a cero grados centígrados, puede ocurrir que se forme escarcha en el exterior de los tubos del evaporador para lo cual se sugiere que se utilice el método de desescarchado por calefacción, el cuál consiste en una resistencia eléctrica que asegura que la escarcha se derrita. U otros métodos como lo son: Desescarchado por agua, desescarchado por gas caliente, etc.

A P E N D I C E

FIGURA # 15

DIAGRAMA PRESION-ENTALPIA PARA EL REFRIGERANTE
HFC-134a

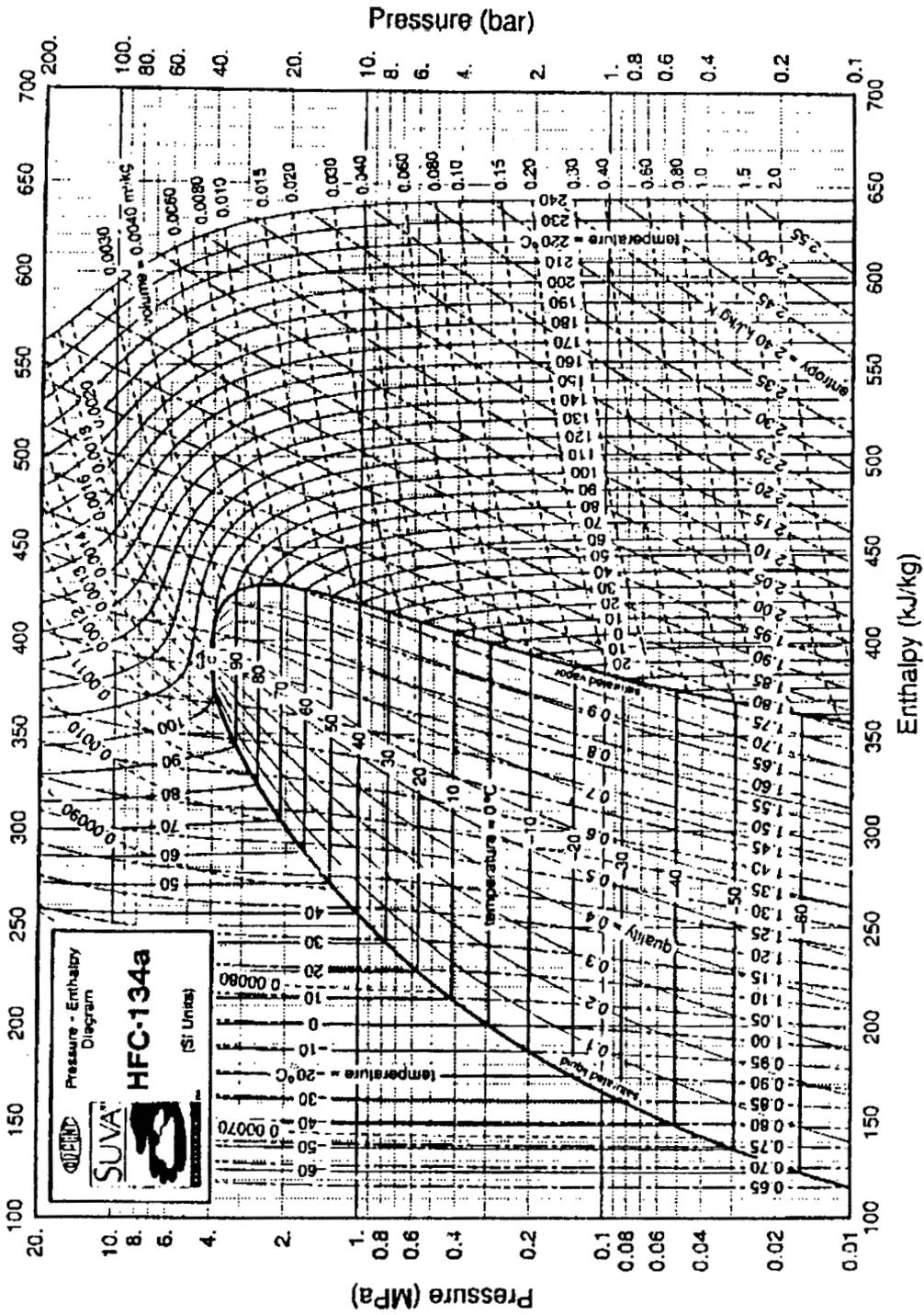


FIGURA # 16

FACTOR DE FRICCIÓN PARA FLUJO COMPLETAMENTE DESARROLLADO EN TUBOS CIRCULARES

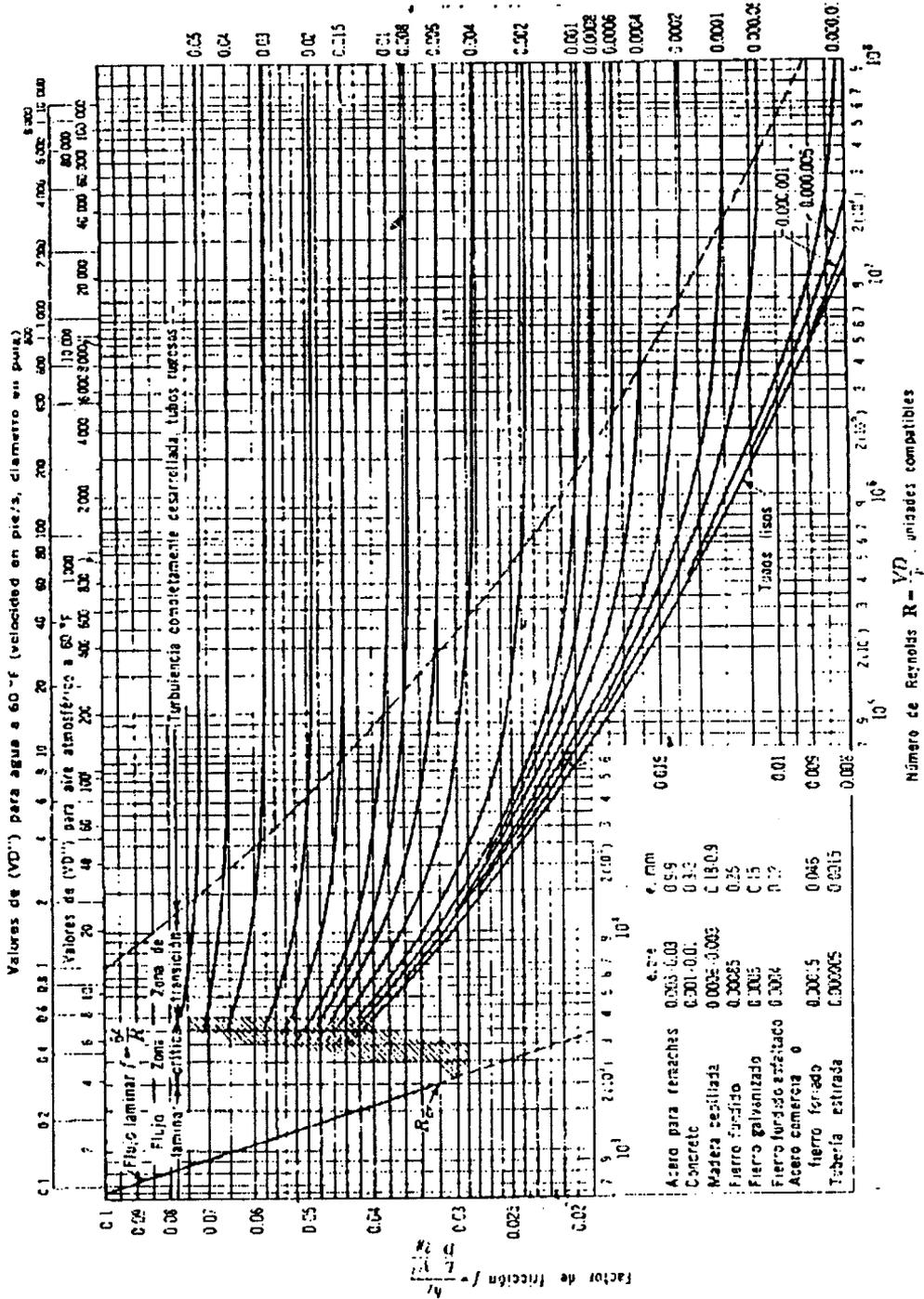


TABLA # 18

PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL REFRIGERANTE HFC-134a

pc = 40.1 J bar abs Tc = 110.0 °C

T	v	v'	v''	m'	m''	h'	h''	Lv	u'	u''
100	39.7424	*1.6443	*3.4562	847.541	289.332	306.398	424.439	66.0401	1.49973	1.85528
98	38.1883	*1.4091	*3.8909	711.982	270.860	359.784	425.349	65.5787	1.48253	1.85923
96	36.8444	*1.3277	*3.9432	783.178	283.689	354.027	426.227	71.8998	1.46921	1.86317
94	35.6995	*1.2720	*4.2136	785.857	337.329	348.960	427.063	77.0730	1.48711	1.86703
92	34.7878	*1.3300	*4.5000	812.868	221.214	348.866	427.788	82.1097	1.44888	1.87070
90	32.4347	*1.1948	*4.8012	838.828	208.270	341.357	428.402	87.0457	1.43442	1.01412
88	31.1281	*1.1650	*5.1188	898.192	195.438	337.253	428.894	91.6419	1.42311	1.07720
86	29.8658	*1.1300	*5.4454	877.382	183.808	333.252	429.261	96.0103	1.41281	1.88014
84	28.6481	*1.1100	*5.7905	898.082	172.685	329.342	429.512	100.170	1.40228	1.88275
82	27.4651	*1.0952	*6.1487	912.987	162.809	326.512	429.650	104.138	1.39183	1.88511
80	26.3241	*1.0768	*6.5248	920.937	153.282	321.756	429.687	107.931	1.38183	1.88728
78	25.2208	*1.0595	*6.9187	943.844	144.578	318.067	429.630	111.603	1.37140	1.88920
76	24.1641	*1.0437	*7.3287	160.101	136.488	314.439	411.400	116.049	1.36145	1.09036
74	23.1227	*1.0291	*7.7659	971.721	170.934	310.869	429.259	118.401	1.35150	1.89257
72	22.1258	*1.0158	*8.2051	884.784	121.888	307.351	428.978	121.829	1.34113	1.89403
70	21.1620	*1.0027	*8.6778	997.297	115.237	303.882	428.625	124.743	1.33184	1.89538
68	20.2307	*0.9897	*9.1738	1098.37	108.009	300.499	428.111	127.783	1.32210	1.89658
66	19.3311	*0.9764	*9.6967	1021.04	103.149	297.079	427.744	130.885	1.31243	1.89770
64	18.4622	*0.9687	*10.243	1032.32	87.824	293.739	427.227	133.888	1.30280	1.89873
62	17.6233	*0.9585	*10.821	1043.99	92.4191	290.437	426.684	136.227	1.29322	1.89968
60	16.8134	*0.9488	*11.430	1053.93	87.4878	287.171	426.099	138.888	1.28368	1.70057
58	16.0320	*0.9390	*12.011	1064.28	82.8284	283.930	425.414	141.476	1.17417	1.70139
56	15.2783	*0.9306	*12.787	1074.30	78.4188	280.738	424.734	143.988	1.26468	1.70218
54	14.5516	*0.8223	*13.471	1084.22	74.2382	177.607	424.019	146.452	1.25523	1.70209
52	13.8510	*0.8142	*14.231	1093.04	70.2714	274.426	423.274	148.848	1.24578	1.70319
50	13.1782	*0.9064	*15.038	1103.24	66.5089	211.311	422.499	161.188	1.23637	1.70423
48	12.5283	*0.8989	*15.889	1112.46	62.9383	208.223	421.687	183.474		
46	11.9008	*0.8917	*16.791	101.47	58.5424	205.160	420.888	155.710	1.22888	1.70481
44	11.2990	*0.8847	*17.747	1130.32	56.3170	201.120	420.017	167.887	1.22018	1.70505
42	10.7202	*0.0700	*10.779	1139.00	53.2908	289.104	411.143	180.039	1.19981	1.70663
40	10.1640	*0.8714	*18.867	1147.53	50.3348	296.110	418.248	182.138	1.18944	1.70720
38	9.62977	*0.8661	*21.028	1189.37	47.8809	292.138	417.322	184.198	1.18008	1.70778
36	9.11886	*0.8590	*22.281	1184.18	44.9724	289.184	416.387	186.214	1.17068	1.70833
34	8.62471	*0.8530	*23.670	1172.27	42.4121	247.291	415.448	168.194	1.16130	1.70890
32	8.15281	*0.8473	*24.888	1183.28	40.0238	344.338	414.473	170.136	1.15192	1.70947
30	7.70058	*0.8417	*28.489	1188.9	37.7818	241.443	413.490	172.048	1.14282	1.71006
28	7.26748	*0.8362	*28.988	1196.69	35.8088	238.888	412.490	173.924	1.13312	1.71068
26	6.85302	*0.8308	*29.821	1103.M	33.5334	235.707	411.478	175.788	1.11371	1.71127
24	6.45882	*0.8257	*31.028	1211.09	31.5775	232.885	410.440	177.581	1.11428	1.71180
22	6.07770	*0.8206	*33.850	1218.58	29.7178	230.040	409.404	179.384	1.10488	1.71256
20	5.71801	*0.8157	*38.788	1225.81	27.8495	227.131	408.348	181.118	1.09541	1.71324
18	5.37078	*0.8109	*38.088	1233.18	10.1069	224.430	407.282	182.843	1.08595	1.71395
16	5.04180	*0.8062	*40.531	1340.37	24.0722	111.613	406.204	184.542	1.07647	1.71469
14	4.72798	*0.8016	*43.188	1247.47	23.1857	218.902	405.115	186.213	1.06698	1.71547
12	4.41044	*0.7971	*48.049	1264.80	21.7159	216.188	404.016	187.859	1.05747	1.71627
10	4.14548	*0.7927	*49.141	1281.48	20.3498	213.426	402.906	189.480	1.04794	1.71712
8	3.87884	*0.7884	*52.484	1288.34	18.0538	110.711	401.707	191.078	1.03839	1.71801
6	3.61948	*0.7842	*56.101	1278.18	17.0280	208.011	400.588	192.847	1.02882	1.71884
4	3.37848	*0.7801	*60.021	1281.80	16.8608	205.328	399.521	184.188	1.01924	1.71982
2	3.14820	*0.7760	*64.774	1288.58	16.8882	202.858	398.378	185.719	1.00963	1.72085
0	2.92822	*0.7721	*68.893	1295.20	14.8153	200.000	397.220	197.120	1.00000	1.72203
- 2	2.72208	*0.7682	*73.918	1301.78	13.6180	197.359	396.058	198.700	0.99058	1.72317
- 4	1.62735	*0.7644	*78.387	1308.27	12.8889	184.732	394.889	200.188	0.98089	1.72430
- 6	2.34380	*0.7606	*83.382	1314.72	11.7162	182.120	393.712	201.891	0.97104	1.72551
- 8	2.17039	*0.7569	*91.888	1321.11	10.8858	188.823	392.528	203.005	0.96130	1.72682
- 10	2.00732	*0.7533	*98.388	1327.48	10.1028	186.840	391.338	203.957	0.95157	1.72830
- 12	1.86397	*0.7406	*108.70	1333.78	9.36484	184.372	390.141	205.789	0.94181	1.72975
- 14	1.70994	*0.7463	*118.33	1340.00	8.67087	181.818	388.038	207.119	0.93204	1.73128
- 16	1.57484	*0.7420	*124.72	1346.20	9.01103	179.280	397.729	208.449	0.92224	1.73288
- 18	1.44828	*0.7395	*136.23	1352.38	7.40808	178.758	388.814	209.759	0.91243	1.73453
- 20	1.32887	*0.7381	*148.41	1358.47	8.27991	174.248	388.298	211.018	0.90258	1.73628
- 22	1.21824	*0.7328	*158.88	1364.84	8.29087	171.782	394.070	111.318	0.89273	1.73811
- 24	1.11803	*0.7266	*172.82	1370.87	6.78824	100.273	382.841	213.518	0.88285	1.74003
- 26	1.01888	*0.7288	*188.17	1378.88	6.31437	188.808	381.807	214.789	0.87284	1.74106
- 28	0.93045	*0.7233	*208.18	1388.81	4.87388	184.359	390.389	216.010	0.86302	1.74218
- 30	0.84736	*0.7202	*224.08	1388.42	4.48264	181.925	379.117	217.201	0.85307	1.74336
- 32	0.77037	*0.7177	*248.11	1394.30	4.07878	188.808	377.882	218.378	0.84311	1.74467
- 34	0.69908	*0.7142	*288.88	1400.14	3.74359	187.103	378.833	219.830	0.83312	1.74598
- 36	0.63318	*0.7113	*194.71	1400.00	3.38279	184.715	378.381	220.688	0.82311	1.74731
- 38	0.57139	*0.7084	*324.00	1411.73	3.08881	162.341	374.127	221.784	0.81309	1.74865
- 40	0.51041	*0.7058	*388.82	1417.43	2.80170	149.888	372.870	222.884	0.80304	1.75001
- 42	0.46488	*0.7028	*393.61	1423.18	2.53801	141.045	371.610	223.969	0.79287	1.75148
- 44	0.41774	*0.6998	*431.46	1418.07	2.28848	148.318	370.348	225.030	0.78280	1.75290
- 46	0.37451	*0.6971	*487.29	1434.52	2.07300	143.010	369.007	210.077	0.77277	1.75436
- 48	0.33501	*0.6944	*535.48	1440.18	1.96743	140.716	367.613	227.107	0.71204	1.77133
- 50	0.29899	*0.6917	*590.70	1448.76	1.87888	138.438	300.659	228.121	0.75249	1.77478
- 52	0.26821	*0.6890	*661.12	1461.32	1.80673	130.178	305.294	229.111	0.74232	1.77834
- 54	0.23046	*0.6864	*742.09	1486.88	1.34766	133.930	314.010	230.098	0.73212	1.78208
- 56	0.20949	*0.6838	*831.13	1492.28	1.20318	131.700	382.783	231.003	0.72191	1.78598
- 58	0.18613	*0.6813	*933.11	1487.17	1.07189	128.484	361.498	232.012	0.71167	1.79008
- 60	0.16317	*0.6787	*1060.00	1473.24	0.95220	127.288	3W Y34	232.847	0.70142	1.79428

°C bar abs m³/kg m³/kg kg/m³ kg/m³ kJ/kg kJ/kg kJ/kg kJ/kg.K kJ/kg.K

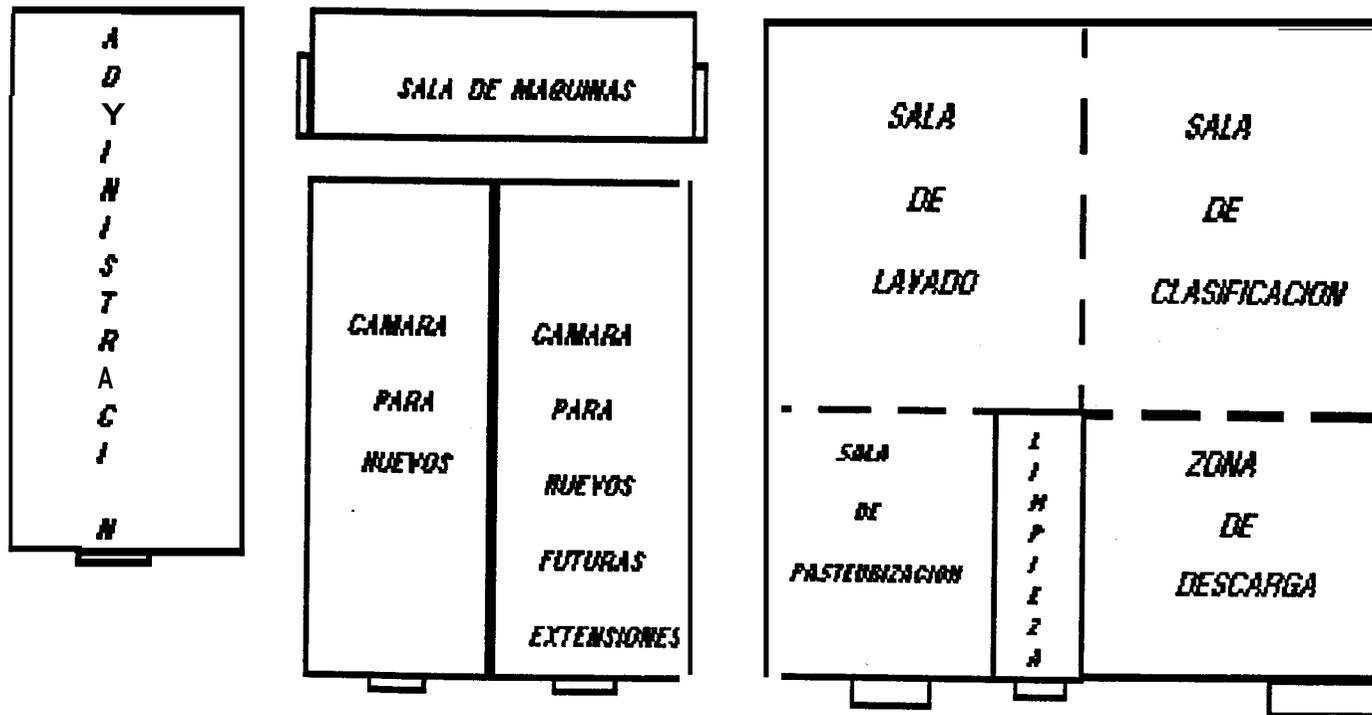


FIGURA Nº 17

VISTA EN PLANTA DE LAS CAMARAS

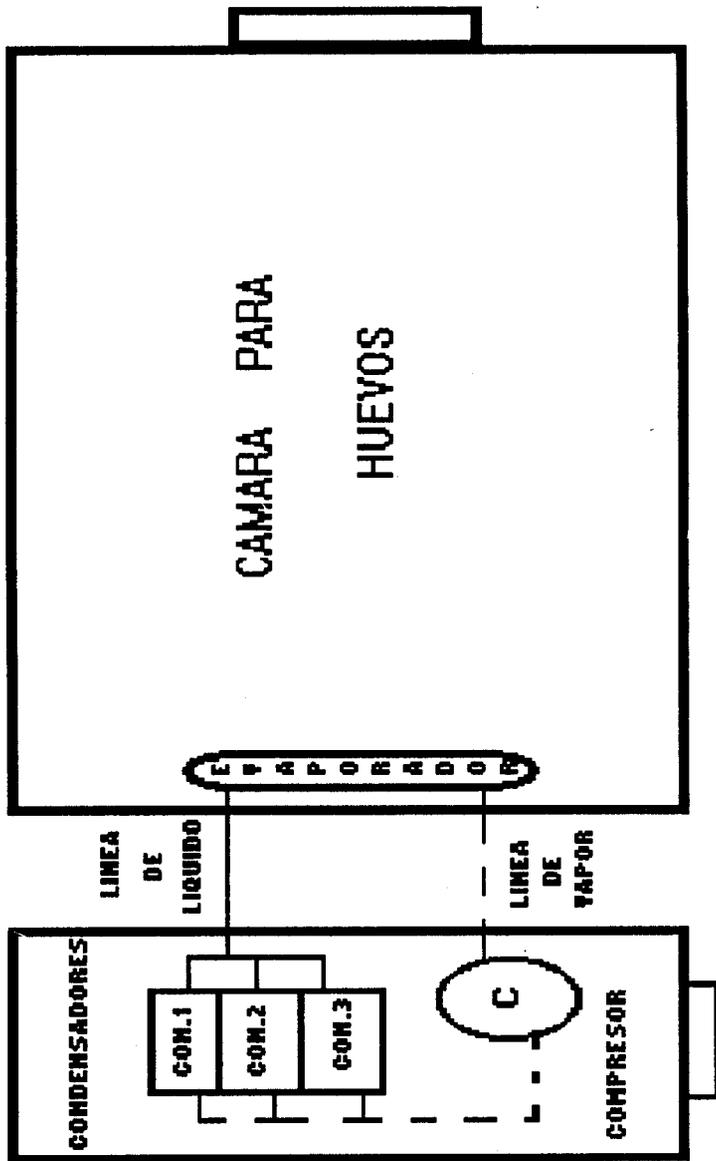


FIGURA N° 18
ESQUEMA DEL SISTEMA DE TUBERIAS

BIBLIOGRAFIA

1. ALARCON CREUS J. "Tratado práctico de Refrigeración automática", Editorial Alfaomega Marcombo, México, 1991, Novena edición, 398 págs.
2. ASHRAE "Handbook of fundamentals, American Society Heat, Refrigeration and Air Conditioning", Wisconsin, Octava impresión, 1993. Capítulos, 16/17.
3. DEHON SERVICE, "Caracteristiques thermodynamiques DU R-134a", Dehon Service, Francia, 1993, 20 págs.
4. DOSSAT ROY J, "Principios de Refrigeración", Compañía Editorial Continental, S.A. México D.F., 968 págs.
5. DU PONT, "Thermodynamic Properties of HFC-134a refrigerant (1,1,1,2-tetrafluoroethane)", Du Pont, U.S.A., 1993, 32 págs.
6. DU PONT, "HFC-134a Properties, Uses, Storage and Handling", Du Pont, U.S.A., 1993, 27 págs.

7. ENERGIE PLUS, "Le Froid Sans Les CFC", Dossier, Francia, 1992, Págs. 29-35.
8. FANGAUF W. & STRECKER S., "Huevos Planificación Comercial", Editorial Acribia, Zaragoza - España, 1967, págs. 62-102.
9. GOODMAN J. & TUDOR D. "Industria Avícola, Explotación en grande Y pequeña escala", Editorial Herrero Hermanos Sucesores, S.A., México, Mayo 1965, 498 págs.
10. KARLEKAR B. & DESMOND R. "Transferencia de calor", Nueva Editorial Interamericana, Segunda Edición, México D.F., 1985, 778 págs.
11. KERN D. "Procesos de transferencia de calor", Compañía Editorial Continental, S.A., México D.F., 1991, 980 págs.
12. KREIT F., "Principios de transferencia de calor", Editorial Herrero Hermanos, Sucesores, S.A., México, primera edición en Español, Noviembre, 1974.
13. KUTZ M., "Enciclopedia de la Mecánica Ingeniería y Técnica", Editorial Oceano, España, 1990, Tomo VIII.

14. MARKS, "Manual del Ingeniero Mecánico", Tomo I y II, McGraw-Hill, Bogotá; 1982.

15. MINISTERIO DE AGRICULTURA Y GANADERIA, "Boletín Informativo," Proyecto para la reorientación del sector Agropecuario convenio MAG - AID. División de Análisis y Políticas (DAP), Quito - Ecuador, Mayo 1993, 43 págs.

16. NORTH M. "Manual de Producción Avícola", Editorial el Manual Moderno, S.A., México D.F., 1982, segunda edición, 815 págs.

17. PLANK R., "El empleo del frío en la industria de la alimentación", Editorial Reverte S.A., España, 1963, pags. 324 - 359.

18. ROSALER R. & RICE ASSOCIATES J., "Manual de mantenimiento Industrial", Editorial McGraw - Hill, México Noviembre 1989, Tomo 111.

19. SHARPE N., "Refrigerating Principles and Practices", McGraw-Hill Book Company, New York, 1950,

20. STREETER V. & WYLIE E., "Mecánica de los fluidos", Editorial McGraw - Hill, sexta edición, Abril 1980,

págs. 313-314.

21. VARGAS A., "Curso de Refrigeración", Series VZ, Guayaquil, 1986, 170 págs.
22. VARGAS A., "Instalaciones Frigoríficas para Buques Pesqueros", Series VZ, Guayaquil, 1986, págs. 24-49, 57-146.