



# UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN

FACULTAD DE ESTUDIOS  
SUPERIORES CUAUTITLAN



Departamento  
Exámenes Profesionales

## “ESTUDIO DE SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO POR COMPRESIÓN MECÁNICA CENTRALIZADA PARA UNA PLANTA PROCESADORA DE AVES”

### T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:  
INGENIERO EN ALIMENTOS

PRESENTAN:

JUAN CARLOS SOTO PÉREZ  
DAVID TORRES LÓPEZ

ASESOR:

I. A. FRANCISCO JAVIER MORENO LÓPEZ



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



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

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

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

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



ESTADOS UNIDOS MEXICANOS  
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN  
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR  
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES**

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS

U. N. A. M.  
FACULTAD DE ESTUDIOS  
SUPERIORES CUAUTITLAN



Departamento de  
Exámenes Profesionales

**DR. JUAN ANTONIO MONTARAZ CRESPO**  
DIRECTOR DE LA FES CUAUTITLAN  
PRESENTE

ATN: Q. Ma. del Carmen García Mijare,  
Jefe del Departamento de Exámenes  
Profesionales de la FES Cuautitlán

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la TESIS:

Estudio de sistemas de enfriamiento por compresión mecánica centralizada para una planta procesadora de aves.

que presenta el pasante: Juan Carlos Soto Pérez

con número de cuenta: 03309531-0 para obtener el título de :

Ingeniero en Alimentos

Considerando que dicho trabajo reúne los requisitos necesarios para ser discutido en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

**ATENTAMENTE**  
**"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"**

Cuautitlán Izcalli, Méx. a 19 de agosto de 2003

PRESIDENTE I.A. Alfredo Alvarez Cárdenas

VOCAL I.A. Laura Margarita Cortazar Figueroa

SECRETARIO I.A. Francisco Javier Moreno López

PRIMER SUPLENTE I.A. Victor Avalos Avila

SEGUNDO SUPLENTE Dra. Esther Agacino Valdes



UNIVERSIDAD NACIONAL  
AUTÓNOMA DE  
MÉXICO

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN**  
**UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR**  
**DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES**

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS

U. N. A. M.  
FACULTAD DE ESTUDIOS  
SUPERIORES CUAUTITLAN



Departamento de  
Exámenes Profesionales

**DR. JUAN ANTONIO MONTARAZ CRESPO**  
**DIRECTOR DE LA FES CUAUTITLAN**  
**P R E S E N T E**

ATN: Q. Ma. del Carmen García Mijares  
Jefe del Departamento de Exámenes  
Profesionales de la FES Cuautitlán

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la TESIS:

Estudio de sistemas de enfriamiento por compresión mecánica centralizada para una  
planta procesadora de aves.

que presenta el pasante: David Torres López  
con número de cuenta: 09417721-5 para obtener el título de :  
Ingeniero en Alimentos

Considerando que dicho trabajo reúne los requisitos necesarios para ser discutido en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

**A T E N T A M E N T E**  
**"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"**

Cuautitlán Izcalli, Méx. a 19 de agosto de 2003

PRESIDENTE

I.A. Alfredo Alvarez Cárdenas

VOCAL

I.A. Laura Margarita Cortazar Figueroa

SECRETARIO

I.A. Francisco Javier Moreno López

PRIMER SUPLENTE

I.A. Victor Avalos Avila

SEGUNDO SUPLENTE

Dra. Esther Agacino Valdes

*“Revolución es sentido del momento histórico; es cambiar todo lo que debe ser cambiado; es igualdad y libertad plenas; es ser tratado y tratar a los demás como seres humanos; es emanciparnos por nosotros mismos y con nuestros propios esfuerzos; es desafiar poderosas fuerzas dominantes dentro y fuera del ámbito social y nacional; es defender valores en los que se cree al precio de cualquier sacrificio; es modestia, altruismo, solidaridad y heroísmo; es luchar con audacia, inteligencia y realismo; es no mentir jamás ni violar principios éticos; es convicción profunda de que no existe fuerza en el momento capaz de aplastar la fuerza de la verdad y las ideas. Revolución es unidad, es independencia, es luchar por nuestros sueños de justicia.”*

*Fidel Castro  
1 de mayo de 2000*

*“Entusiasta y osada de ser la juventud. Sin entusiasmo no se sirven los hermosos ideales; sin osadía no se acometen honrosas empresas. Un joven escéptico está muerto en vida; para sí mismo y para la sociedad. Un entusiasta, expuesto a equivocarse, es preferible a un indeciso que no se equivoca nunca. El primero puede acertar, el segundo jamás.”*

*José Ingenieros*

*“(…) el hombre sólo cabe en la utopía. Sólo quienes sean capaces de encarnar la utopía serán aptos para el combate decisivo, el de recuperar cuanto de humanidad hayamos perdido.”*

*Ernesto Pábalo*

*A Javier Moreno López*

*Por aceptar dirigir este trabajo y brindarnos su apoyo incondicional. Que con sus conocimientos y consejos nos ayude a culminar nuestra preparación profesional.*

*A Manuel Maricón López*

*Antes que nada agradecer la amistad que nos brindó; y por abrirnos las puertas y permitir adquirir de él los conocimientos necesarios para poder desempeñarnos en el ámbito profesional. Estamos en deuda contigo.*

*A los profesores*

*Laura Cortazar, Esther Agacino, Alfredo Álvarez y Víctor Avalos, por sus consejos y apoyo; que permitieron mejorar y enriquecer este trabajo.*

*A los amigos*

*Gracias; Olivia, Gabriela, Sandra, Cristina, José, Alejandro, Carlos Alberto, Cesar, Jerson, Miguel Ángel y Leonardo por brindarnos siempre su amistad sincera, apoyo y por todos esos momentos buenos y malos que compartimos juntos. Les deseamos lo mejor en su vida profesional y personal.*

*A la Universidad Nacional Autónoma de México*

*Por abrirnos sus puertas y brindarnos una educación científica y de calidad, que más que un cúmulo de datos nos ayude a desarrollar una conciencia crítica y analítica capaz de aportar a la sociedad los elementos suficientes para transformarla en todos los órdenes en beneficio de la misma, pero en especial de quien más lo requieren.*

*David Torres López  
Juan Carlos Polo Pérez*

*A mis padres:*

*Dedico este trabajo a las dos personas más importantes en mi vida: Ciria y José Isabel, gracias por su apoyo, confianza y motivación en todo este tiempo de estudio e inculcar en mí el deseo de superación, sin el cual no hubiera podido alcanzar mis metas.*

*A mis hermanos:*

*Elizabeth, Jacqueline y Juan Carlos gracias por brindarme su apoyo y confianza incondicional todo este tiempo.*

*David Torres López*

*A mis padres*

*Maria y Rufino por brindarme todo su amor, apoyo y estímulo en cada una de las etapas de mi vida. Y enseñarme a ser un hombre de bien, estoy eternamente agradecido con ustedes.*

*A mis hermanos*

*Demetria, Marco Antonio, Liliana y Mary Tere por soportarme todos estos años, y espero que sigamos luchando juntos en los momentos buenos y malos de cada una de nuestras etapas siguientes. Gracias por su comprensión.*

*A Gaby*

*Por existir y enseñarme a luchar cada uno de los instantes, con todo mi respeto y admiración.*

*A Olivia*

*Por compartir su amistad y cariño estoy muy agradecido contigo.*

*A David*

*Por darme la oportunidad de compartir este trabajo juntos y ante todo brindarme su confianza y amistad, gracias.*

*A Carlos Alberto*

*Que puedo decir, solo agradecerle por tu amistad desinteresada.*

*Juan Carlos Polo Pérez*

## *Índice*

Nomenclatura	i
Simbología	iii
Resumen	vi
Objetivos	vii
Introducción	1
1. Antecedentes	3
1.1. Indicadores del sector avícola	3
1.1.1. Producción	3
1.1.1.1. Características de la producción de carne de pollo	4
1.1.2. Consumo	5
1.1.3. Comercialización	6
1.1.4. Industrialización	8
1.1.4.1. Procesamiento de aves	8
1.2. Instalaciones frigoríficas	12
1.2.1. Ciclo frigorífico de Rankine	13
1.2.2. Regímenes de trabajo	15
1.2.2.1. Régimen seco	15
1.2.2.2. Recalentamiento	15
1.2.2.2.1. Recalentamiento Inútil	16
1.2.2.2.2. Recalentamiento Útil	16
1.2.2.3. Subenfriamiento	16
1.2.2.3.1. Subenfriamiento Externo	17
1.2.2.3.2. Subenfriamiento Interno	17
1.2.3. Métodos de alimentación a evaporadores	18
1.2.3.1. Expansión directa	19
1.2.3.2. Inundado	19
1.2.3.3. Recirculado	20
1.2.3.3.1. Sistema por Bombas	20
1.2.3.3.2. Sistema Phillips®	21
2. Sistemas de enfriamiento	22

2.1. Clasificación	22
2.2. Sistema de enfriamiento con hielo	23
2.2.1. Fabrica de hielo en escamas	25
2.3. Sistema de enfriamiento con agua	28
2.3.1. Enfriador de agua multitubular	31
2.4. Sistema de enfriamiento con aire	35
3. Diseño de instalaciones frigoríficas	43
3.1. Calculo de carga térmica	43
3.1.1. Enfriamiento con hielo	43
3.1.2. Enfriamiento con agua	45
3.1.3. Enfriamiento con aire	46
3.2. Evaluación técnica	58
3.3. Evaluación termodinámica	64
3.3.1. Diagramas Presión vs Entalpía	64
3.3.2. Condiciones de Trabajo	70
3.4. Costos por consumo de energía	85
3.5. Análisis de sistemas de enfriamiento	89
Conclusiones	93
Bibliografía	96
Anexos	99

## Índice de figuras

Figura	Nombre	Página
01	Principales países productores de carne de pollo	3
02	Producción de carne en México	4
03	Consumo per cápita de carne de pollo	6
04	Clasificación comercial de pollo	7
05	Esquema del procesamiento de aves	9
06	Esquema del ciclo simple de refrigeración	13
07	Diagrama de Tvs S y P vs h para el ciclo de Rankine	14
08	Ciclo de recalentamiento inútil y útil	17
09	Ciclo de subenfriamiento externo	18
10	Ciclo de subenfriamiento interno	19
11	Enfriamiento a contraflujo en un <i>chiller</i> tipo paletas	24
12	Fabrica de hielo en escamas	26
13	Instalación frigorífica parcializada para enfriamiento con hielo	27
14	Arreglo de válvulas para fábrica de hielo	27
15	Funcionamiento de enfriamiento con agua helada	31
16	Enfriador de agua multitubular	32
17	Instalación frigorífica parcializada para enfriamiento con agua	33
18	Arreglo de válvulas para enfriador de agua multitubular	34
19	Humidificador	39
20	Instalación frigorífica parcializada para enfriamiento con aire	40
21	Arreglo de válvulas para sistema de enfriamiento con aire	40
22	Dimensiones para diseño de túnel de enfriamiento	48
23	Túnel de enfriamiento	49
24	Planta procesadora de aves	55
25	Instalación frigorífica centralizada para enfriamiento con hielo	60
26	Instalación frigorífica centralizada para enfriamiento con agua	62
27	Instalación frigorífica centralizada para enfriamiento con aire	63

28	Diagrama presión - entalpía para sistema centralizado de enfriamiento con hielo	65
29	Diagrama presión - entalpía para sistema centralizado de enfriamiento con agua	67
30	Diagrama presión - entalpía para sistema centralizado de enfriamiento con aire	70
31	Balance en el recipiente de presión constante	71

## *Índice de tablas*

Tabla	Nombre	Página
01	Producción de carne de pollo en canal en México	5
02	Resumen de cargas térmicas para sistemas de enfriamiento	53
03	Aplicaciones de la planta procesadora de aves	56
04	Condiciones de trabajo	85
05	Gastos de energía de enfriamiento con hielo	86
06	Gastos de energía de enfriamiento con agua	87
07	Gastos de energía de enfriamiento con aire	88

## NOMENCLATURA

$C_p$  = Calor específico [=] BTU / lb °F

$G_{AS}$  = Masa de aire seco que se humidifica [=] lb<sub>aire seco</sub> / h

$G_T$  = Gasto másico total de refrigerante [=] lb / h

$G_1$  = Gasto másico de refrigerante en el área de refrigeración [=] lb / h

$G_2$  = Gasto másico de refrigerante en el área de conservación de congelados [=] lb / h

$G_3$  = Gasto másico de refrigerante en el área de congelación [=] lb / h

$H_1$  = Humedad absoluta a condiciones ambientales [=] lb<sub>agua</sub> / lb<sub>aire seco</sub>

$H_2$  = Humedad absoluta a condiciones de saturación [=] lb<sub>agua</sub> / lb<sub>aire seco</sub>

$P$  = Presión [=] lb / in<sup>2</sup>

$P_o$  = Presión de evaporación [=] lb / in<sup>2</sup>

$Q$  = Calor de condensación [=] BTU / h

$Q_0$  = Potencia frigorífica [=] BTU / h

$Q_{TOTAL}$  = Potencia frigorífica total [=] BTU / h

$Q_{agua}$  = Potencia frigorífica de agua [=] BTU / h

$Q_{agua\ asperjar}$  = Potencia frigorífica de agua a asperjar [=] BTU / h

$Q_{Cambios\ de\ aire}$  = Potencia frigorífica por cambios de aire [=] BTU / h

$Q_{evaporación\ de\ agua}$  = Potencia frigorífica por evaporación de agua [=] BTU / h

$Q_{iluminación}$  = Potencia frigorífica por iluminación [=] BTU / h

$Q_{motores}$  = Potencia frigorífica por motores [=] BTU / h

$Q_{Paredes,\ piso\ y\ techo}$  = Potencia frigorífica por paredes, piso y techo [=] BTU / h

$Q_{perdida\ de\ peso}$  = Potencia frigorífica por pérdida de peso [=] BTU / h

$Q_{producto}$  = Potencia frigorífica de producto [=] BTU / h

$R_c$  = Relación de compresión

$S$  = Entropía [=] BTU / lb °F

$T$  = Temperatura [=] °F

$V$  = Volumen específico [=] ft<sup>3</sup> / lb

$V_a$  = Volumen a desplazar [=] ft<sup>3</sup> / h

$V_{agua}$  = Volumen de agua de renovación para sistemas de enfriamiento [=] Gal / h

$Vol$  = Volumen del aire dentro del túnel de enfriamiento [=] ft<sup>3</sup> / h

$V_H$  = Volumen húmedo del aire a condiciones ambientales [=]  $\text{ft}^3 / \text{lb}_{\text{aire seco}}$

$W$  = Trabajo de compresión [=]  $\text{BTU} / \text{h}$

$X$  = Longitud del riel [=]  $\text{ft}$

$a$  = Numero de aves por pie en el riel.

$b$  = Numero de canales por hora

$h$  = Entalpía [=]  $\text{BTU} / \text{h}$

$m_{\text{agua}}$  = Masa de agua de renovación para sistema de enfriamiento [=]  $\text{lb} / \text{h}$

$m_{\text{hielo}}$  = Masa de hielo para enfriamiento [=]  $\text{lb} / \text{h}$

$q_0$  = Producción frigorífica específica [=]  $\text{BTU} / \text{h}$

$t$  = Tiempo de enfriamiento [=]  $\text{min}$

$\Delta T$  = Diferencial de temperatura [=]  $^{\circ}\text{F}$

$\Delta W$  = Equivalente calórico de trabajo de compresión [=]  $\text{BTU} / \text{lb}$

$\rho_{\text{agua}}$  = Densidad de agua [=]  $\text{kg} / \text{m}^3$

$\lambda_{\text{agua}}$  = Calor latente de agua [=]  $\text{BTU} / \text{lb}$

## Subíndices

$AC$  = Área de cortes.

$AD$  = Anden de despacho.

$APF$  = Almacén de producto fresco.

$CC$  = Cámara de congelación.

$CCC$  = Cámara de conservación de congelados.

$CCH$  = Cámara de conservación de hielo.

$EA$  = Enfriador de agua.

$FH$  = Fábrica de hielo para conservación.

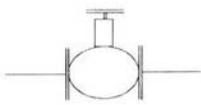
$FH1$  = Fábrica de hielo para conservación del sistema de enfriamiento por hielo .

$FH2$  = Fábrica de hielo para el sistema de enfriamiento.

$m$  = Temperatura de mezcla a la succión del compresor.

$TE$  = Túnel de enfriamiento.

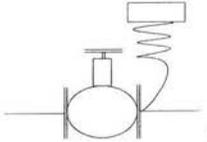
*SIMBOLOGIA*



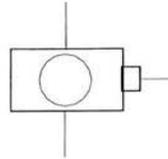
Válvula de expansión manual



Filtro



Válvula de expansión termostática



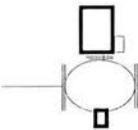
Válvula flotadora



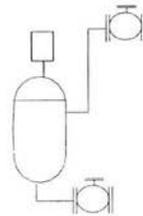
Válvula de paso



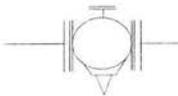
Manómetro



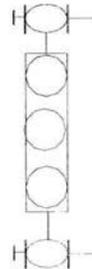
Válvula solenoide



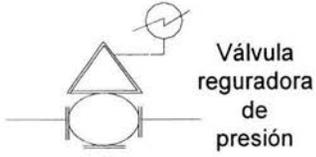
Interruptor de nivel



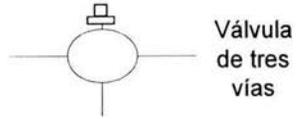
Válvula check



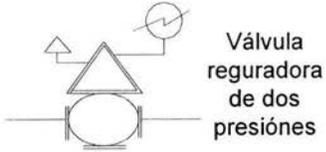
Columna de nivel



Válvula  
reguradora  
de  
presión



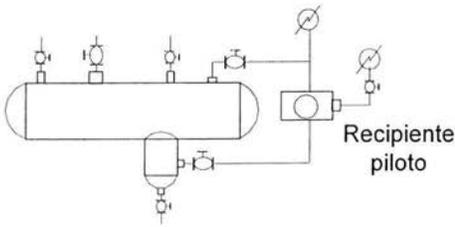
Válvula  
de tres  
vías



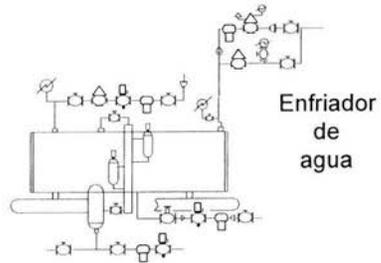
Válvula  
reguradora  
de dos  
presiones



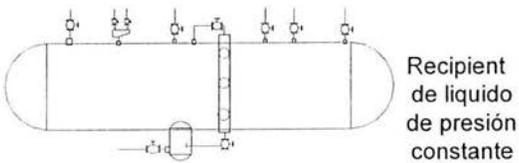
Válvula  
seguridad



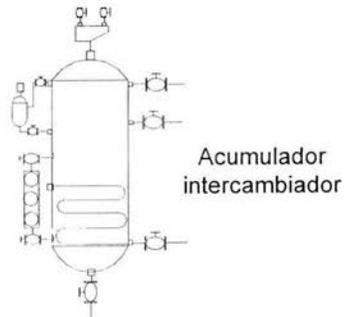
Recipiente  
piloto



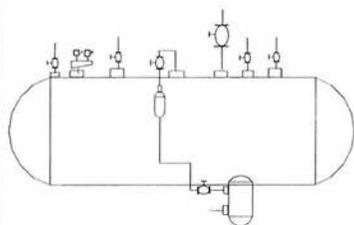
Enfriador  
de  
agua



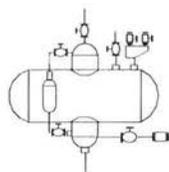
Recipiente  
de liquido  
de presión  
constante



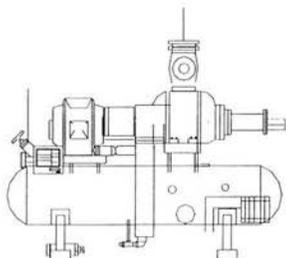
Acumulador  
intercambiador



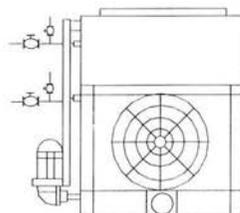
Acumulador  
de  
succión



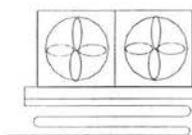
Trampa  
Phillips



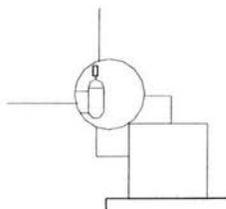
Compresor  
de  
tornillo



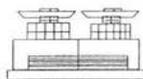
Condensador  
evaporativo



Difusor  
de tiro  
directo



Fabrica  
de  
hielo



Difusor  
de  
tiro por  
costados

## RESUMEN

La necesidad de la industria avícola de producir y mantener un producto de calidad ha llevado al desarrollo continuo de la tecnología aplicada en este sector. Es importante resaltar la relación que existe entre la tecnología de los medios de enfriamiento y el diseño de instalaciones frigoríficas que cumplan las necesidades de los procesadores de aves.

Para lo cual se describe brevemente la relevancia que ha tomado la producción de la carne de ave en nuestro país para establecer un marco de referencia sobre la importancia que tiene la aplicación de nueva tecnología que permita reducir los tiempos de enfriamiento así como reducir costos de operación, para que el producto sea competitivo en el mercado.

Mediante un análisis de los medios de enfriamiento que actualmente se utilizan en la industria del procesamiento de aves; en el presente trabajo se hace un estudio de bases que nos permitan realizar una comparación técnica y termodinámica, así como la manera en que tanto las consideraciones realizadas por el fabricante para un correcto funcionamiento de los equipos especiales, y la aplicación de diferentes criterios, nos llevan al diseño de instalaciones frigoríficas para la industria del procesamiento de aves.

## OBJETIVO GENERAL.

Analizar los sistemas de enfriamiento hielo, agua y aire, y su relación con el diseño de una instalación frigorífica para una planta procesadora de aves, así como obtener el consumo de energía por la compresión mecánica centralizada.

## OBJETIVOS PARTICULARES

- Evaluar una propuesta de diseño de instalación frigorífica centralizada para los sistemas de enfriamiento.
- Analizar técnica y termodinámicamente los sistemas de enfriamiento, para determinar las condiciones de trabajo involucradas dentro del ciclo frigorífico.
- Determinar costos de operación de los compresores para las propuestas de diseño de las instalaciones frigoríficas centralizadas para la planta procesadora.

## **INTRODUCCIÓN**

Debido al dinamismo que ha presentado en los últimos años, el sector avícola, presenta un crecimiento constante que lo ha llevado a ganar mercados en relación con el sector cárnico de res y cerdo, ya que ha sido favorecido por la preferencia del consumidor hacia productos de menor contenido en grasa.

La producción mundial de carne de pollo ha tenido un incremento en una forma que parece bastante regular. En este crecimiento México se colocó como el segundo productor a nivel América Latina y como cuarto a nivel Mundial, pero existiendo un margen importante si se compara con América del Norte, donde los cambios hacia el consumo de la carne de pollo, ha crecido a un mayor ritmo, lo que indica que se tiene un alto potencial de mercado interno.

La avicultura en México principalmente la producción de carne de pollo ha mantenido un crecimiento favorable en los últimos años. Lo que le ha permitido competir con los principales países productores, esto debido a las inversiones de grandes empresas y grupos pecuarios dedicados al procesamiento de carne de pollo, entre las cuales se encuentra el grupo mexicano “Bachoco”, que domina gran parte del mercado nacional, seguido por dos empresas trasnacionales, Pilgrim’s Pride y Tyson que es el mayor productor en el ámbito mundial, el cual adquirió una de las más importantes empresas del país, que es el grupo Trasgo.<sup>(15)</sup>

La carne de pollo como todos los productos perecederos deben conservarse a bajas temperaturas y con esta necesidad se aplica el concepto de la cadena del frío en la industria avícola, como un conjunto de integración de elementos fijos o móviles que aseguran mantener una temperatura controlada de los productos naturales o procesados hasta que estos sean consumidos.

Es por eso que en el presente estudio se analizó, como el inicio de la cadena del frío, los sistemas de enfriamiento para las canales de aves, en donde la industria avícola los utiliza para procesar productos refrigerados y/o congelados.

Las aves después de haberse sometido a un proceso de escaldado aumentan su temperatura a 104°F. El objetivo principal de los sistemas de enfriamiento, es el de reducir la temperatura de las canales de ave, que será suficiente cuando el músculo pectoral haya alcanzado alrededor de 39.2°F.

En el desarrollo de este trabajo se revisaron las características de operación de los sistemas de enfriamiento hielo, agua y aire, para el diseño de la instalación frigorífica de cada uno de los sistemas, además de evaluarlos técnica y termodinámicamente, también se vieron a detalle las características de operación de los equipos especiales que se requieren para obtener el medio de enfriamiento, ya que son una parte esencial del sistema. Con el fin de hacer una adecuada elección del sistema de enfriamiento que cumpla con las necesidades de reducir la temperatura de las canales de pollo además de contar con respaldos para el diseño de este tipo de instalaciones frigoríficas que satisfagan específicamente a la industria avícola, en el procesamiento de aves.

## ***I. ANTECEDENTES***

### *1.1. Indicadores del sector avícola*

#### *1.1.1. Producción*

El aumento en la producción de carne de pollo se ha registrado por una importante demanda de este producto. Esto ha colocado a México como el cuarto productor a nivel mundial de carne pollo.<sup>(14,17)</sup> Como lo muestra la figura 1, se produce un 3% del total mundial.

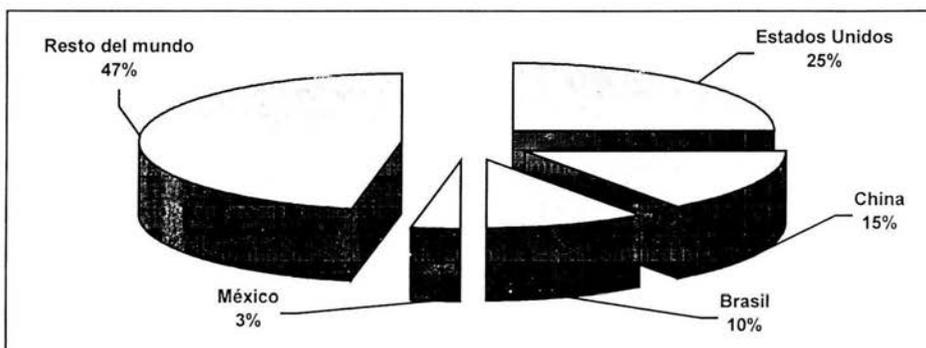


Figura 1: Principales países productores de carne de pollo

Fuente: UNA - FAO (2001)

Durante 1998 la producción de carne de pollo presentó un gran dinamismo, incrementándose en forma significativa su oferta, resultado directo de factores tales como un mercado altamente demandado y la eliminación de problemas zoonosarios. La producción en 1998 alcanzó 1'598,921 ton, con lo cual se supera en 11% el volumen alcanzado de 1997, duplicándose en la presente década la producción y manifestando una tasa media de crecimiento anual (TMCA) prácticamente del 9.9%.<sup>(15)</sup>

Este nivel de producción le permite continuar al frente de la producción de carnes en nuestro país, siendo 22.48% superior a la producción de carne de bovino y 43.49% a la de porcino. Este repunte de la carne de pollo se dio en el año de 1997 que fue cuando la carne de pollo se ubicó como la más producida en México, rompiendo el liderazgo mantenido por la carne de bovino en los 12 últimos años. La gran relevancia que ha cobrado la carne de pollo en México se manifiesta al observar que prácticamente el 41.8% de las carnes producidas en nuestro país es de pollo, seguida por la de bovino con el 32.4% y la de porcino con el 23.62%, conservando una posición marginal las de ovino, caprino y pavo con 0.76%, 0.88% y 0.54% respectivamente (figura 2),<sup>(15)</sup> de un total de 4,359,457 toneladas en el año 2000.

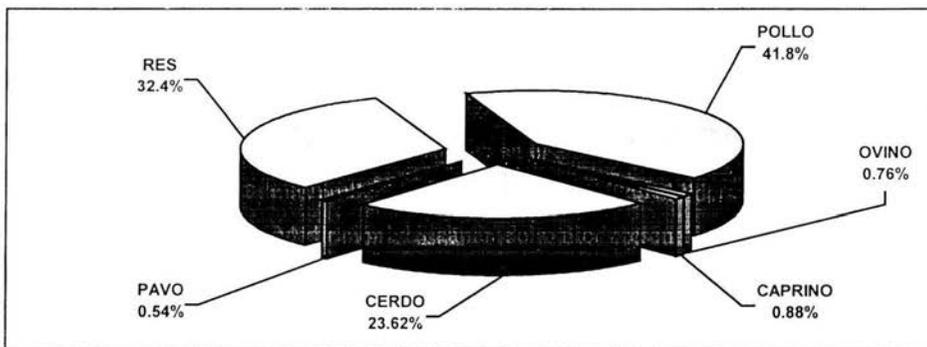


Figura 2: Producción de carne en México

Fuente: *Sistema de Información y Estadística Agroalimentaria y Pesquera(SIAP), SAGARPA*

#### 1.1.1.1. Características de la producción de carne de pollo

En México no se tienen zonas especializadas en la producción de pollo, pero si se puede hacer una división por estados en donde se puede notar las enormes diferencias en cuanto a producción y el uso de tecnología para su procesamiento. El crecimiento en la producción se puede explicar, debido a que grandes empresas y grupos avícolas, se han consolidado o expandido en algunos estados.<sup>(14)</sup>

De la producción nacional de carne de pollo el 73.93% se concentra en diez entidades de la República Mexicana (tabla 1), de los cuales cinco de ellos producen el 47.23% del total nacional.

Tabla 1  
Producción de carne de pollo en canal en México  
(Toneladas)

Estado	1996	1997	1998	1999	2000
Jalisco	161,962	170,363	173,424	170,486	218,113
Veracruz	146,216	157,356	162,970	170,022	175,494
Querétaro	148,385	151,852	181,575	160,988	167,049
Puebla	97,194	107,685	122,202	149,094	149,841
México	72,950	89,612	106,200	130,180	141,167
Guanajuato	94,260	105,355	114,607	122,827	133,799
Nuevo León	53,066	63,314	86,546	86,400	96,315
Yucatán	86,485	89,698	79,900	81,470	82,099
Durango	84,753	96,966	93,617	111,507	76,720
Sinaloa	44,725	56,741	58,690	62,181	67,842
Resto de edos.	274,370	352,963	419,190	486,383	517,260
Total	1,264,366	1,441,905	1,598,921	1,731,538	1,825,249

Fuente: *Sistema de Información y Estadística Agroalimentaria y Pesquera(SIAP), SAGARPA*

La evolución de las zonas de producción en el periodo comprendido de 1996-2000, permitió que se incorporara el estado de Chiapas con un incremento del 108% entre 1997-1998, consolidándose como un estado productor de más de 50,000 toneladas al año.

### 1.1.2. Consumo

En el año 2001 el consumo per-cápita de pollo fue de 44.23 lb. Para el 2002 se obtuvo un ligero crecimiento colocándose en 44.76 lb, para el 2003 se esperaba de 45.42 lb por habitante lo que representaba un incremento de 2.62%, esto puede observarse en la figura 3.

La preferencia del consumidor hacia los productos avícolas se ha visto reflejada en los importantes incrementos en el consumo per-cápita de pollo. De 1996-2001, el consumo de pollo se incremento en un 18.74%. Cabe destacar que de 1998-1999 el incremento de consumo fue 9.62 %.<sup>(15)</sup> Algunas de las causas que favorecieron el consumo de carne de pollo en nuestro país son: confianza en la calidad de los productos (frescura), percepción de un producto fresco y de alta calidad a precios accesibles, tendencia de consumo hacia carnes de bajo contenido de grasa, mayor número de puntos de venta cada vez más cerca del consumidor.

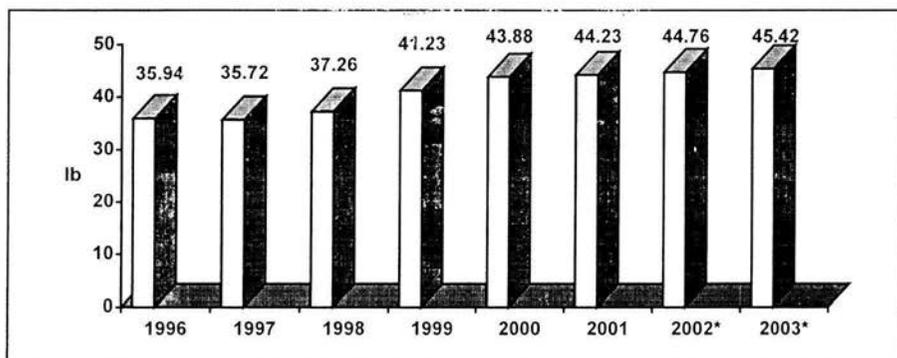


Figura 3: Consumo per cápita de carne pollo

Fuente: *Unión Nacional de Avicultores*

De igual forma, existe una creciente incorporación de ésta carne en la elaboración de carnes frías y embutidos, así como en alimentos preparados, lo cual ha sustentado la expansión de la planta productiva y aunque la mayor parte de la demanda industrial es abastecida por producto de importación, se determina una creciente participación de la producción nacional.<sup>(14,15)</sup>

### 1.1.3. Comercialización

La comercialización de pollo utiliza varias vías de distribución para que el producto pueda llegar al consumidor final. En estos canales se encuentran diferentes intermediarios,

debido a que los centros de producción se encuentran alejados de las principales áreas de consumo.<sup>(14)</sup>

En paralelo, el establecimiento de supermercados, tanto independientes como pertenecientes a cadenas de autoservicio en poblaciones medias, ha expandido los puntos de venta, permitiéndose el abasto con aves en presentación tipo mercado público, hacia la creciente población urbana.

La clasificación comercial mencionada en la figura 4 es una de las formas en que generalmente se realiza la comercialización de pollo, pero de estos pueden derivarse otras formas para la venta y compra de pollo.



Figura 4: Clasificación comercial de pollo

Fuente: *Unión Nacional de Avicultores*

En Estados Unidos por ejemplo, la parte que más se consume es la pechuga en sus distintas presentaciones, y el resto del animal se utiliza para hacer algunos preparados con base a carne de pollo, como son hamburguesas, nuggets y otros.

Lo contrario ocurre en nuestro país, en donde la pechuga no es tan buscada como las piernas y los muslos de pollo. Es sabido que la mayor parte del pollo que se comercializa actualmente es de tipo mercado público debido sobre todo al precio por libra. Sin embargo

las estadísticas muestran una tendencia a incrementarse el consumo de productos elaborados con las distintas partes del pollo.

#### *1.1.4. Industrialización*

La creciente producción de pollo de engorda, a dado origen a un mayor procesamiento de éstas para la obtención de pastas de carne, que son ofertadas a la industria fabricante de carnes frías y embutidos o incorporadas a procesos ulteriores por parte de las propias compañías avícolas, para la obtención de nuggets o hamburguesas. Las crecientes líneas de producción de carnes frías y embutidos a partir de carnes de ave, tanto pollo como pavo, son abastecidas en su mayoría por producto importado, del cual se aprovecha un bajo precio y una amplia oferta por parte del mercado norteamericano.<sup>(15)</sup>

Estimaciones propias indican que la carne de ave es la principal materia prima de esta industria. Gracias a la incorporación de estos insumos, que permite ofertar al consumidor proteínas de origen animal, de calidad, a precios bajos, la producción de carnes industrializadas (embutidos y carnes frías), ha mostrado un crecimiento prácticamente constante en la presente década.<sup>(13)</sup>

##### *1.1.4.1. Procesamiento de aves*

Considerando que las aves llegan con el plumaje y las patas sucias y al término se obtiene un producto totalmente limpio, listo para poder ser empaquetado y transportado a los centros de distribución.<sup>(11)</sup> Por tal motivo el ave debe pasar por etapas sucesivas como se observa en la figura 5.

#### Aturdimiento.

El aturdimiento debe ser rápido y de efecto persistente. No conviene que produzca la muerte inmediata del animal, ya que el corazón debe seguir latiendo al principio intra mortem para que pueda impulsar activamente la sangre en el momento de hacerse la sangría.<sup>(12)</sup>

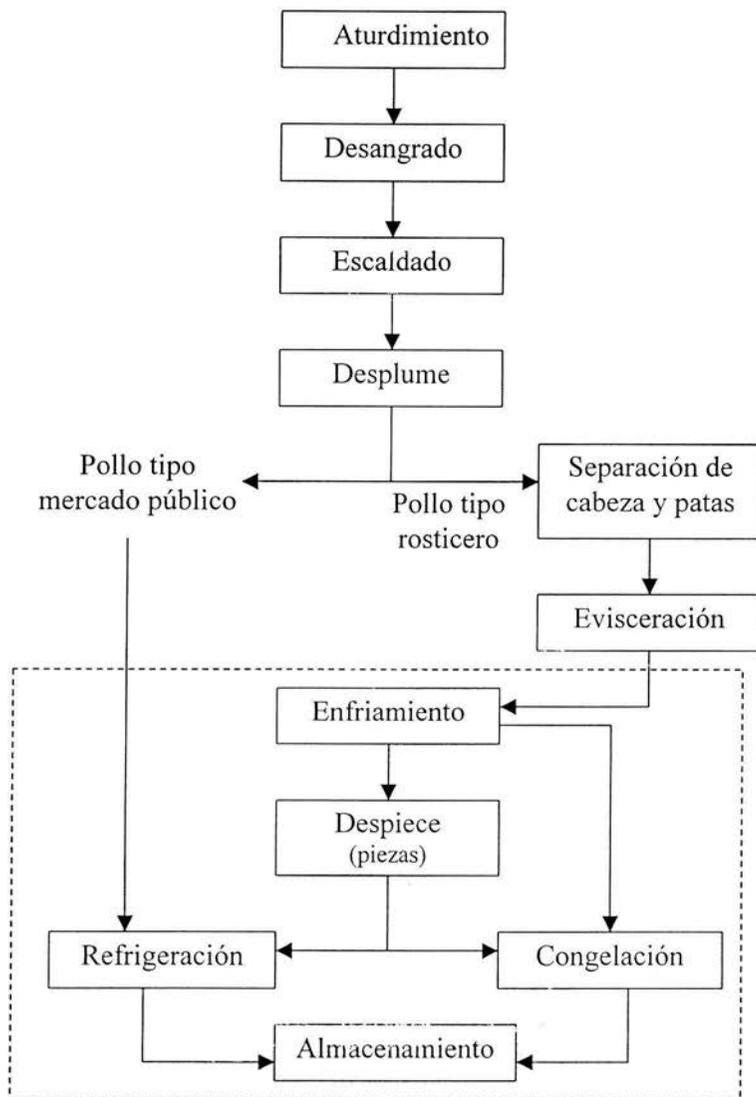


Figura 5: Esquema del procesamiento de aves  
 Fuente: Inspección sanitaria de la carne de ave

Tan pronto como son suspendidas, las aves normalmente se aturden eléctricamente, frecuentemente introduciéndoles la cabeza en un baño comunicado con una corriente de 60-90 voltios.<sup>(20)</sup> Después se pinchan manual o mecánicamente; algunas veces se pasa un hilo de acero por la médula espinal y el cerebro para evitar los movimientos reflejos al principio de la cadena del sacrificio; por esta misma razón se utiliza algunas veces el aturdimiento eléctrico después del “pinchado”. Otros métodos sugieren un golpe en la cabeza (mecánico), por contacto en seco (por un circuito formado entre platillos de cobre y una barrera de resortes mecánicos) y/o por dióxido de carbono.<sup>(11)</sup>

### Desangrado

Se realiza inmediatamente después del aturdimiento, en la cual se retira una cantidad aproximada a 2/3 partes de la cantidad total de sangre, es decir, entre el 9-10% del peso en vivo.<sup>(11)</sup> El corte para la sangría se hace en el pescuezo, particularmente deben interesar las arterias carótidas tratando de no dañar el esófago y traquea, para lograr un mejor desangrado. El tiempo de sangría debe durar por lo menos dos minutos.<sup>(11)</sup>

### Escaldado.

Esta operación se realiza por inmersión en agua caliente, en escaldadores largos regulados por termostatos. Las aves colgadas de cadenas pasan por los tanques a una velocidad constante. El consumo de agua típico para este tipo de proceso reportado es de 0.79 galones por ave.<sup>(11,18)</sup>

Actualmente se está utilizando un programa de escaldado que consta de tres etapas. En donde la primera etapa se lleva el 50 – 60% de tiempo de escaldado, dividiéndose el resto del tiempo en la segunda y tercera etapa. Las temperaturas que se manejan para la primera están entre un rango de 100.4-109.4°F, cuidando que no sobrepase más de 114.8°F. En la segunda etapa se maneja de 118.4-125.6°F. Para la tercera etapa se recomienda manejar temperaturas de acuerdo al producto. Para las aves con piel pigmentada de amarillo es de 125.6 a 129.2°F y las aves sin pigmentar entre 127.4-132.8°F.<sup>(28)</sup>

### Desplumado.

Se logra en forma húmeda en dos etapas, la primera consiste en tambores provistos en su superficie por varios dedos de yema o plástico estriados transversalmente; con ello se logra arrancar las plumas y por medio de pulverizadores se eliminan las plumas y trozos de epidermis desprendidos, en la segunda etapa se logra quitar las plumas restantes de las canales y por tanto la limpieza de las mismas.<sup>(11)</sup>

### Separación de cabezas y patas.

Se logra mecánicamente por medio de separadores de cabeza así como cortadores automáticos de patas.

### Evisceración.

Todas las aves destinadas a congelación son siempre evisceradas; en donde se separan los menudillos, las entrañas, los pulmones, etc., con frecuencia esta etapa es mecanizada. En donde los canales se cuelgan por las piernas en las cintas de transporte en forma de que el dorso este orientado hacia el operador, debajo de la cinta hay un vertedero en donde circula agua que elimina todas las vísceras para ser depositados en el colector de residuos. Después de la evisceración las aves son habitualmente lavadas por aspersion de agua; este dispositivo debe estar cuidadosamente regulado para que sea eficaz y permitiendo entonces una reducción de la población bacteriana superficial.<sup>(11)</sup>

### Enfriamiento

La operación se puede efectuar con diferentes sistemas de enfriamiento, los cuales serán descritos en el capítulo 3. El principal objetivo de esta operación es la reducción de la temperatura de la canal de pollo después de haber salido del escaldado. La temperatura de las canales al principio es de 86-122°F y al final del enfriamiento obtienen una temperatura de 39.2-42.8°F, el tiempo necesario para este proceso varia de acuerdo al sistema utilizado. La reducción de la temperatura será suficiente cuando el músculo pectoral del animal, que es la parte más difícil, alcance la temperatura deseada.

### Congelación.

En la congelación de la carne de ave se practican dos métodos básicos que son: por corrientes de aire frío, mediante el uso de túneles en espiral que trabajan de forma continua o bien en cámaras de congelación que operan por lotes con velocidades del aire que van desde los 9.98 hasta 53.25ft/s, ó líquidos con bajo punto de congelación (nitrógeno líquido y/o bióxido de carbono). La temperatura que se puede obtener dentro del equipo puede alcanzar hasta los -40°F en cualquier método que se decida utilizar.

### Almacenamiento.

La carne refrigerada de ave, que ha de venderse como mercancía no congelada, suele almacenarse en cajas o contenedores de plástico, para su posterior traslado en vehículos refrigerados. Su temperatura interior oscila entre 32 y 35.6°F, debe mantenerse en cámaras a temperatura constante del orden de 32 a 39.2 °F preferentemente. La capacidad de conservación de las canales frescas obtenidas en las mejores condiciones higiénicas y preparadas, está cifrada de siete a veinte días a una temperatura constante de 32-41°F.<sup>(11)</sup>

La carne congelada de ave se almacena exclusivamente a temperaturas del orden de -0.4 a -20.2°F, como mercancía envasada lista para su expedición. En pollos eviscerados la carne conserva su olor, jugosidad, sabor y ternura cuando el tiempo de almacenamiento no supera los 6 meses a temperaturas de -8.04°F.<sup>(11)</sup>

### *1.2. Instalaciones frigoríficas*

Es habitual encontrar en la literatura diagramas de Presión-Entalpía y/o Entalpía-Entropía que muestran las propiedades termodinámicas de los refrigerantes. Estos diagramas son particularmente útiles durante la primera fase del diseño de sistemas de refrigeración; mediante un diagrama de este tipo es fácil comprender un proceso estándar y cualquier variación respecto a este.

### 1.2.1. Ciclo frigorífico de Rankine

Las características fundamentales del ciclo de la maquina frigorífica son la absorción de calor y la eliminación de este hacia el medio ambiente.

Los ciclos frigoríficos tienen su origen en el ciclo de la maquina térmica, por su concepto de reversibilidad ya que al invertir su funcionamiento este trabaja como una maquina frigorífica. El ciclo frigorífico de Rankine presenta modificaciones con respecto al de Carnot debido a que cambia las condiciones de trabajo de compresión al pasar de una succión húmeda a una succión seca, esto trae como consecuencia la desviación en el proceso de condensación, debido a que en la descarga se obtiene vapor recalentado, el proceso pasa de ser isotérmico e isobárico a únicamente isobárico, al igual que el proceso de expansión al pasar de isoentrópico a isoentálpico.

El ciclo Rankine como tal representa el ciclo real de refrigeración en donde se lleva a cabo el flujo instantáneo de calor para lo cual se requiere de cierta energía en forma de trabajo, en este caso realizada por el compresor.<sup>(33)</sup> Por tal motivo el ciclo Rankine es representado en un diagrama de presión entalpía, el cual esquematiza teóricamente los cuatro procesos fundamentales en donde el refrigerante cambia de fases termodinámicamente. Este ciclo esta dividido en dos secciones, la de alta presión y la de baja presión tal y como se encuentra representado en la figura 6.

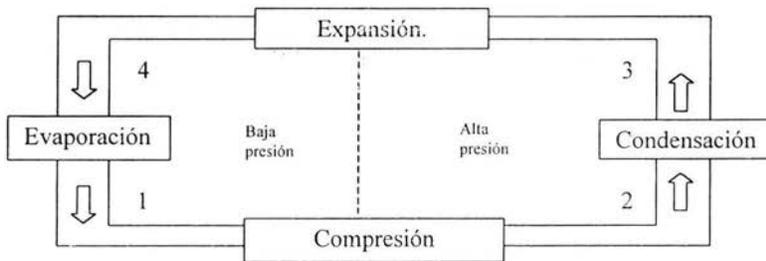


Figura 6: Esquema del ciclo simple de refrigeración.<sup>(8)</sup>

Los cuatro procesos fundamentales representados en este ciclo son la compresión, condensación, expansión y evaporación (ver figura 7). A continuación se describe con detalle las etapas del ciclo. <sup>(22,27)</sup>

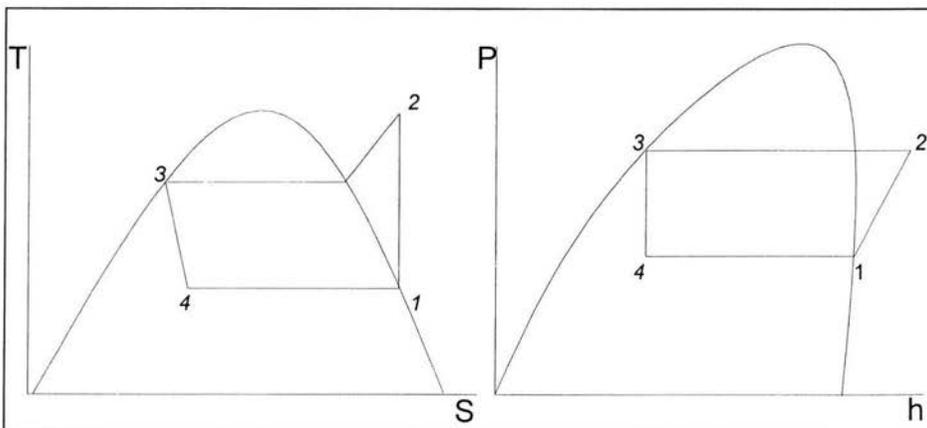


Figura 7: Diagrama de T vs S y P vs h para el ciclo de Rankine

De 1 a 2 se lleva a cabo un proceso de compresión a entropía constante. El equipo que se utiliza para este fin es un compresor mecánico. Una vez que el refrigerante ha absorbido el calor del cuarto frío o del medio a enfriar en condiciones de evaporación, es succionado por el compresor en forma de vapor saturado. Para comprimirlo en forma isentrópica, provocando que el vapor saturado aumente su presión y temperatura por la fricción de sus moléculas durante el proceso conocido como calor de compresión,<sup>(9)</sup> lo que ocasiona que sea descargado como vapor recalentado en condiciones de condensación.

De 2 a 3 es un proceso que se da a presión constante (isobárico), conocido como etapa de condensación. El proceso da inicio al descargar el compresor el refrigerante en forma de vapor recalentado y finaliza hasta obtener el refrigerante en forma de líquido saturado, mediante la eliminación del calor absorbido dentro del recinto frío así como el calor obtenido del trabajo de compresión, esto se logra mediante un intercambiador de calor

que elimina calor sensible de recalentamiento y posteriormente el calor latente del refrigerante hacia el medio ambiente, el proceso se lleva a cabo en el lado de alta presión.

De 3 a 4 se lleva a cabo un proceso isoentálpico, es decir sin un intercambio de energía mecánica o calorífica hacia el medio exterior mediante un dispositivo de expansión (válvula de expansión) que provoca el descenso de la presión y la temperatura en el refrigerante.

De 4 a 1 se da un proceso a presión constante (isobárico). Esta fase se lleva a cabo una vez que el refrigerante absorbe el calor del cuarto frío o medio a enfriar, provocando su evaporación.

### *1.2.2. Regímenes de trabajo*

En los regímenes de trabajo se consideran las desviaciones termodinámicas de los ciclos de refrigeración generados por la absorción de calor en un espacio frío y por ceder calor hacia el medio ambiente.<sup>(27,29)</sup>

#### *1.2.2.1. Régimen seco*

La forma en la que opera este ciclo es básicamente el mismo que se ha descrito anteriormente para el ciclo de refrigeración ideal para una máquina frigorífica, debido a que parte del principio de succionar vapor saturado en el compresor proveniente del evaporador a presión y temperatura correspondiente y descargar vapor sobrecalentado, por lo cual no hay ningún cambio en sus diagramas termodinámicos de presión vs. entalpía.

#### *1.2.2.2. Recalentamiento*

El sobrecalentar el refrigerante asegura que este llegue en estado de vapor al compresor, evitando así posibles daños en el equipo. Este tipo de recalentamiento se puede llevar a cabo en diferentes partes como: en el evaporador, en la tubería de succión o en un intercambiador de calor y dependiendo de la fuente de calor que produce el sobrecalentamiento se puede dividir en: útil e inútil, en ambos casos el volumen desplazado

del refrigerante por el compresor será mayor en este tipo de ciclos, que en un ciclo de régimen seco por lo cual el trabajo de compresión del sistema se vera aumentado.

La diferencia que existe entre estos dos regímenes de trabajo es la cuantificación de la producción frigorífica especifica también conocido como efecto refrigerante ( $q_0$ ), que es la cantidad de calor que retira el refrigerante por unidad de masa, del medio a enfriar y esta definida como la diferencia de entalpías que existe a la salida y entrada del evaporador.<sup>(22)</sup>

#### *1.2.2.2.1. Recalentamiento Inútil*

El recalentamiento inútil del refrigerante es aquel en donde el calor no procede de la carga térmica del medio a enfriar, sino que proviene del medio ambiente, debido a la transferencia de calor que se da en la tubería que va desde el espacio frío hasta la succión del compresor, por tal motivo este recalentamiento no aumenta la producción frigorífica especifica del sistema. Debido a esto el efecto refrigerante se lleva del punto 4 al punto 1 (ver figura 8), pero la succión del refrigerante en el compresor se lleva a cabo desde la línea de temperatura correspondiente a su recalentamiento ( $1'$ ).

#### *1.2.2.2.2. Recalentamiento Útil*

Es aquel en donde todo el calor es retirado del espacio frío, por tal motivo se ve incrementado el efecto refrigerante del sistema como lo muestra la figura 8. Este puede ocurrir dentro del mismo evaporador, en el cual todo el líquido frigorífico pasa a vapor y sufre además un recalentamiento antes de su salida del equipo, lo más común para producir dicho efecto es utilizar una válvula de expansión termostática (TXV). En este caso la producción frigorífica especifica aumenta y queda definida como la diferencia de entalpías del punto 4 al punto  $1'$  como se observa en la figura 8.

#### *1.2.2.3. Subenfriamiento*

El subenfriamiento tiene como finalidad reducir la temperatura del refrigerante líquido por debajo de la temperatura de saturación. Cuando el refrigerante líquido es subenfriado antes de llegar a la válvula de expansión se aumenta la producción frigorífica especifica.

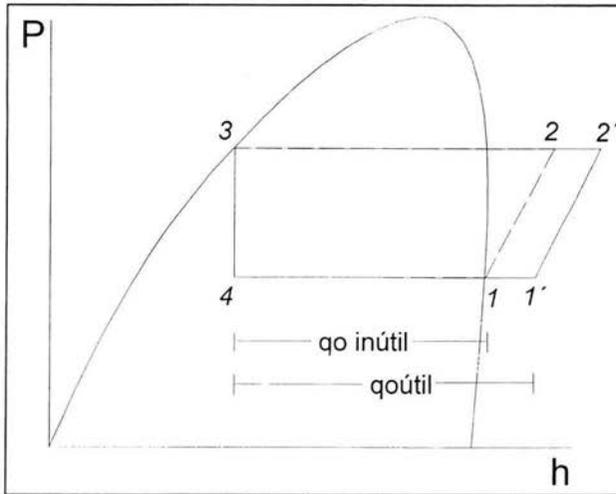


Figura 8: Ciclo de recalentamiento inútil y útil

El subenfriamiento se puede dividir a su vez en externo e interno de acuerdo al medio en donde se efectuó, este se realiza en un intercambiador de calor o mientras circula por la tubería de líquido.

#### 1.2.2.3.1. Subenfriamiento Externo

Este subenfriamiento se realiza por medios externos por lo que es necesario incluir un intercambiador de calor ó en el mismo condensador, donde el refrigerante en forma líquida cede calor sensible de subenfriamiento al medio externo. Los cambios termodinámicos con respecto al ciclo simple de refrigeración se observan en la figura 9, donde el refrigerante líquido disminuye su entalpía específica al disminuir su temperatura por debajo a la de saturación ( $3'$ ) por lo que aumenta su producción frigorífica específica.

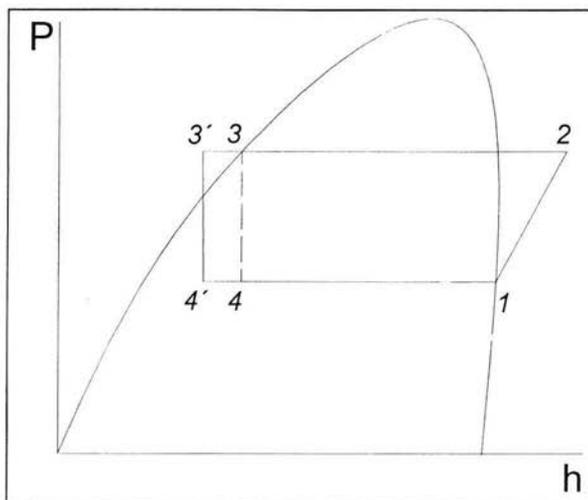


Figura 9. Ciclo de subenfriamiento externo

#### 1.2.2.3.2. Subenfriamiento Interno

El subenfriamiento del líquido se lleva a cabo mediante un intercambio de calor con el vapor saturado que se encuentra en condiciones de evaporación, es decir se ponen en contacto térmico y por diferencia de temperaturas entre ambos, se logra tener al mismo tiempo el subenfriamiento (3') y el recalentamiento (1') de dichos fluidos. Por tal motivo el grado de subenfriamiento estará determinado por el intercambio de calor entre ambos. Como se muestra en la figura 10 este ciclo es una combinación del recalentamiento con el subenfriamiento.

#### 1.2.3. Métodos de alimentación a evaporadores

En las instalaciones frigoríficas, se utilizan tres métodos de alimentación de refrigerante a los evaporadores, el uso de cada uno de estos, está relacionado de acuerdo a las necesidades específicas o requeridas de las instalaciones y de los equipos que se alimentarán, cada método tiene ciertas condiciones técnicas y termodinámicas de trabajo.

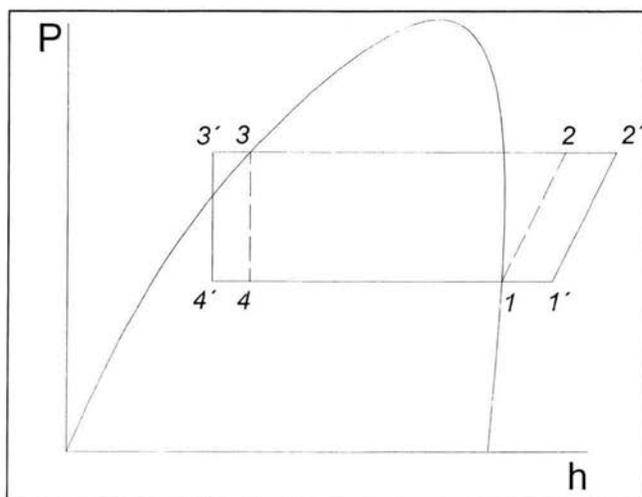


Figura 10. Ciclo de subenfriamiento interno

### 1.2.3.1. Expansión directa

Este método es el más sencillo de alimentación, para el cual se requiere una válvula de expansión que regula la alimentación del refrigerante líquido al evaporador, permitiendo alimentar la cantidad necesaria para llevar a cabo la evaporación. La válvula más utilizada es la de expansión termostática que permite que todo el líquido se evapore antes de salir del serpentín lo que produce un vapor recalentado que es succionado por el equipo de compresión.

### 1.2.3.2. Inundado

Es un método en el cual el evaporador se encuentra inundado de líquido. El refrigerante se expande a la presión requerida de evaporación y entra a un acumulador de succión que se encuentra a una altura mayor del evaporador para que por efecto de gravedad el líquido saturado fluya hacia este, una vez que se realiza la evaporación el refrigerante retorna al acumulador de succión donde se realiza una separación del refrigerante por diferencia de densidades, haciendo que el líquido se vaya hacia el fondo listo para alimentar nuevamente al evaporador y provocando que el vapor saturado que se

crea por la evaporación y por la expansión se quedan en la parte superior del acumulador, donde se encuentra conectada la línea de succión del vapor hacia el compresor.<sup>(22)</sup>

El nivel del refrigerante en el recipiente es controlado por un dispositivo de regulación de nivel, cuando a consecuencia de la vaporización del refrigerante, baja el nivel del líquido en el evaporador, el dispositivo deja pasar más líquido restableciéndose el nivel inicial y así siga manteniéndose inundado.

#### *1.2.3.3. Recirculado*

La eficiencia de estos sistemas de alimentación, ha hecho que tengan un gran uso en las instalaciones frigoríficas, una de las principales características de trabajo de estos métodos de alimentación, es que el refrigerante es alimentado en exceso a los evaporadores. Esto quiere decir que existe siempre un remanente de refrigerante líquido a la salida del evaporador. Las relaciones de alimentación van de 2:1-16:1<sup>(22)</sup>, pero la más utilizada generalmente es la de 3:1, es decir se alimenta 3 veces el gasto necesario para retirar la carga térmica del espacio frío, y a la salida del evaporador se tienen dos partes de líquido por una parte de vapor.

Estos sistemas son eficientes debido a que se tiene un aumento en la velocidad del refrigerante dentro del evaporador, aumentando el coeficiente de transferencia de calor. Los sistemas más utilizados son por bombas y Phillips<sup>®</sup>.

##### *1.2.3.3.1. Sistema por Bombas*

El refrigerante proveniente del recipiente de alta presión pasa por una válvula de expansión, en consecuencia se obtiene una mezcla líquido-vapor, que entra a un acumulador de succión en el cual por diferencia de densidades se acumula el vapor en la parte superior y el líquido en la parte inferior del tanque y mediante la ayuda de una bomba se desplaza el refrigerante a los evaporadores. Una vez realizada la evaporación, el refrigerante regresa al acumulador de succión para separar el líquido que fue alimentado en

exceso quedando a disposición de alimentar nuevamente el evaporador y la fracción de vapor será succionado por el compresor junto con el vapor generado de la expansión.

En este sistema la alimentación del refrigerante líquido a los evaporadores, se realiza mediante una bomba que opera en forma continua durante el tiempo de trabajo del equipo, que se ubica en la parte inferior del acumulador de succión. Para evitar que la alimentación de refrigerante se interrumpa por fallas ó mantenimiento en la bomba principal es necesario instalar una adicional en stand-by.

#### *1.2.3.3.2. Sistema Phillips®*

La característica principal de este sistema es que la alimentación de líquido al evaporador se realiza desde un recipiente de presión constante que garantiza el flujo continuo de refrigerante y que sirve como punto de partida para enviar el refrigerante en exceso de acuerdo a la relación de recirculación manejada.

Una vez realizada la absorción de la carga térmica en el medio a enfriar, el refrigerante sale como una mezcla líquido-vapor que entra a un acumulador de succión donde los componentes se separan por diferencia de densidades, el vapor es succionado por el equipo de compresión y el líquido se deposita en la parte inferior del tanque. Ya que el regulador de nivel haya registrado el nivel máximo de líquido dentro del acumulador, se drena por gravedad hacia la trampa Phillips® y cuando alcanza su máximo nivel, un interruptor envía una señal a una válvula de tres vías ubicada en la parte superior de la trampa, debido a esto se cierra la conexión con el acumulador de succión y abre la conexión de gas caliente que proviene de la descarga de los compresores, de tal forma que se genera una presión mayor en la trampa Phillips® que ayuda a transvasar el líquido al recipiente de presión constante. Una vez que se vació la trampa se envía nuevamente una señal a la válvula de tres vías para cerrar el flujo de gas caliente hacia esta y así igualar la presión de la trampa Phillips® con el acumulador de succión para poder realizar una vez más el transvase del líquido.

## 2. SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO

Antes de iniciar con el estudio de los diferentes sistemas de enfriamiento, hay que tomar en cuenta y distinguir que tanto el pre-enfriamiento como el enfriamiento son dos procesos que aunque sirven para la misma causa que es la eliminación de calor tienen sus diferencias marcadas por lo cual se dan las siguientes definiciones:

Diferentes autores describen que la operación de **pre-enfriamiento**<sup>(9)</sup> tiene como finalidad la extracción rápida del calor del producto para reducir su temperatura hasta aquella que es recomendada para su transporte o bien su almacenamiento. Sin embargo esta definición solo es utilizada en el caso de frutas y hortalizas en donde se elimina el calor de campo desde el instante en el cual el producto es cortado, cosechado y/o recolectado con el objetivo de evitar una maduración acelerada.

Por consiguiente a la operación que se le da el nombre de **enfriamiento** es aquella en la cual también se elimina el calor lo más rápido posible del producto, pero a diferencia del proceso de pre-enfriamiento este se da durante alguna etapa de elaboración y/o procesamiento de productos. Por lo cual para este estudio se utilizara el concepto de enfriamiento

### 2.1. Clasificación

Una vez que se han señalado las diferencias entre estas dos operaciones, cabe señalar que existen diferentes sistemas de enfriamiento que pueden ser utilizados en la industria avícola, por lo cual se da la siguiente clasificación: <sup>(12,20)</sup>

- ⊕ Enfriamiento con hielo
- ⊕ Enfriamiento con agua
- ⊕ Enfriamiento con aire forzado

Los tres sistemas antes señalados tienen como principales objetivos:

- Preservación del alimento
- Obtener temperaturas favorables que eviten el desarrollo de microorganismos.
- Evitar temporalmente los cambios en las propiedades físico-químicas y enzimáticos.

Tomando en consideración lo anterior hay que señalar que un inadecuado proceso de selección de cada uno de estos sistemas traería como consecuencia gastos innecesarios tanto energéticos como monetarios.

## 2.2. Sistema de enfriamiento con hielo

El efecto de enfriamiento está dado por el contacto directo del hielo con el producto, generalmente el hielo es utilizado en capas sobre el producto o bien mezclado entre el producto el cual puede estar molido o en escamas, tratando que los pequeños trozos de hielo estén en contacto con la mayor área posible del producto para favorecer que el tiempo de enfriamiento se reduzca.<sup>(12)</sup> Cabe aclarar que las formas de producir hielo son: bloques, placas, laminas y tubos, sin embargo el hielo en escamas es la forma más utilizada en industrias para transportación y/o almacenaje de productos perecederos como el pescado, algunas legumbres y en el procesamiento de aves. Debido a que es la forma más económica dado que su almacenaje y distribución es muy sencilla y además ofrece una elevada superficie de enfriamiento ya que cubre perfectamente el producto.

Este método aprovecha el calor latente de fusión del hielo (arriba de 143.9BTU/lb.)<sup>(18)</sup>, además de que mantiene húmeda la superficie del producto, es esta agua la que es usada para lograr el efecto enfriante así como el subsiguiente transporte y/o almacenamiento del producto.

El método de enfriamiento, que se analizara en este estudio, es el llamado “*spinchiller*”. La característica principal de este sistema de enfriamiento es que se realiza por inmersión de las canales de pollo en el medio enfriante, que en este caso es una mezcla

de hielo-agua. El método utilizado es un flujo a contracorriente para tener una mejor transferencia de calor en el sistema.

El sistema puede llevarse a acabo en un tanque principal (figura 11), que tiene controles de variación de velocidad y puede cambiar los tiempos de residencia de acuerdo a las necesidades requeridas, además tiene una construcción modular que permite futuras expansiones en la línea. Estos equipos deben estar diseñados de acuerdo a la capacidad de flujo de aves por hora requeridas por la línea de matanza.

La operación del sistema es de la siguiente forma: las aves entran al *chiller* en la parte opuesta, de donde se esta adicionando el hielo. El tanque posee un dispositivo central en forma de paletas, que transporta las canales, que caen de la banda transportadora con una temperatura de alrededor de 86 – 104 °F, desde un extremo del tanque al otro a una velocidad que permite reducir la temperatura del producto hasta tener 39.2 – 42.8 °F en el producto.

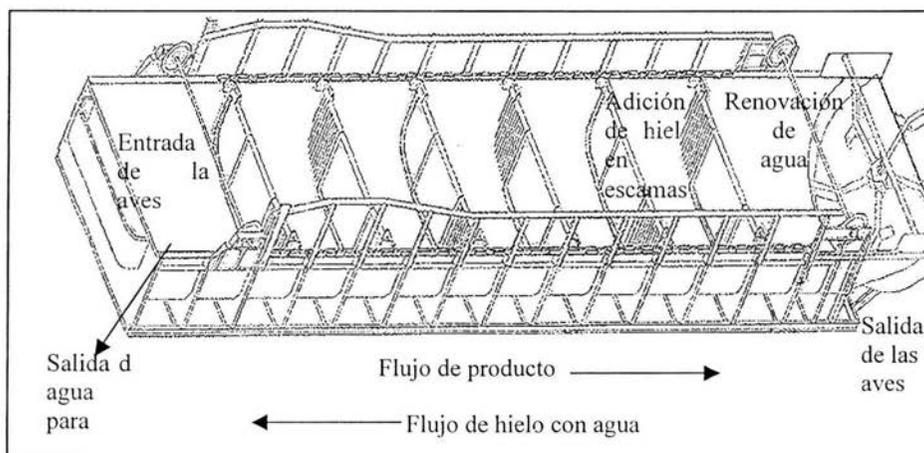


Figura 11: Enfriamiento a contraflujo en un *chiller* tipo paletas  
Fuente: *Morris and Associates*

Para que la temperatura del medio enfriante permanezca alrededor de 32 – 35.6 °F, se esta suministrando hielo de manera constante en un extremo del tanque. La cantidad de hielo que se adiciona al sistema va de 1.11- 2.21 libras de hielo por libra de canal de pollo.

Este sistema además de reducir tiempos de enfriamiento, también provoca la absorción de agua a la superficie de las canales permitiendo captar agua de un 4 – 8%, evitando las perdidas de peso. Estos sistemas deben estar siendo renovados de agua por disposiciones sanitarias. La FDA propone 0.25 a 0.5 galones de agua por ave.

### *2.2.1. Fabrica de hielo en escamas*

Para llevar a cabo el estudio se eligió la fábrica de hielo de la firma North Star (figura 12). La fábrica de hielo cuenta con un evaporador (1) en forma de un cilindro con dos paredes. Este cilindro se mantiene fijo, pero el rotor interno, el anillo distribuidor de agua y tolva se desplazan juntos dentro del cilindro interior.<sup>(24)</sup>

El agua es adicionada por la parte superior del rotor (2) por conducto de una bomba de circulación y va a dar por medio de los anillos distribuidores de agua (3) hasta la superficie de la pared interior del cilindro (4), siendo esta acción continua. El agua se congela instantáneamente al contacto con la superficie interior del cilindro. El rotor lleva consigo unas cuchillas de extracción de acero inoxidable (5), los cuales extraen o separan el hielo formado de la superficie. El hielo se deja caer (6) de la superficie del cilindro por el centro a un cuarto de almacenamiento, que se encuentra ubicado debajo de la fábrica de hielo. El agua que no fue convertida en hielo es recogida dentro de una tolva de acero inoxidable (7), para ser enviada nuevamente al tanque de alimentación del agua.<sup>(24)</sup>

En este tipo de maquinas es posible modificar la temperatura del hielo así como su espesor, logrando obtener en el hielo temperaturas de -0.4 °F o incluso más bajas, además el equipo esta diseñado para fabricar el hielo en escamas continuamente.

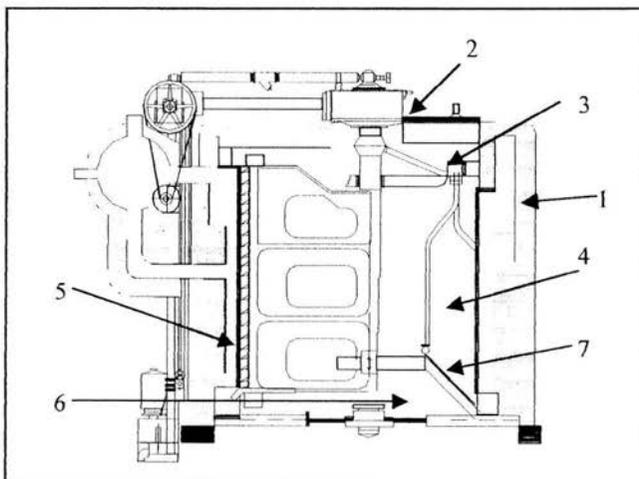


Figura 12: Fábrica de hielo en escamas  
Fuente: *North Star Ice*

Tomando en consideración que la fábrica de hielo se alimenta de refrigerante mediante un sistema inundado por especificación del fabricante, en la figura 13 se representa el diagrama de la instalación frigorífica parcializada para el sistema de enfriamiento.

La fábrica de hielo posee líneas alimentación de líquido y succión de vapor, como lo muestra la figura 14, las cuales cuentan con accesorios que facilitan el control de flujo de refrigerante.

Como se menciona anteriormente la alimentación de refrigerante para la fábrica de hielo es por sistema inundado por lo cual se requiere de un pequeño tanque acumulador ubicado en la parte superior del equipo para alimentar el evaporador por gravedad, además de contar con un interruptor de nivel, el cual controla la cantidad de refrigerante líquido dentro de este.

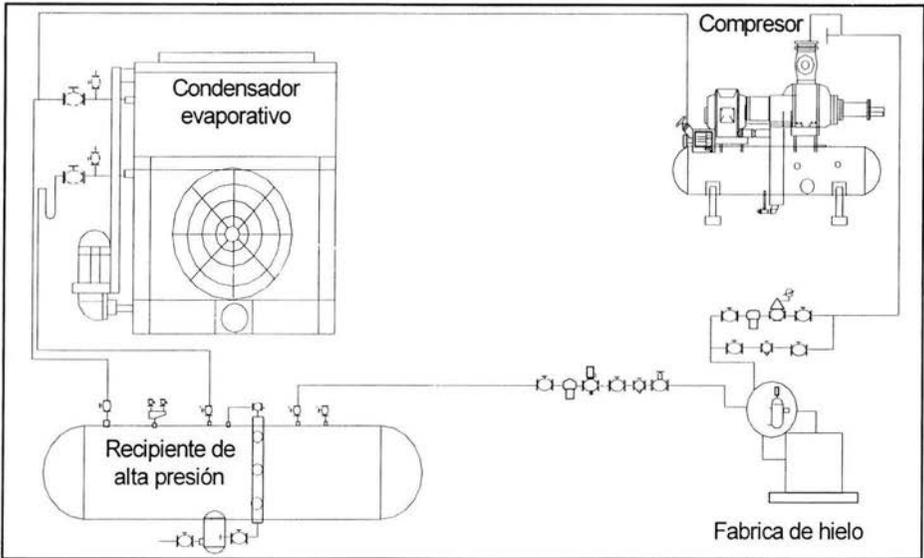


Figura 13: Instalación frigorífica parcializada para enfriamiento con hielo

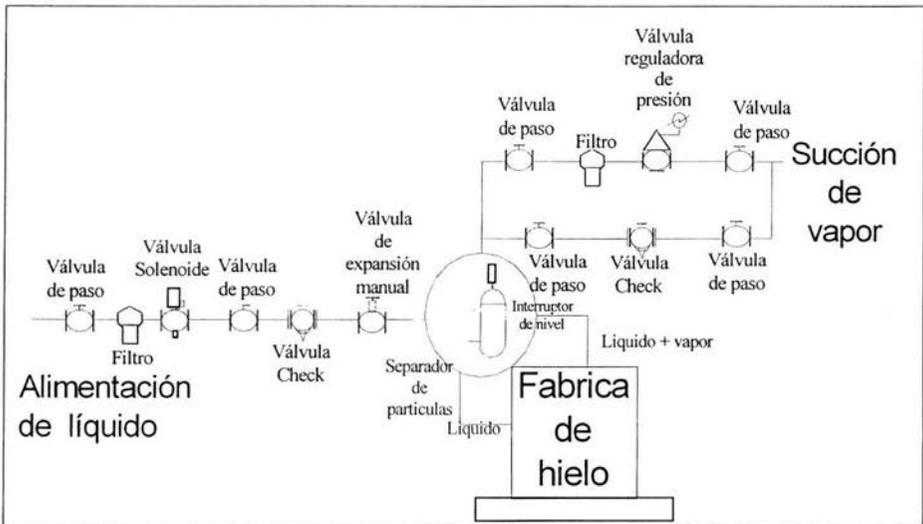


Figura 14: Arreglo de válvulas para fabrica de hielo

La línea por la cual fluye refrigerante líquido tiene un arreglo de válvulas de la siguiente forma: paso-filtro-solenoide-paso-check-expansión, donde cada una de ellas realiza una función específica. Las válvulas de paso solo se colocan para realizar mantenimiento a los accesorios que se encuentran ubicados dentro de estas, al obstruir el paso del refrigerante. El filtro se coloca como una medida de protección hacia la válvula solenoide y su finalidad es eliminar todas aquellas impurezas que se encuentren presentes en el refrigerante. La válvula solenoide es aquella que manda la orden general que permite el paso del refrigerante hacia el acumulador o bien impide su paso, dependiendo del nivel que se encuentre dentro de este, por lo cual el interruptor de nivel controla a su vez la válvula solenoide. La válvula check controla el flujo del refrigerante en una sola dirección. La válvula de expansión manual es aquella que provoca el cambio de condiciones tanto de presión y temperatura del refrigerante a las cuales será alimentado el evaporador.

El juego de válvulas principal de la línea de vapor cuenta con un arreglo: paso-filtro-reguladora de presión-paso. Las válvulas de paso, y el filtro, realizan las mismas funciones descritas anteriormente en la línea de líquido saturado. La válvula reguladora de presión permite la salida del vapor saturado a las condiciones de presión a la que se encuentra calibrada.

En la línea de succión de vapor se encuentra un by-pass en donde se tiene una válvula check y cuya función es permitir el paso de refrigerante bajo ciertas condiciones de presión. La válvula funciona solamente cuando la válvula regulador de presión se encuentra fuera de funcionamiento por avería o mantenimiento preventivo.

### *2.3. Sistema de enfriamiento con agua.*

Este método es probablemente uno de los sistemas ampliamente utilizados en diversos productos, debido a los tiempos de enfriamiento cortos que se logran alcanzar, así como el bajo espacio requerido. Generalmente se utiliza una temperatura de agua que oscila entre 32 – 35.6 °F para el enfriamiento de las canales de ave. El agua se enfría mediante una instalación de compresión mecánica como fuente de frío.

El enfriamiento con agua elimina las pérdidas de peso debido a que provoca la absorción de agua a la superficie del producto. Una de las desventajas por lo cual ha sido atacado últimamente es debido a causas sanitarias dado que el agua arrastra todo tipo de microorganismos causantes de enfermedades. Por lo cual se ha recomendado en últimas fechas la cloración y renovación del agua, mientras no se alteren las condiciones propias del producto así como el deterioro del sistema.

Existen diferentes formas para poner en contacto el agua de enfriamiento con el producto, entre las cuales se encuentran: inmersión (contracorriente ó en paralelo) o aspersión.<sup>(5,11,12)</sup>

#### *a) Inmersión*

En este el producto se sumerge completamente en el agua, en contenedores de acero inoxidable, en donde el agua es agitada y desplazada por medio de una bomba, en tanto que el producto es transportado por medio de un dispositivo de arrastre como un tornillo sin fin u otro dispositivo.

Existen a su vez dos alternativas para este método: ya sea por flujo en paralelo del agua, es decir que tanto el producto como el agua enfriante siguen el mismo sentido, el principal problema es que el producto al final de su recorrido se encuentra en contacto con agua a temperatura relativamente elevadas (generalmente a una temperatura no mayor de 60.8 °F).

El otro tipo es por medio de contra flujo en el cual tanto el producto como el agua inician su recorrido en lados opuestos con lo cual se obtiene la ventaja de que el producto al final de su trayectoria se encontrara siempre con agua a temperaturas inferiores.

#### *b) Aspersión*

La aspersión de agua evita los problemas higiénicos presentes en el sistema por inmersión, pero en contraparte produce un mayor gasto de agua por lo cual se tienen grandes cantidades de aguas residuales. Debido a que en este tipo de sistema no se puede

recircular una cierta cantidad de agua, la potencia frigorífica de la instalación aumenta considerablemente. Por tal motivo no es utilizado en la industria avícola.

En el presente estudio el sistema que se analiza, parte del principio de enfriar el producto a contracorriente en agua helada, creando una mejor transferencia de calor entre el producto y el medio enfriante.

El enfriamiento de las canales de pollo se lleva a cabo en contenedores de acero inoxidable en forma semicilíndrica de diversa longitud, de acuerdo a la capacidad de la línea de matanza. El sistema está constituido por dos contenedores sucesivos donde el agua circula de un extremo al otro rápidamente. Los tanques están provistos cada uno con un tornillo sin fin que gira a la velocidad requerida, en base a los tiempos de residencia del producto. El primer contenedor conocido como *pre-chiller*, tiene la función de transportar las canales de pollo, que caen de la línea transportadora, al extremo contrario en donde las canales caen por gravedad, al segundo tanque conocido como *chiller*, ya que este se encuentra a una altura menor.

Cabe mencionar que el agua llega al *pre-chiller* por medio de una bomba que está enviando un flujo constante de agua desde el *chiller* la cual que se encuentra a una temperatura de alrededor de 60.8 °F.

La adición de agua helada al *chiller* se realiza en el extremo contrario (figura 15), de donde se reciben las canales de pollo. El beneficio de esto, es que la temperatura del producto, que al principio es de alrededor de 86 – 104 °F, bajen gradualmente hasta que las canales de pollo tengan una temperatura final de 39.2 – 42.8 °F. Para que la temperatura del medio enfriante permanezca constante, el agua se está recirculando, por medio de una bomba a un enfriador de agua, cuya misión es la de estar reduciendo la temperatura del agua a un rango de 32 – 35.6 °F según sea el requerimiento del sistema.

El movimiento forzado del agua helada, es motivo para que el producto tenga una absorción de agua, restándole pérdidas de peso. El agua que está siendo renovado por

consideraciones de la FDA, es la misma cantidad descrita anteriormente para el enfriamiento con hielo (0.25 – 0.5 galones por ave).

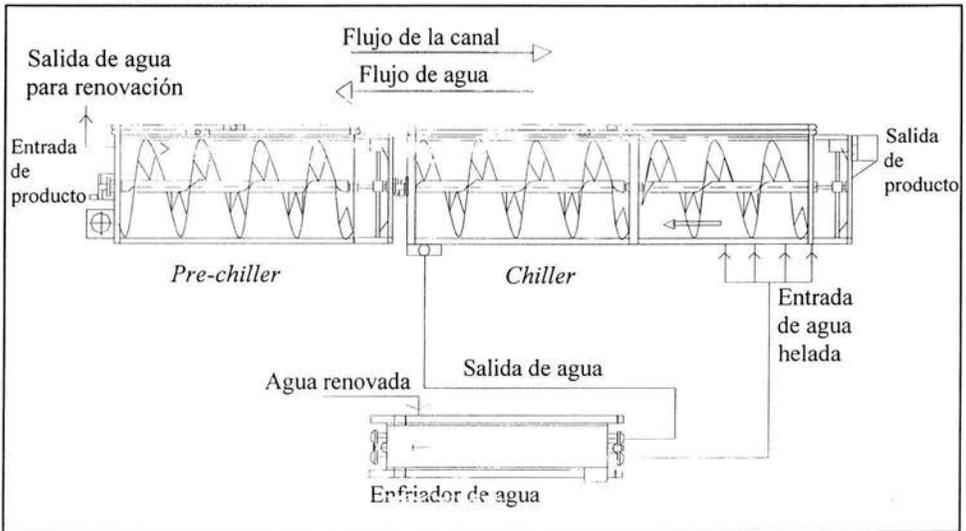


Figura 15: Funcionamiento de enfriamiento con agua helada

### 2.3.1. Enfriador de agua multitubular

El equipo cuenta con controles de precisión para mantener temperaturas de 32.5 °F. Normalmente es utilizado en el procesamiento de aves y para el estudio se optó por el equipo fabricado por la firma *Morris & Associates*.<sup>(23)</sup> El equipo puede operar con capacidades que van desde 800 hasta 4:00 galones por minuto.

El enfriador de agua (figura 16), es un intercambiador de tubos y coraza. Donde el agua que es desplazada por una bomba, entra (1) en el extremo superior izquierdo y esta fluye por una serie de pasos de tubos de acero inoxidable de alrededor de tres pulgadas de diámetro (2), donde se enfría rápidamente en un intervalo de 32 a 33 °F. El agua helada sale en el extremo inferior izquierdo (3) para ser alimentada nuevamente al *chiller*.

El agua se enfría por la aspersión de refrigerante en los tubos. El refrigerante tiene la transferencia de calor adecuada conforme se pone en contacto con la superficie de los tubos en donde circula el agua. El líquido refrigerante se encuentra en la parte inferior del equipo (4) y es impulsado hacia los inyectores con gas caliente, proveniente de la descarga de los compresores. El diámetro de los tubos, los reguladores de presión y los controles de seguridad se combinan para evitar un enfriamiento excesivo del agua.

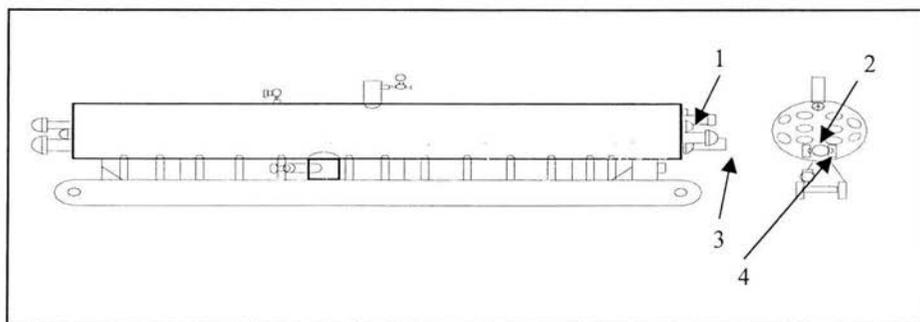


Figura 16: Enfriador de agua multitubular

Fuente: *Morris & Associates*

La diferencia principal para este tipo de sistema en comparación con la fábrica de hielo, es que la evaporación del refrigerante, se lleva a cabo en un enfriador de agua. El cual estará eliminando el calor del producto mediante el enfriamiento del agua que recircula en el equipo. La figura 17 representa la instalación parcializada con los equipos principales para llevar a cabo el ciclo frigorífico de refrigeración, para el enfriamiento de aves.

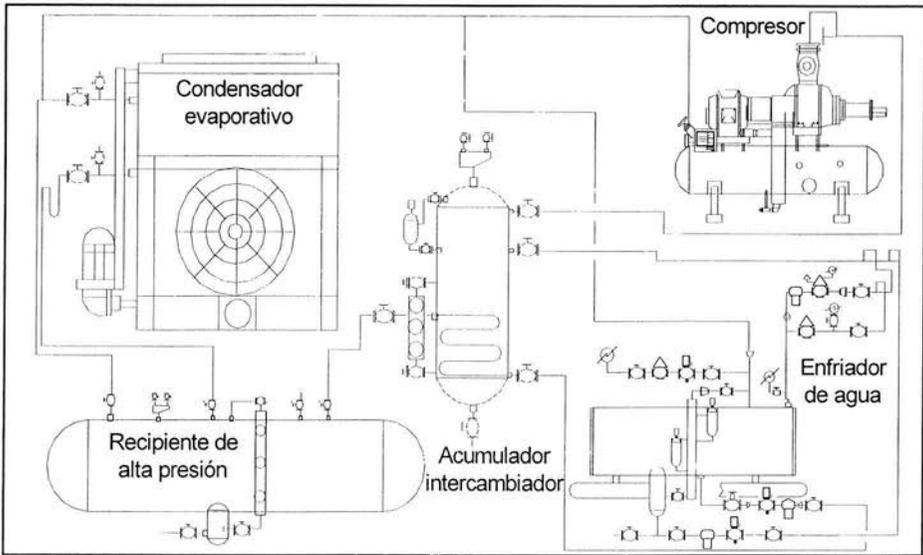


Figura 17: Instalación frigorífica parcializada para enfriamiento con agua

El equipo cuenta con juegos de válvulas en las líneas de líquido, gas caliente y vapor que facilitan el trabajo de la instalación frigorífica (figura 18) y hacen más eficiente el enfriador de agua multitubular controlado por un microprocesador desde el cuarto de máquinas. El funcionamiento básico de los juegos de válvula es el siguiente:

El refrigerante que proviene del recipiente de alta presión alimenta el acumulador intercambiador y donde se controla el flujo del refrigerante en forma líquida con un cierto grado de subenfriamiento por consecuencia de un recalentamiento del vapor húmedo proveniente del equipo, además de funcionar como un sistema de seguridad para los compresores al evitar que llegue refrigerante líquido que provocaría fallas mecánicas. El flujo del refrigerante es controlado por una válvula solenoide la cual tiene como finalidad dejar pasar el líquido o bien obstaculizar su paso dependiendo de las necesidades del equipo, esta necesidad de líquido es detectado por un interruptor de nivel que envía la señal a la válvula solenoide para alimentar o bien cerrar el paso de refrigerante. Posteriormente al pasar por una válvula de expansión manual se obtiene una mezcla de líquido-vapor a las

condiciones de evaporación a las cuales se alimenta el equipo para realizar el enfriamiento del agua. Dentro del equipo el líquido se separa del vapor por diferencia de densidades y se acumula en la parte inferior de un acumulador que se encuentra dentro del enfriador de agua, por lo tanto se tiene un sistema de alimentación inundado, para lo cual es necesario inyectar gas caliente que proviene de la descarga de los compresores, que impulsa el líquido para obtener una aspersión continua de líquido sobre la serie de tubos por los cuales fluye el agua, por lo cual es indispensable contar con un juego de válvulas que permita controlar el flujo de gas caliente dentro del equipo debido a esto se dispone de una válvula solenoide que es controlada por el interruptor de nivel y en combinación con la válvula reguladora de presión funcionan como un dispositivo de control dado que solo permiten la entrada del gas a ciertas condiciones.

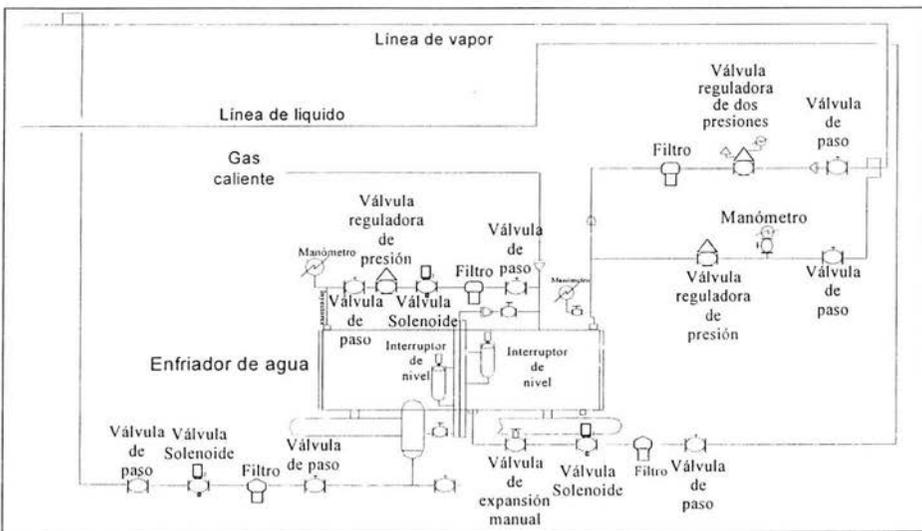


Figura 18: Arreglo de válvulas para enfriador de agua multitubular

La línea que descarga vapor hacia los compresores cuenta con una válvula reguladora de presión que tiene la función de controlar dos niveles diferentes de presión,

mediante dos torretas. La torreta principal regula la presión de evaporación durante el funcionamiento general del equipo controlada por una solenoide piloto ubicada en la misma válvula, pero debido a que se está inyectando gas caliente para impulsar el líquido refrigerante es necesario que la segunda torreta permita su salida para lo cual la solenoide piloto deja de controlar la torreta principal. El refrigerante en forma de vapor que se mantiene dentro aumenta progresivamente su presión hasta obtener una mayor presión a la que se encuentra calibrado el resorte de la torreta para abrir el vástago y permitir su salida. Esta línea cuenta con un by-pass en el cual se encuentra localizada una válvula reguladora de presión calibrada a la presión de evaporación como una medida de protección por si en algún momento falla la válvula principal.

Una vez que el equipo ha dejado de operar, es necesario llevar a cabo la evacuación del refrigerante que se acumuló en una pierna recolectora ubicada en la parte inferior del equipo. Para realizar dicha evacuación se inyecta nuevamente gas caliente, que al mezclarse con el líquido acumulado se produce un gas húmedo que es eliminado mediante una línea adicional que se encuentra ubicada abajo del equipo, la cual está provista de una válvula solenoide que controla su salida. Esta línea se encuentra conectada a la línea de vapor que descarga al acumulador intercambiador y así pueda ser succionado por el compresor.

La evacuación del líquido acumulado se hace por seguridad ya que el enfriador es limpiado mediante el sistema CIP. En el cual se está inyectando agua caliente, que al ponerse en contacto con el refrigerante, provoca su evaporación, aumentando la presión de este y dentro del equipo, lo que ocasionaría una explosión. Por lo tanto es muy importante realizar la evacuación del refrigerante antes de realizar la limpieza del equipo.

#### *2.4. Sistema de enfriamiento con aire*

Se utilizan túneles equipados con carriles para transportar el producto, o cámaras convencionales las cuales pueden ser utilizadas también para el almacenamiento del producto o por medio de equipos denominados "*blast cooler*", mediante difusores los cuales producen un flujo turbulento para mantener una constante circulación de aire.

Es un método con un porcentaje de enfriamiento para aves de corral relativamente bajo alrededor de 50-60 minutos con una velocidad del aire de alrededor de 6.56-9.84ft/s, debido a esto no es muy adoptado por las empresas actualmente. A continuación se presentan las desventajas comparativas que presenta con respecto a otros sistemas:

- ❖ Peligro de deshidratación del producto (en pollos es de alrededor de  $2 \pm 0.2$  %).
- ❖ Posibilidad de congelación del producto cuando se utilizan temperaturas menores a 32°F.
- ❖ Peligro de daños mecánicos (en el pollo se puede presentar coloración oxidativa indeseable en la piel).
- ❖ Exceso de espacio requerido.

Las desventajas del método tradicional dieron inicio a una serie de investigaciones para el desarrollo de sistemas más eficientes para el enfriamiento de aves. Usando varios métodos de aplicación de agua fría a los productos, así como variando los flujos de agua y utilizando mezclas de corrientes de aire frío sobre el producto concluyendo que este tipo de sistemas que combinan el enfriamiento de aves por conducto de agua y aire frío tienen grandes ventajas en relación al enfriamiento convencional con aire frío además de que este tipo de sistemas han sido ampliamente usados desde finales de los años 1970 en la Unión Europea con excelentes resultados.

Dadas las grandes ventajas que se tienen con el enfriamiento con agua (generalmente a contracorriente), se optó por adecuar la aspersión de agua en las cámaras de enfriamiento, con lo cual se incrementa la eficiencia del enfriamiento con aire, además de mantener siempre la canal húmeda, para reducir al máximo las pérdidas de peso que van de  $0.2 \pm 0.3$  %.

Con frecuencia se utilizan variantes del método descrito que estriban en abreviar la fase de enfriamiento en agua con la subsiguiente fase de enfriamiento con aire. Estas variantes, conservan todas las ventajas del enfriamiento con agua. En este se aprovecha el efecto enfriante, que se produce al evaporarse en la corriente de aire el agua absorbida.<sup>(10,19)</sup>

Actualmente hay empresas como “*YORK Refrigeration*”, que diseñan túneles con roció de agua para disminuir la temperatura del pollo hasta 39.2 – 42.8 °F de forma inmediata después de haber salido del escaldado; el túnel cuenta con un riel continuo para el colgado de las canales de ave que se transportan por varios niveles, en donde el rociado de agua es desde el principio hasta el final del túnel con el fin de mantener la superficie de la canal siempre húmeda, logrando el enfriamiento por evaporación del agua en la superficie del producto con la ayuda de difusores colocados dentro de la cámara, este tipo de túneles pueden procesar hasta 9000 canales de ave por hora<sup>(19)</sup>.

El principio de este sistema de aire agua, consiste en utilizar ráfagas de aire frío para remover el calor de las canales de pollo. Es un proceso continuo en donde el producto recorre la cámara de enfriamiento colgado de las piernas en ganchos que son guiados por una banda transportadora dispuesta en forma de serpentín, para evitar que las canales se toquen entre sí.

El recorrido que realizan las canales de pollo sobre el riel permite que el producto experimente las mismas condiciones de temperatura y humedad de 32°F y 97% respectivamente, a la entrada y salida del túnel de enfriamiento, para mejorar la transferencia de calor por medio de evaporación y mantener la humedad relativa del túnel a evitando así pérdidas de peso en el producto. El túnel es alimentado de agua por medio de humidificadores para producir una nebulización fina que se evapora y aumenta la humedad relativa hasta el nivel deseado. Como en los anteriores sistemas de enfriamiento, la canal de ave reduce su temperatura, al ceder calor sensible al medio enfriante.

Las pérdidas importantes de contenido de humedad se dan en el proceso de enfriamiento por el que debe atravesar el producto durante su procesamiento.

La humedad de un producto es de dos tipos: humedad retenida y humedad libre. La humedad retenida generalmente está integrada en la estructura celular del producto. Por lo general, ésta no se desprenderá a no ser que se dañe la pared celular. La humedad libre, sin embargo, se desplazará en función de la humedad relativa del aire que rodee al producto.

En los cuartos fríos no se permite que haya un desequilibrio de humedad en los casos en que un producto tenga una humedad relativa superior a otro que esté en el mismo medio ambiente. La humedad se desplazará de una área de humedad superior a un área de humedad inferior hasta que se logre el equilibrio, que es cuando no exista movimiento de humedad de un producto a otro. Si un producto tiene que ser enfriado durante el procesamiento, por lo general queda expuesto al aire frío de una planta de enfriamiento. A menudo se olvida la psicometría de este proceso.

La humidificación controlada del aire en el túnel de enfriamiento reducirá al mínimo estas pérdidas, ya que resulta mucho más sencillo que la capa limitante absorba humedad del aire mismo, más que extraerla del producto.

Para asegurar que el producto se conserve en condiciones óptimas, es absolutamente crítico el diseño del sistema de humidificación. No es tan sencillo como rociar agua en el almacén. La humedad debe tener una forma que sea sencilla de absorber por parte del aire. Esto requiere un humidificador diseñado adecuadamente y aplicado correctamente. No vale de mucho instalar un humidificador en el aire de descarga del enfriador cuando este aire ya sea probable que esté saturado, de manera que no podría absorber más humedad.

Por ejemplo en la figura 19 se muestra un humidificador que produce nebulizaciones finas de humedad directamente al aire, que se evaporan rápidamente para elevar la humedad relativa al nivel deseado, es un humidificador de toberas pulverizadoras de bajo consumo con costos de funcionamiento reducidos y labores mínimas de mantenimiento, que utiliza aire comprimido para garantizar finas gotas que se evaporan rápidamente, para proporcionar la humedad relativa requerida. Puede tener un control automático de la humedad hasta  $\pm 2,5\%$

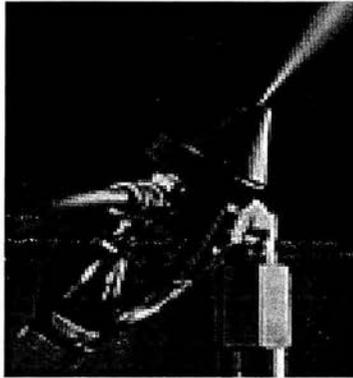


Figura 19: Humidificador  
Fuente: *J. S. Humidifier pcl*

Cabe resaltar que este sistema utiliza un evaporador-difusor para retirar calor del túnel de enfriamiento. Una instalación frigorífica de forma sencilla, utilizada para llevar a cabo la producción de frío, es como se muestra en la figura 20. En la cual se representa un sistema de recirculación tipo Phillips® para llevar a cabo la alimentación de líquido frigorífico al difusor, se debe considerar que este sistema es uno de varios que se pueden elegir para llevar a cabo la alimentación de refrigerante hacia el equipo.

El túnel de enfriamiento con aspersión de agua posee al igual que los otros dos equipos (fábrica de hielo, enfriador de agua multitubular), líneas de succión y descarga, además de tener una línea adicional en la parte inferior conocida como gas caliente como se observa en la figura 21, que permiten controlar y regular eficazmente el flujo de refrigerante en estado líquido y vapor del túnel de enfriamiento, para ello están provistos de accesorios y equipo complementario con el propósito de mantener su correcto funcionamiento .

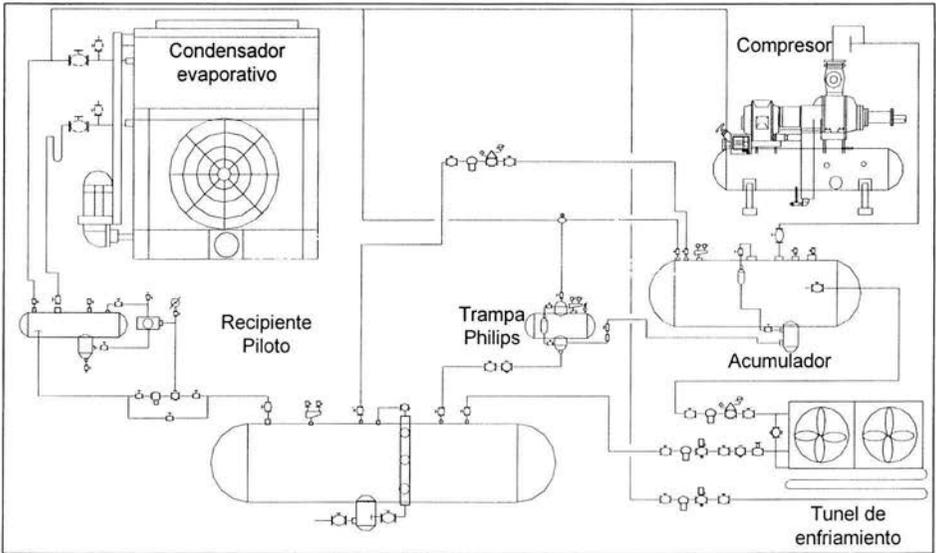


Figura 20: Instalación frigorífica parcializada para enfriamiento con aire

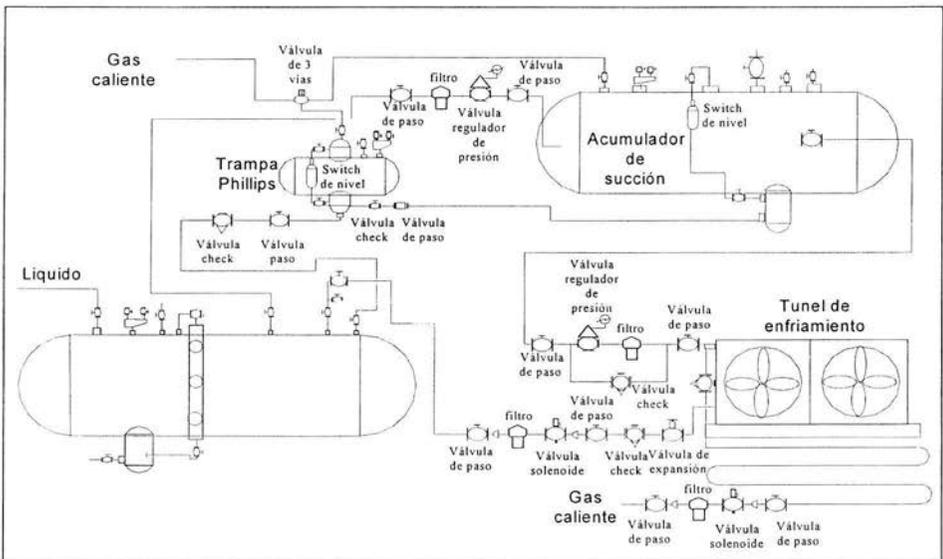


Figura 21: Arreglo de válvulas para sistema de enfriamiento con aire

La línea por la cual fluye refrigerante líquido cuenta con un arreglo de válvulas de la siguiente forma: paso-filtro-solenoide-paso-check-expansión, como se puede observar es el mismo arreglo descrito en el equipo para producir hielo en escamas por lo que cada una realiza la misma función específica descrita anteriormente.

El juego de válvulas de la línea de vapor cuenta con un arreglo: paso-filtro-reguladora de presión-paso. Las válvulas de paso, y el filtro, realizan las mismas funciones descritas en los equipos anteriores (fábrica de hielo y enfriador de agua multitubular). Las válvulas reguladoras de presión permiten la salida del vapor saturado solo a ciertas condiciones de presión a las cuales se encuentra calibrada, además de poseer una serie de accesorios necesarios como un by-pass el cual permite un adecuado mantenimiento de las válvulas principales sin tener que parar todo el equipo de producción de frío, así como una medida de protección por si llegará a fallar la válvula principal, para tal efecto se debe contar con una válvula check la cual debe estar calibrada a la presión de evaporación.

La línea ubicada en la parte inferior del diagrama se encarga de realizar el descarche de hielo producido en el evaporar del equipo para lo cual es necesario contar con un arreglo de válvulas de la siguiente forma: paso – filtro - válvula solenoide - paso, las cuales realizan las mismas funciones descritas anteriormente, a diferencia del enfriador de agua multitubular de la firma *Morris & Associates* en donde se utilizaba esta línea para impulsar el refrigerante líquido sobre la tubería por donde fluye el líquido a enfriar.

Como se muestra en la figura 21, es necesario contar con un acumulador de succión, así como también de una trampa Phillips<sup>®</sup> provistos ambos de interruptores de nivel. La línea de descarga del difusor se encuentra conectada al acumulador de succión, en el cual se deposita el exceso de líquido que se alimenta a los difusores, una vez que el acumulador llega a cierta altura el interruptor de nivel permite la liberación del líquido hacia la trampa Phillips<sup>®</sup> mediante una línea que los une, provista de una válvula check que evita el retorno del refrigerante, y esta a su vez mediante otro interruptor de nivel, que al obtener cierta altura de líquido es enviado al recipiente de presión constante, por medio de una línea en la cual se encuentra ubicada otra válvula check que impide el regreso del

refrigerante hacia la trampa Phillips®. Debido a que si no existiera estas válvulas Check las diferencias de presión que existen entre el recipiente de presión constante y la trampa Phillips® provocarían que se inundara el acumulador de succión enviando líquido a los compresores lo que ocasionaría serios daños. Una válvula de tres vías es la que permite que se realice el flujo de refrigerante como se ha descrito anteriormente, la cual se encuentra conectada con el acumulador de succión, la trampa Phillips® y la línea de gas caliente, esta válvula es la que permite el paso del refrigerante del acumulador hacia la trampa Phillips® cuando se encuentra bloqueada la línea de gas caliente, además de que solo se permite el paso cuando la presión del acumulador es mayor a la trampa, y el paso de líquido de la trampa hacia el recipiente de presión constante se da cuando se obstruye la línea conectada al acumulador y abriendo el paso de la línea de gas caliente que sirve para impulsar el refrigerante líquido.

### 3. Diseño de instalaciones frigoríficas

El diseño de las instalaciones frigoríficas de los sistemas de enfriamiento se realizó en base con datos proporcionados por una empresa dedicada a la consultoría, diseño e instalación de sistemas de refrigeración industrial, sobre un proyecto real de una planta procesadora de aves en el estado de Chiapas, específicamente en el municipio de Tuxtla Gutiérrez. Con los siguientes datos de diseño:

- Temperatura de bulbo seco = 95 °F
- Temperatura de bulbo húmedo = 77 °F
- Cálido húmedo
- Al inicio de operación del rastro procesará 4500 aves/hora, sin embargo la planta estará diseñada para una futura expansión a 9000 aves/hora

#### 3.1. Cálculo de carga térmica para los sistemas de enfriamiento

Para realizar el cálculo de carga térmica de los sistemas de enfriamiento en estudio se tomó como base los siguientes datos: 4500 aves/h con un peso de 3.969 lb./ave a una temperatura inicial de 104°F (al salir del escaldado) y cuya temperatura al finalizar el enfriamiento será alrededor de 39.2°F, considerando un tiempo de trabajo de la planta de catorce horas.

##### 3.1.1. Enfriamiento con hielo

En el sistema de enfriamiento con hielo se consideró una temperatura de agua de reposición de 77°F, y un flujo de reposición de agua 0.25 gal/ave. Es necesario determinar cual es la cantidad de hielo necesario para enfriar el producto y el agua de reposición.

Por lo tanto se determina el calor del producto y del agua de reposición a las condiciones para el enfriamiento.

$$Q_{TOTAL} = Q_{producto} + Q_{Agua}$$

$$Q_{producto} = mc_p \Delta T = [(4500 \text{ pollos} / h) * (3.969 \text{ lb} / \text{pollo}) * (0.83 \text{ BTU} / \text{lb}^\circ \text{F}) * (104 - 39.2^\circ \text{F})]$$

$$Q_{producto} = 960,609.13 \text{ BTU} / h.$$

Donde el volumen del agua de renovación se obtuvo de la siguiente forma:

$$Vol_{\text{agua}} = (4500 \text{ aves} / h) * (0.25 \text{ gal} / \text{ave}) = 1,125 \text{ gal} / h. = 4.258 \text{ m}^3 / h.$$

Pero la masa del agua se obtiene al multiplicar por la densidad obteniendo:

$$m_{\text{agua}} = \rho_{\text{agua}} * Volumen_{\text{agua}} = (1000 \text{ Kg} / \text{m}^3) * (4.258 \text{ m}^3 / h) = 4258 \text{ Kg} / h. = 9387.7 \text{ lb} / h$$

La cantidad de agua a renovar será de 0.25 gal/ave se obtiene el calor que se tiene que eliminar por este concepto:

$$Q_{\text{agua}} = mC_p \Delta T = [(9,387.61 \text{ lb} / h.) * (1 \text{ BTU} / \text{lb}^\circ \text{F}) * (77 - 33.8^\circ \text{F})]$$

$$Q_{\text{agua}} = 405,544.75 \text{ BTU} / h.$$

La carga total es la suma de los calores tanto del producto como del agua que se tiene que renovar con concepto de higiene adicionando un factor de seguridad del 10%

$$Q_{\text{TOTAL}} = (960,609.13 \text{ BTU} / h. + 405,544.75 \text{ BTU} / h.) * 1.1 = 1,502,769.13 \text{ BTU} / h.$$

Teniendo este calor se determina la cantidad de hielo a una temperatura de 4°F, necesario para realizar el enfriamiento.

$$m_{\text{hielo}} = \frac{Q_{\text{producto}} + Q_{\text{agua}}}{\sum Q_{\text{para producir libra de hielo}}}$$

$$m_{\text{hielo}} = \frac{1,502,769.13 \text{ BTU} / h}{[(1 \text{ BTU} / \text{lb}^\circ \text{F})(77 - 32^\circ \text{F})] + 143 \text{ BTU} / \text{lb} + [(0.501 \text{ BTU} / \text{lb}^\circ \text{F})(32 - 4^\circ \text{F})]} = 7,438.42 \text{ lb} / h$$

Donde la masa de hielo necesaria durante el tiempo de trabajo de la planta procesadora de aves es:

$$m_{\text{hielo}} = (7,438.42 \text{ lb} / h.) (14 \text{ h. de trabajo}) = 104,137.88 \text{ lb.}$$

Para determinar la carga térmica de acuerdo con los manuales de la firma *North Star* es necesario convertir la capacidad de la fábrica de hielo obtenida anteriormente a toneladas cortas, además es necesario determinar el factor de corrección proporcionado por el fabricante en este caso es de 1.47.<sup>(24)</sup>

$$Cap_{\text{fabrica de hielo}} = (104,137.88lb) * \left( \frac{1Ton_{CORTA}}{2000lb} \right) = 52.06Ton_{CORTAS}$$

$$Q_{Total} = (Cap_{\text{fabricadehielo}}) * (factor) = (52.06) * (1.47) = 76.528TR. = 918,338.4BTU / lb$$

La determinación de la carga térmica antes descrita, es como se realiza en la práctica. Sin embargo en la forma teórica esta se obtiene multiplicando la carga térmica obtenida tanto del producto como del agua de reposición por las horas de trabajo, en este caso son 14 horas de producción, pero como las fabricas de hielo trabajan todo el día por especificación del fabricante, la carga se divide entre 24 horas.

$$Q_{Total} = \frac{(1,502,769.13BTU / h) * (14h.)}{24h.} = 876,615.32BTU / h. = 73.05TR.$$

Como se puede observar este cálculo de carga térmica no diferencia mucho, con el propuesto por los diseñadores de la fábrica de hielo.

Resumen de Q <sub>0</sub> hielo	
	Carga térmica (BTU/h)
1. Fabrica de hielo	918,338.40
Total	918,338.40

### 3.1.2 Enfriamiento con agua

En el sistema de enfriamiento con agua se consideran las mismas condiciones de agua de reposición y flujo utilizadas en el enfriamiento con hielo para determinar cual será la carga térmica que desplazará el compresor, se toma el calor del producto y el calor del agua de renovación que será retirado por el sistema por lo tanto el calor total es igual a la sumatoria de estos.

$$Q_{TOTAL} = Q_{\text{producto}} + Q_{\text{Agua}}$$

$$Q_{\text{producto}} = mc_p \Delta T = [(4500 \text{ pollos} / h) * (3.969lb / \text{pollo}) * (0.83BTU / lb^{\circ}F) * (104 - 39.2^{\circ}F)]$$

$$Q_{\text{producto}} = 960,609.13BTU / h.$$

Considerando que la cantidad de agua a renovar será de 0.25 gal/ave se obtiene el calor que se tiene que eliminar por este concepto:

$$Q_{\text{agua}} = mC_p\Delta T = [(9,387.61 \text{ lb/h}) * (1 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F}) * (77 - 33.8^\circ\text{F})]$$

$$Q_{\text{agua}} = 405,544.75 \text{ BTU/h.}$$

La carga total es la suma de los calores tanto del producto como del agua que se tiene que renovar con concepto de higiene adicionando un factor de seguridad del 10%.

$$Q_{\text{TOTAL}} = (960,609.13 \text{ BTU/h.} + 405,544.75 \text{ BTU/h.}) * 1.1 = 1,502,769.13 \text{ BTU/h.}$$

Resumen de Q <sub>O</sub> agua	
	Carga térmica (BTU/h)
1. Por producto	960,609.130
1. Agua de renovación	405,544.75
Total + 10% de seguridad	1,502,769.130

### 3.1.3. Enfriamiento con aire

Para la determinación de la carga térmica del sistema de enfriamiento por aire se tomó una temperatura del túnel de 32°F, con una humedad relativa constante de 97 %, para lo cual se debe calcular la cantidad de agua necesaria para mantener la humedad dentro del túnel.

Para obtener la carga térmica del túnel de enfriamiento es necesario realizar el dimensionamiento interno con base a los siguientes datos:

- 4500 aves por hora.
- Diámetro de vuelta 1.15 ft.
- Debe tener 2.03 ganchos por pie.

- Distancia de riel a la pared 0.66 *ft*.
- Tiempo de enfriamiento 50 minutos.

De acuerdo a los datos anteriores la longitud del transportador esta definido por la siguiente ecuación.<sup>(32)</sup>

$$X = (b) * \left(\frac{1}{a}\right) * (t) * (1.05) = (4500 \text{canales / h}) * \left(\frac{1}{2.03}\right) * \left(\frac{50 \text{min}}{60 \text{min}}\right) * (1.05)$$

$$X = 1939.65 \text{ ft.}$$

Donde:

b = número de canales por hora.

a = número de aves por pie de transportador.

t = tiempo de enfriamiento.

1.05 = factor que considera la tasa de matanza y el número de canales por hora.

La longitud lineal del riel para el túnel es de 1,939.65 *ft*, por lo tanto se considera para el diseño del túnel dos niveles, con el fin de reducir al máximo el espacio ocupado dentro del área de proceso, obteniendo así una cantidad de 16 vueltas tanto en la parte inferior como en la superior.

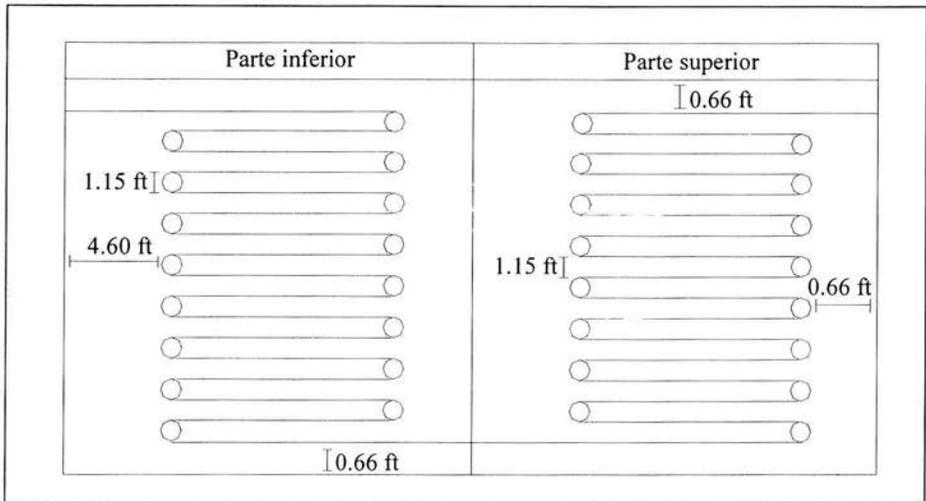


Figura 22: Dimensiones para diseño de túnel de enfriamiento

Partiendo de estos datos se obtienen las siguientes dimensiones internas (ver figura 22):

- Altura  $16.74ft$
- Ancho  $19.72ft$
- Largo  $63.38ft$

En la figura 23 se observa el túnel de enfriamiento de forma tridimensional con sus dimensiones externas, una vez que se ha calculado el espesor del panel que le dará estructura y evitara al máximo la transferencia de calor mediante un aislamiento.

De los datos del dimensionamiento interno se obtiene el volumen del túnel que es de  $20,922.549 ft^3$ , el cual se requiere para calcular el flujo de agua necesario para mantener una humedad relativa constante de 97% durante su tiempo de operación, de la carta psicrométrica a una presión  $195.8 lb/in^2$  se obtienen los siguientes datos de humedad absoluta en condiciones iniciales de temperatura de bulbo húmedo de  $77^{\circ}F$  y de bulbo seco

de 95°F (H<sub>1</sub>) y en condiciones finales de saturación adiabática de humedad relativa de 97% (H<sub>2</sub>).

$$H_1 = 0.017 \text{ lb agua/ lb aire seco}$$

$$H_2 = 0.021 \text{ lb agua/ lb aire seco}$$

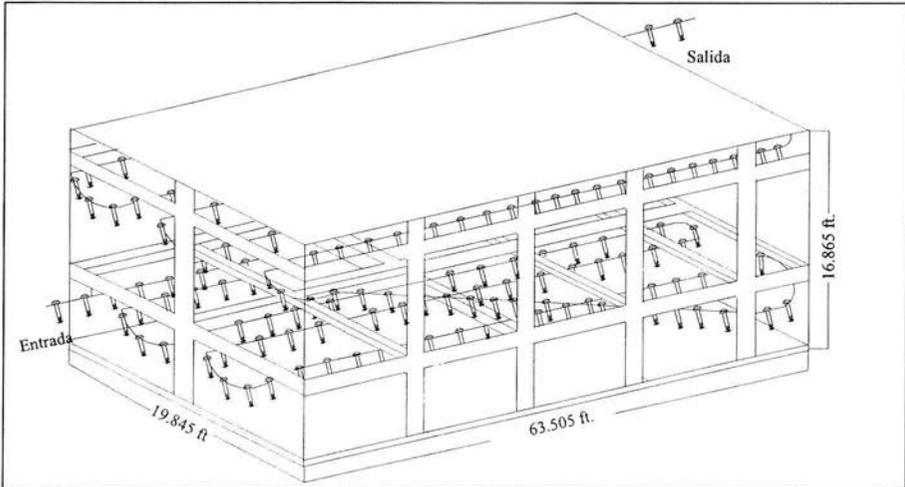


Figura 23: Túnel de enfriamiento

Para determinar la cantidad de agua necesaria para mantener la humedad relativa del túnel se requiere calcular ciertas propiedades del aire mediante una serie de ecuaciones que determinan: el volumen real del aire dentro del cuarto (Vol.), el volumen húmedo del aire a las condiciones ambientales (V<sub>H</sub>), así como la masa de aire seco que se debe humidificar dentro del túnel (G<sub>AS</sub>).

El volumen real de aire se obtiene al multiplicar el volumen interno del túnel por los cambios de aire necesarios según lo establece ASHRAE.<sup>(4)</sup>

$$Vol = (20,922.549 \text{ ft}^3) * \left( \frac{1.5 \text{ cambios.de.aire}^{(4)}}{h} \right) = 31,383.823 \text{ ft}^3 / h..$$

$$V_H = \left( \frac{35.9}{492} \right) T(555^\circ R) \left( \frac{1}{29} + \frac{H_1(0.017)}{18} \right) = 14.347 \text{ ft}^3 / \text{lbaire.seco}$$

$$G_{AS} = \frac{Vol}{V_H} = \frac{31,338.823 \text{ ft}^3 / h}{14.347 \text{ ft}^3 / \text{lbaire.seco}} = 2,187.483 \text{ lbaire.seco} / h$$

Una vez que se han calculado las propiedades del aire solo es necesario sustituirlas en la siguiente ecuación para obtener la masa de agua necesaria.

$$m_{\text{agua}} = G_{AS} (H_2 - H_1) = 2,187.483(0.021 - 0.017) = 8.750 \text{ lb} / h$$

Teniendo todos los datos de diseño necesarios se procede a determinar la carga térmica del túnel de enfriamiento:

#### 1. Por paredes, piso y techo

Se utiliza el factor de espesor de aislamiento económico ( $Q/A = 3.6841 \text{ BTU/hft}^2$ ).

Y las dimensiones exteriores de la figura 24 (con 0.125 ft del panel).

$$\text{Paredes laterales} = [2 * (63.505 * 16.865)] = 2,142.023 \text{ ft}^2$$

$$\text{Paredes frontales} = [2 * (16.865 * 19.845)] = 669.37 \text{ ft}^2$$

$$\text{Piso y techo} = [2 * (63.505 * 19.845)] = 2,520.513 \text{ ft}^2$$

$$\text{Total} = 5,331.907 \text{ ft}^2$$

$$Q_{\text{Paredes, piso y techo}} = \frac{[(3.68 \text{ BTU} / \text{hft}^2) * (5,331.91 \text{ ft}^2) * (24 \text{ h} / \text{día})]}{14 \text{ h} / \text{día}} = 33,691.56 \text{ BTU} / h$$

#### 2. Por producto

Flujo: 4500 aves/h.

Peso por ave: 3.969 libras.

$$Q_{\text{producto}} = \{[(4500 \text{ aves} / h) * (3.969 \text{ lb} / \text{aves})] * (0.83 \text{ BTU} / \text{lb}^\circ F) * (104 - 39.2^\circ F)\}$$

$$Q_{\text{producto}} = 960,609.13 \text{ BTU} / h$$

### 3. Por cambio de aire

Para realizar este cálculo se necesita el volumen interno de la cámara que es de 20,922.549 ft<sup>3</sup> y considerando que se tienen 1.5 cambios de aire por hora<sup>(4)</sup>, se obtiene que se elimina 2.88 BTU/ft<sup>3</sup> por recambios de aire.

$$Q_{\text{Cambiosdeaire}} = [(2.88 \text{ BTU} / \text{ft}^3) * (20,922.549 \text{ ft}^3) * (1.5 \text{ c} / \text{h})] = 90,385.411 \text{ BTU} / \text{h}$$

### 4. Por iluminación

La cámara estará iluminada durante 14 horas al día que es el tiempo de trabajo calculado. Además se toma el criterio que por cada 10.76 pies cuadrado (1m<sup>2</sup>) se utilizan 34.13 BTU/h (10watts). Se tomó en consideración la superficie del techo de 1,259.73 ft<sup>2</sup> (117.0288m<sup>2</sup>).

$$Q_{\text{Iluminación}} = \left[ \frac{(1,259.73 \text{ ft}^2) * (34.13 \text{ BTU} / \text{h}) * (14 \text{ h} / \text{día})}{10.76 \text{ ft}^2} \right] = 55,878.28 \text{ BTU} / \text{día}$$

$$Q_{\text{Iluminación}} = \frac{55,878.28 \text{ BTU} / \text{día}}{14 \text{ h} / \text{día}} = 3,991.3 \text{ BTU} / \text{h}$$

### 5. Por pérdida de peso

En este tipo de enfriamiento el producto puede perder peso. Debido a la evaporación de agua la pérdida de peso se estima de 0.5 %.

Calor latente de agua a 32°F es de 1075.5 BTU/lb

$$Q_{\text{pérdidadeso}} = [m * (\% \text{ de } p.p.) * \lambda_{\text{agua}}]$$

$$Q_{\text{pérdidadeso}} = [(4500 \text{ ave} / \text{h} * 3.969 \text{ lb} / \text{ave}) * (0.005) * (143.503 \text{ BTU} / \text{lb})] = 12,815.18 \text{ BTU} / \text{h}$$

### 6. Por evaporación de agua asperjada

$$Q_{\text{evaporacióndeagua}} = m \lambda_a$$

$$Q_{\text{evaporacióndeagua}} = (8.750 \text{ lb} / \text{h}) * (143.5 \text{ BTU} / \text{h}) = 1,255.651 \text{ BTU} / \text{h}$$

## 7. Agua para asperjar

Considerando que la cantidad de agua que se utiliza para mantener la HR dentro del túnel es mínima. Se colocara una tubería dentro del túnel para el agua que necesita estar siendo enfriada y pueda ser alimentada dentro de este.

$$Q_{\text{agua.asperjar}} = [(8.750\text{lb/h}) * (1\text{BTU/h}\cdot^{\circ}\text{F}) * (77 - 40^{\circ}\text{F})] = 323.75\text{BTU/h.}$$

## 8. Por motores

Se estima 10HP de motores, para el movimiento de la banda transportadora dentro del túnel de enfriamiento. Se tiene un factor de 2,950BTU/HP·h y 14 horas de trabajo al día.

$$Q_{\text{motores}} = [(10\text{HP}) * (2,950\text{BTU/HP}\cdot\text{h}) * (14\text{h/día.})] = 413,000\text{BTU/día}$$

$$Q_{\text{motores}} = \frac{413,000\text{BTU/día}}{14\text{h./día}} = 29,500\text{BTU/h.}$$

Resumen de $Q_o$	
	Carga térmica (BTU/h.)
1. Por paredes, piso y techo	33,691.56
2. Por producto	960,609.130
3. Por cambio de aire	90,385.411
4. Por iluminación	3,991.300
5. Por perdida de peso	12,815.180
6. Por evaporación de agua	1,255.461
7. Agua para asperjar	323.750
8. Por motores	29,500
Total + 10 seguridad	1,245,829.181

La tabla 2 muestra de forma resumida las cargas térmicas obtenidas en los diferentes sistemas de enfriamiento para las canales de ave así como su tiempo real de operación y la temperatura a la cual trabajan los equipos.

Tabla 2:  
Resumen de cargas térmicas para sistemas de enfriamiento

Sistema de enfriamiento	Horas de trabajo de equipo	Temperatura de evaporación	Carga Térmica <sup>1</sup>
Con hielo	24	-10°F	918,338.40 BTU/h (76.52 T.R.)
Con agua	14	23.8°F	1, 502,769.13 BTU/h (125.23 T.R.)
Con aire	14	22°F	1, 245,829.181 BTU/h (103.82 T.R.)

Las necesidades de frío de una planta procesadora de aves (figura 24), involucra para producto fresco utilizar equipos de enfriamiento, almacén de producto fresco, fabricas de hielo para embarque. Además de contar con área de corte y un andén de despacho que necesitan estar a temperaturas de refrigeración para mantener la cadena del frío.

Debido a que esta planta no solo procesará producto fresco, se tiene la necesidad de contar con equipos de congelación de producto (cámara de congelación) y almacenes de producto congelado, provocando el aumento en la capacidad de la instalación frigorífica.

La potencia frigorífica ( $Q_0$ ) requerida para la instalación de la planta fue determinada en base a los criterios especificados para cada una de las aplicaciones; como se muestra en la tabla 3 se presentan de forma resumida las cargas térmicas de las aplicaciones, tomando en cuenta que su determinación fue hecha de acuerdo a estudios de instalaciones de este tipo, cabe aclarar que no es el propósito de esta tesis; el determinar

---

<sup>1</sup>12,000 BTU / h = 1T.R.

cada una de las diferentes potencias frigoríficas de las aplicaciones de frío de la planta. Considerando que la capacidad de cada una de las aplicaciones es determinante para el diseño de la instalación frigorífica.

En la obtención de dicha potencia se requiere tomar en cuenta todos los factores involucrados, que de alguna manera puedan aumentar la carga térmica de la aplicación. Como pueden ser:<sup>(22)</sup>

Calor cedido por paredes, piso y techo

Calor cedido por producto

Calor por respiración (en el caso de frutas y hortalizas)

Calor por entradas de aire

Calor por entrada de personal

Calor por iluminación

Calor por motores

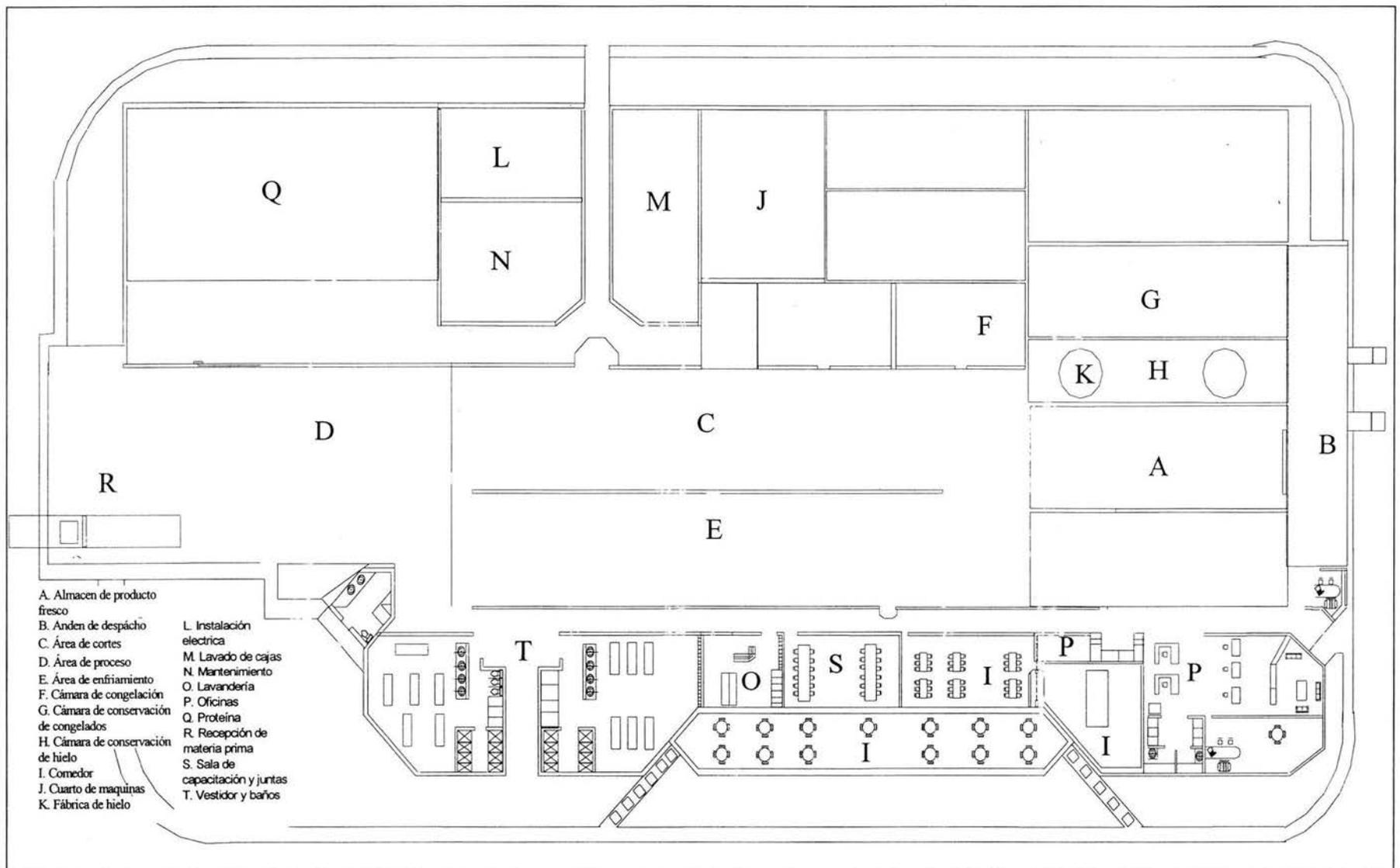


Figura 24: Planta procesadora de aves<sup>(2)</sup>

Tabla 3

Aplicaciones de la planta procesadora de aves

Aplicación	Tiempo de trabajo (h)	T° de aplicación (°F)	T° de evaporación (°F)	Carga térmica (BTU/h)	Dimensiones (ft)
Área de cortes (AC)	14	50	40	216,000	A=26.24, L=80.38, H=13.12 P=30, m=30HP
Almacén de Producto Fresco (APF)	24	32	22	144,000	A=26.24, L=52.49, H=13.12, P=4 Cap.=114,119lb/día, m=30.7HP
Anden de despacho (AD)	14	41	31	144,000	A=12.46, L= 71.52, H= 13.12 P=8, m=30.7HP
Cámara de Congelación (CC)	14	-22	-32	324,000	A=11.15, L=15.09, H=13.12, P=2 Cap.=7200aves/día, m=30.7HP
Cámara de Conservación de Congelados (CCC)	24	-7.6	-17.6	120,000	A = 18.37, L = 52.49, H = 19.68 E=152, P=2, m=30.7HP
Fabrica de Hielo (FH)	24	0	-10	387,600	Cap. = 20Ton.
Cámara de Conservación de Hielo (CCH)	24	14	4	192,000	A = 1804, L = 52.49, H = 13.12 m=10HP.

A = ancho (ft), L = longitud (ft), H = altura (ft), P = personal, m = motores, Cap. = capacidad, E = estibas.

Para determinar el número de etapas de compresión y tipo de compresor a utilizar en la planta procesadora de aves es necesario obtener la relación de compresión ( $R_c$ ), para lo cual es necesario, obtener las presiones correspondientes de condensación así como de evaporación de la aplicación con temperatura más baja, de las tablas de propiedades del amoníaco, la cual se encuentra determinada por la ecuación:

$$R_c = \frac{P}{P_o} = \frac{195.8 \text{ lb/in}^2}{13.58 \text{ lb/in}^2} = 14.9$$

Donde:

$R_c$  = relación de compresión.

$P$  = presión de condensación (unidades absolutas).

$P_o$  = presión de evaporación de la aplicación con temperatura más baja (unidades absolutas).

En este caso la relación de compresión obtenida mediante la ecuación es de 14.9, por lo tanto no se pueden utilizar compresores de pistón debido a que su funcionamiento esta limitado a una  $R_c$  menor de 9. Por lo tanto se puede trabajar mediante dos alternativas: la primera es un diseño de la planta en dos etapas de compresión mediante compresores de pistón o bien en una sola etapa de compresión utilizando compresores de tornillo.

Teniendo en cuenta esto se decidió realizar el diseño de la planta en una sola etapa de compresión debido a que las cargas térmicas de las aplicaciones no son muy elevadas, además la temperatura de evaporación más baja no rebasa los  $-40^\circ\text{F}$  que es el límite en el que se basan varios autores para determinar el salto de una a dos etapas de compresión<sup>(25)</sup>, por lo que no se justifica su diseño en dos etapas de compresión debido a que la inversión por concepto de equipo aumentaría de forma significativa dado que el número de compresores se elevaría de forma significativa, además de que se requerirían otros equipos auxiliares.

### 3.2. Evaluación técnica

El diseño de la instalación frigorífica centralizada de una planta procesadora de aves con los sistemas de enfriamiento en estudio se presentan en las figuras 25, 26 y 27. Los cuales varían de acuerdo al principio de funcionamiento de cada equipo utilizado para llevar a cabo el enfriamiento de las canales de aves. Ya sea en el número de equipos de compresión o de equipos especiales así como de recipientes utilizados para el funcionamiento adecuado del ciclo frigorífico.

Como ya se explicó en el capítulo anterior, en el procesamiento de pollos, existen otras aplicaciones que requieren de bajas temperaturas. Para lo cual en el diseño de las instalaciones frigoríficas se establecieron rangos de temperatura, divididos en los diagramas y presentados de la siguiente forma:

- ❖ Aplicaciones de refrigeración de temperaturas de 50 – 32 °F
- ❖ Aplicaciones de congelación de temperaturas de 5 – (-20.2) °F
- ❖ Aplicaciones de congelación con temperaturas menores de -22 °F

Además de esta división se tomaron en cuenta los días y horas que están trabajando las aplicaciones. Esto para evitar que los compresores realicen un trabajo innecesario.

Como puede observarse en las figuras presentadas, la alimentación de líquido se realiza desde un recipiente de presión controlada que será capaz de almacenar refrigerante líquido, necesario para soportar las variaciones en la demanda de la instalación, además de mantener una presión aproximada de 90 psig debido a que se tienen sistemas de alimentación por recirculación Phillips® los cuales de acuerdo a su principio de funcionamiento mantienen esta presión en el recipiente. Para lo cual también se contará con un recipiente piloto.

Los tres diagramas presentan la instalación frigorífica centralizada en una etapa de compresión. Teniendo varios compresores que contarán con un cabezal común de descarga hacia el condensador.

El diseño de los sistemas de enfriamiento en la instalación tiene una aplicación en común, la cual no varía en su funcionamiento y capacidad por lo cual esta permanecerá constante en los diagramas que se encuentra en el área de baja presión.

Esta aplicación solo trabajara 14 horas al día con una temperatura de  $-22^{\circ}\text{F}$ , la cual trabaja por medio de un sistema de alimentación de líquido por recirculación Phillips® por lo tanto contará con una trampa de líquido y de un acumulador de succión, de donde estará succionando un solo compresor los vapores que provienen de esta aplicación, que es una Cámara de Congelación, y descargándolos a un cabezal común de condensación.

Partiendo de esto en la figura 25 que representa el enfriamiento con hielo se tendrá un compresor que succionara desde un acumulador intercambiador, los vapores que provienen del área de presión alta en la cual se encuentra el Almacén de Producto Fresco, además de contar con un compresor para el Área de Cortes y el Andén de Despacho. Estas tres aplicaciones son alimentadas desde el recipiente piloto y controladas por una válvula de expansión termostática.

Se contará con un compresor que succionará desde un acumulador de succión, los vapores que provienen de las aplicaciones de una cámara de conservación de congelados y una Cámara de Conservación de Hielo que están siendo alimentadas por recirculación de líquido, además de las dos Fabricas de Hielo que están siendo alimentadas por inundación, resaltando que estos vapores que salen de las fabricas son enviados al acumulador del sistema Phillips®; esto con el fin de asegurar que el compresor solo succione vapor seco y protegerlo de golpes de líquido. Por lo tanto estas aplicaciones que trabajan a condiciones casi similares tendrán un solo compresor que les dará servicio.

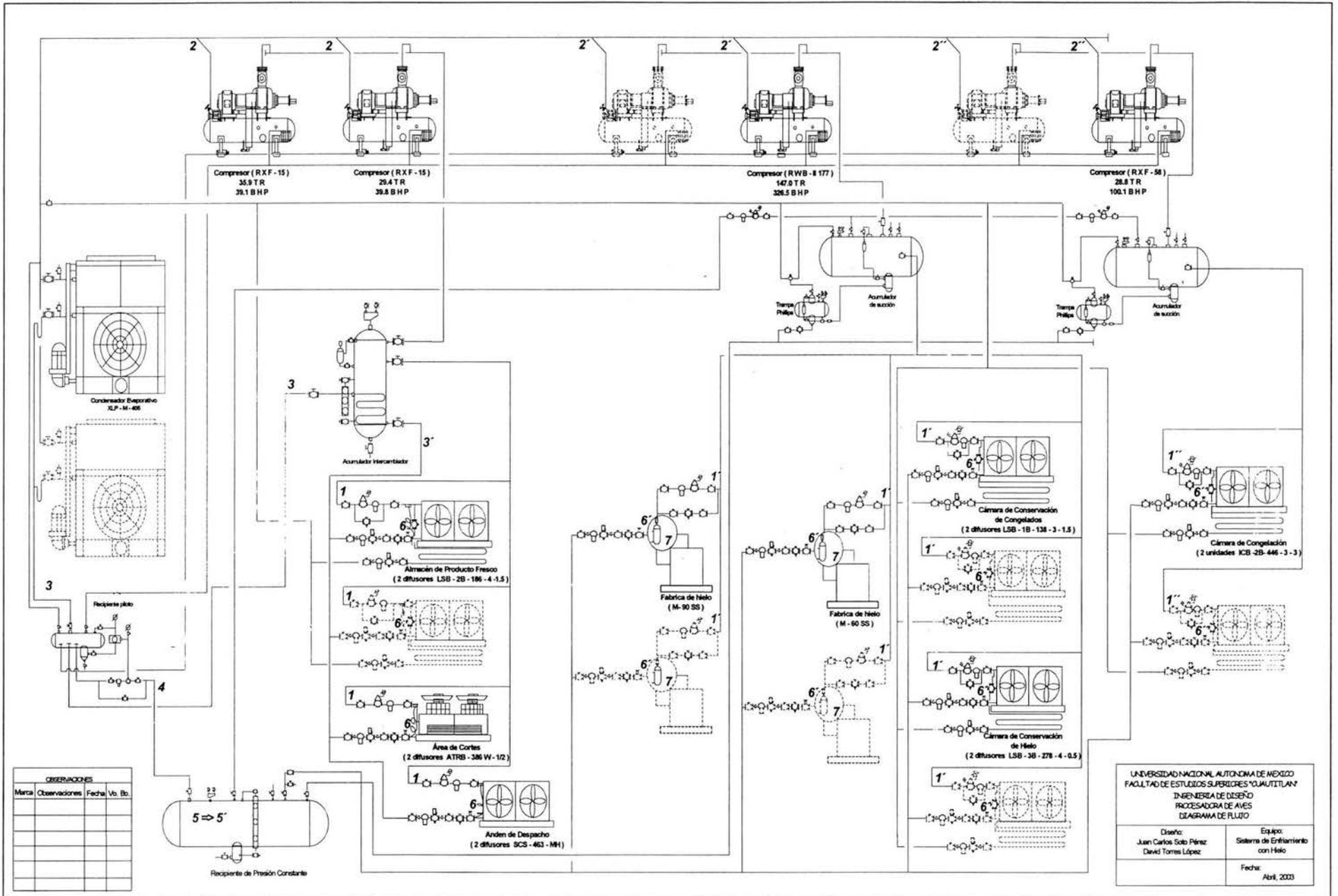


Figura 25: Instalación frigorífica centralizada para enfriamiento con hielo

El uso de dos fábricas de hielo para este sistema de enfriamiento es por que una fábrica producirá hielo para el embarque de producto y la otra será para producir hielo para el enfriamiento de las aves, la cual es de mayor capacidad.

En la figura 26 se observa que la aplicación utilizada para el enfriamiento de las canales de pollo, es un intercambiador de calor de tubos y corazas, el cual contará con un compresor que le estará dando servicio durante las horas de operación de este, ubicado dentro de las aplicaciones de presión alta (refrigeración) a diferencia de la figura 25 en donde la fábrica de hielo que se utiliza para producir el enfriamiento se encuentra ubicado sobre la línea de baja presión.

Las demás aplicaciones de refrigeración (AC, APF y AD) seguirán contando con dos compresores que les dará servicio durante su funcionamiento. Y al igual que el sistema donde se utiliza hielo para el enfriamiento las aplicaciones de refrigeración son alimentadas de líquido desde el recipiente piloto.

Dentro del área de baja presión se esquematiza solo una fábrica de hielo que sirve para producir el hielo para el embarque de producto fresco. Además de las aplicaciones de Cámara de Conservación de Congelados y Cámara de Conservación de Hielo las cuales seguirá contando con un solo compresor para su servicio durante las horas de trabajo.

Para el enfriamiento donde se utiliza un túnel (figura 27), se consideran los siguientes cambios dentro del área de refrigeración, en donde el túnel de enfriamiento de las canales de aves esta siendo alimentado por un sistema de recirculación tipo Phillips® por lo cual contará con un acumulador de succión en donde descargarán los vapores provenientes de las demás aplicaciones de alta presión y del túnel. En este diseño el túnel contará con un compresor que le dará servicio.

Al igual que los otros sistemas, las aplicaciones de refrigeración (AC, APF y AD) son alimentadas desde el recipiente piloto, y tendrán el servicio de dos compresores. Las



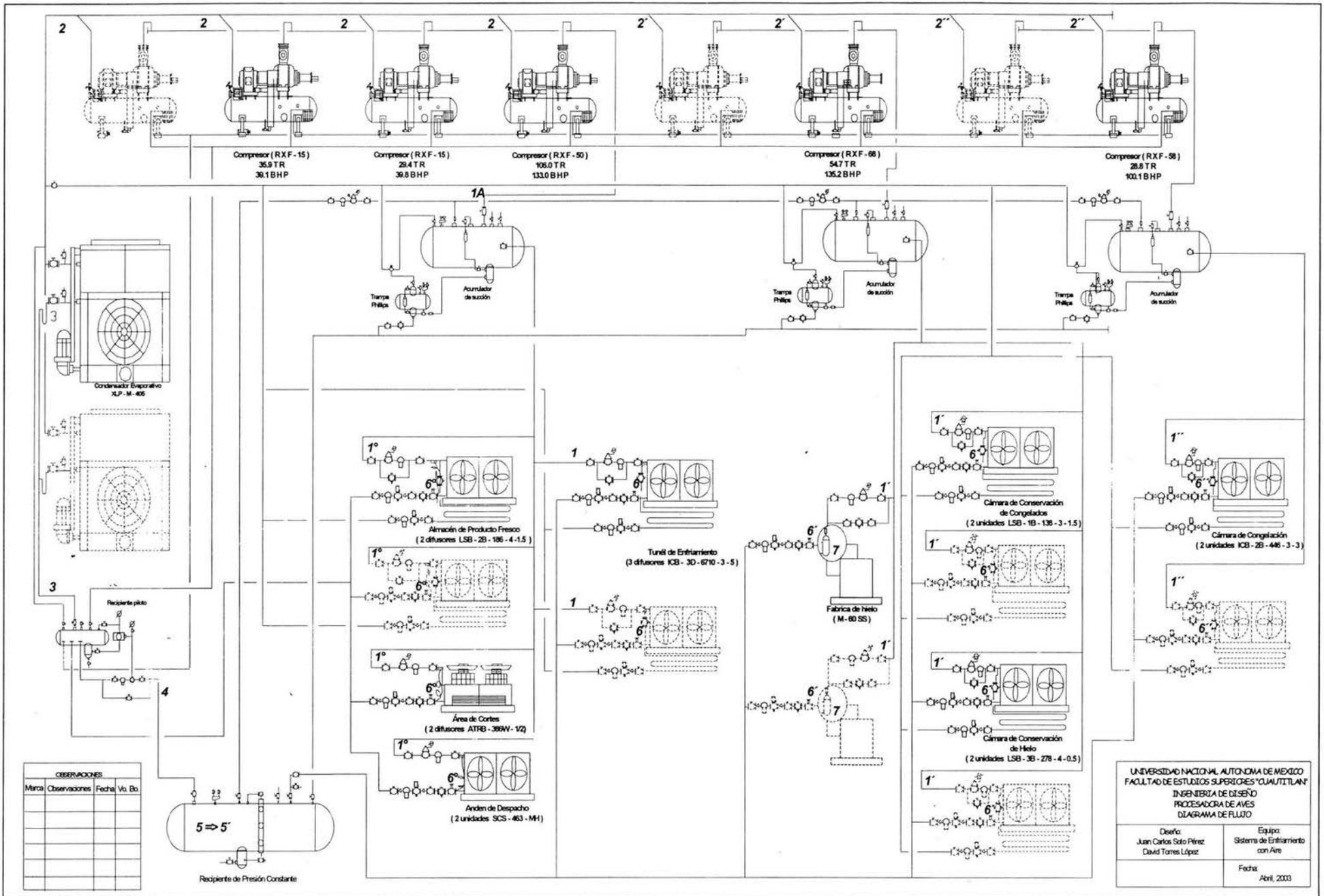


Figura 27: Instalación frigorífica centralizada para enfriamiento con aire

aplicaciones de baja temperatura (CCC, CCH y FH) se mantendrán con el servicio de un compresor.

Cabe destacar que la instalación tiene algunos equipos que están seleccionados para una futura expansión. Y los equipos que serán instalados cuando se lleve a cabo el crecimiento se representan en líneas intermitentes.

A partir del diseño de las instalaciones frigoríficas de los sistemas de enfriamiento se realiza la selección de equipos de compresión, de los difusores (evaporadores), condensadores y de equipos especiales. Esto de acuerdo a las necesidades de la potencia frigorífica demanda en cada aplicación de la planta procesadora de aves. La cantidad de equipos y el modelo se especifican en cada uno de los diagramas.

### *3.3. Evaluación termodinámica*

#### *3.3.1. Diagramas Presión vs. Entalpía*

La construcción de los diagramas P vs. h, se hicieron a partir de los diagramas de flujo descritos anteriormente. Estos representan los cambios de estado termodinámico que sufre el refrigerante al pasar por los diferentes dispositivos de las instalaciones frigoríficas centralizadas de los sistemas de enfriamiento para aves. Para facilitar el estudio se representan tres líneas de presión las cuales corresponden a las aplicaciones de la temperatura más baja de cada área. La figura 28 representa los cambios termodinámicos de la instalación de enfriamiento con hielo.

Donde el refrigerante después de haber salido del condensador como líquido saturado (3), entra a un recipiente piloto, en donde la válvula de flotador regula el flujo del refrigerante en la válvula check pilotada, produciéndose con esto una caída de presión del refrigerante, por lo tanto se produce una mezcla líquido-vapor (4) que al momento de llegar al recipiente de presión controlada, se hará una separación de fases por diferencia de densidades y el refrigerante se acumula como líquido saturado en el tanque (5).

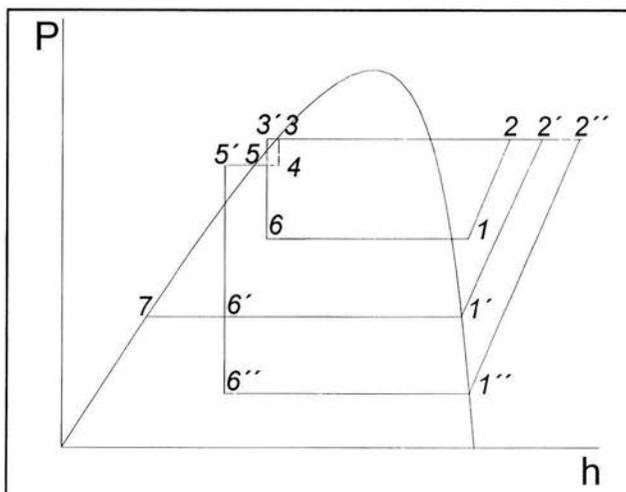


Figura 28: Diagrama presión - entalpía para sistema centralizado de enfriamiento con hielo

La instalación cuenta con sistemas de alimentación por recirculación Phillips<sup>®</sup>, que descargan al recipiente de presión controlada. Dadas estas condiciones se obtiene un subenfriamiento debido a que el refrigerante líquido llega con una temperatura muy cercana a la de evaporación de las aplicaciones que están siendo alimentadas por recirculación, por lo que al mezclarse con líquido que se encuentra en el recipiente de presión controlada se alcanza una temperatura de equilibrio (5'). La ventaja de este subenfriamiento, para el ciclo frigorífico es el aumento de la producción frigorífica específica ( $q_0$ ) del sistema en general.

La alimentación de líquido saturado para las aplicaciones de refrigeración se realiza desde el recipiente piloto, para asegurar el funcionamiento de las válvulas de expansión termostática, que regulan la alimentación de los evaporadores y reduce la presión (6). Este líquido llega en condiciones de líquido subenfriado (3') ya que pasa por el acumulador intercambiador. En donde se tiene un intercambio de calor por la diferencia de temperaturas entre las condiciones de alimentación y descarga del fluido frigorífico. Por el principio de funcionamiento de la válvula de expansión termostática se tiene un recalentamiento útil del refrigerante. Esto aumenta la entalpía del vapor, aumentando la producción frigorífica

específica ( $q_0$ ) en la línea de refrigeración. Con este recalentamiento el compresor succionará vapor recalentado (1), descargándolo como vapor recalentado pero a presión de condensación.

Para la alimentación de las aplicaciones de congelación el flujo del refrigerante se regula con válvulas de expansión manual produciendo un descenso de la presión del refrigerante (6') al pasar por este accesorio. Las aplicaciones que están siendo alimentadas por recirculación de líquido, su evaporación la lleva a cabo como una mezcla de líquido-vapor, siendo más rica en el primero. Para el caso de las fábricas de hielo, como son alimentadas por sistema inundado, después de la expansión del refrigerante la mezcla entra a un tanque en donde hay una separación de fases, y el refrigerante se alimenta en condiciones de líquido saturado (7); entonces la evaporación se lleva a cabo desde este punto aumentando su producción frigorífica específica ( $q_0$ ). Como estas aplicaciones descargan al acumulador de succión del sistema Phillips®, entonces el vapor es succionado por el compresor en condiciones de saturación (1'), descargándolo como vapor recalentado en condiciones de condensación (2').

La cámara de congelación que es alimentada por recirculación de líquido, es controlada también por una válvula de expansión manual, que produce una mezcla líquido-vapor del refrigerante al momento de pasar por ella (6''), desde donde se lleva la evaporación. Los vapores producidos en estas condiciones (1'') son descargados al acumulador, para ser succionados por el compresor y ser descargados a presión de condensación como vapor recalentado (2'').

Después de haber salido, el refrigerante con diferentes temperaturas de descarga. El primer calor que se elimina en condiciones de condensación es el calor sensible de recalentamiento que se generó por el trabajo de compresión, para después ser eliminado el calor latente de condensación del refrigerante (3), y quedar en condiciones de llevar a cabo una vez más el ciclo frigorífico de la instalación.

El diagrama termodinámico de la instalación frigorífica de enfriamiento con agua se encuentra esquematizado en la figura 29.

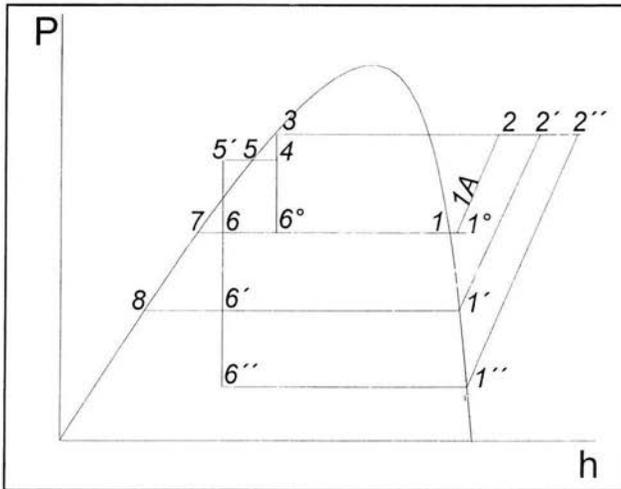


Figura 29: Diagrama presión – entalpía para sistema centralizado de enfriamiento con agua

Tomando como punto de partida la salida del refrigerante en forma de líquido saturado del condensador a presión y temperatura correspondiente (3) y continuar su trayectoria hasta el recipiente piloto, en el cual se regula el flujo de refrigerante mediante una válvula flotadora; a través de un arreglo de accesorios ubicados a la salida del recipiente piloto, específicamente en la válvula check pilotada, se lleva a cabo una caída de presión del refrigerante, a su salida se obtiene una mezcla líquido-vapor (4), en condiciones de temperatura generalmente correspondientes a 90psig manométricas que es a la presión a la que se encuentra el recipiente de presión constante. Una vez en el recipiente de presión constante, se separan por gravedad el líquido del vapor, por lo tanto solo se tiene líquido saturado (5) debido a esto se registra una disminución en la entalpía específica del refrigerante, pero dado a que en este recipiente converge otra entrada de refrigerante en

forma de líquido a presión y temperatura de evaporación de las trampas Phillips® provenientes de las líneas de congelación respectivamente, dentro del recipiente se alcanza un subenfriamiento, hasta alcanzar una temperatura de equilibrio (5'). Por lo tanto la producción frigorífica específica se ve incrementada, y bajo estas condiciones se alimentan todas las aplicaciones.

El enfriador de agua multitubular que se encuentra ubicado dentro de la línea de refrigeración es alimentado de refrigerante desde un acumulador intercambiador, mediante el paso de una válvula de expansión se obtiene una mezcla líquido-vapor a condiciones de presión y temperatura de evaporación (6) y esta mezcla entra a un tanque en donde se realiza una separación de fases; debido a esto, el enfriador de agua esta siendo alimentado desde líquido saturado (7) a una menor entalpía, lo que permitirá retirar mayor cantidad de calor por unidad de masa del refrigerante ( $q_0$ ) en la evaporación y succionando en condiciones de vapor saturado (1). Las restantes aplicaciones de refrigeración son alimentadas desde el recipiente piloto en condiciones de condensación que al pasar por válvulas de expansión termostática producen una caída de su presión a las condiciones de evaporación (6°). Por lo cual su producción frigorífica específica se reduce, dado a que se trabaja mediante un régimen de trabajo por recalentamiento útil (1°), debido a que en esta línea se tiene un régimen saturado simple y al mismo tiempo un régimen de recalentamiento útil la succión al compresor se realiza desde una temperatura de equilibrio (1A). La descarga del compresor (2) es como vapor recalentado en condiciones de condensación debido al trabajo de compresión.

En la línea de congelación con la temperatura más alta, los evaporadores de las aplicaciones de cámara de producto congelado y cámara de conservación de hielo son alimentados de refrigerante después de haber pasado por una válvula de expansión la cual provoca que se tenga una mezcla líquido-vapor (6'). Las fábricas de hielo trabajan mediante un sistema inundado, por lo cual después de que el refrigerante sale de la válvula de expansión se acumula en un pequeño recipiente ubicado en la parte superior del equipo para que de esta manera se alimente por gravedad el refrigerante en forma de líquido saturado (8) a los evaporadores, con lo cual aumenta su producción frigorífica específica, y permite

la salida del refrigerante como vapor saturado hacia la succión del compresor (1'). Estas aplicaciones descargan en condiciones de condensación (2').

La segunda línea de congelación al igual que en las anteriores el refrigerante llega como líquido saturado hasta la válvula de expansión, y una vez que sale de ella se obtiene una mezcla líquido-vapor a las condiciones de evaporación (6''), y envía el refrigerante al acumulador de succión en forma de vapor saturado (1'') hacia la succión del compresor y descargándolo como vapor recalentado (2'').

Las condiciones termodinámicas del enfriamiento con aire se representan en la figura siguiente (30). Como se puede observar las condiciones son casi similares a la figura 29. La diferencia se da en el área de refrigeración en donde se encuentra el túnel de enfriamiento (TE) el cual se alimenta por un sistema de recirculación de líquido, que debido a su principio de funcionamiento la alimentación se regula por una válvula de expansión manual (6). Provocando la evaporación del refrigerante en condiciones de saturación (1).

Las restantes aplicaciones del área de refrigeración son reguladas por una válvula de expansión termostática (6°) que provocan la evaporación hasta obtener condiciones de recalentamiento (1°). La mezcla de diferentes condiciones de vapor provoca la succión en una temperatura intermedia (1A) y al pasar por el compresor se obtienen condiciones de condensación (2).

Las aplicaciones de baja temperatura conservan las mismas condiciones que el diagrama de enfriamiento con agua.

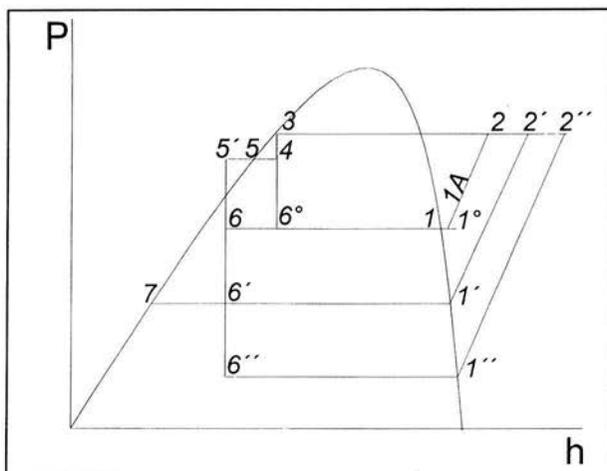


Figura 30. Diagrama presión - entalpía para sistema centralizado de enfriamiento con aire

### 3.3.2. Condiciones de Trabajo

La determinación de condiciones de trabajo se realizó utilizando las tablas de propiedades termodinámicas del refrigerante R-717 (amoníaco). En el recipiente de presión constante se manifiesta un subenfriamiento de líquido, debido a que es aquí donde convergen dos líneas a diferente presión y temperatura; la alimentación del recipiente piloto y la descarga de las trampas Phillips®.

Para el cálculo de la temperatura de equilibrio se tomó la descarga de la trampa Phillips® de mayor temperatura. Esto para los tres casos de enfriamiento. Por lo tanto el balance se hace tomando como referencia la figura 31. En donde se observa la entrada de dos líneas de líquido y la salida de una línea.

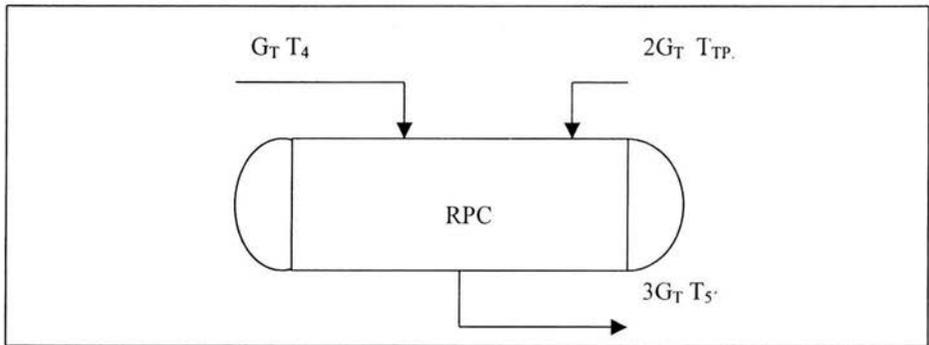


Figura 31: Balance en el recipiente de presión constante

Se obtiene el siguiente balance general:

$$3G_T T_5 = [(2G_T)(T_{TP})] + [(G_T)(T_4)]$$

Al dividir en ambos lados de la ecuación por  $G_T$  y despejando la incógnita  $T_5$ , obtenemos:

$$T_5 = \frac{2T_{TP} + T_4}{3}$$

La temperatura de alimentación del recipiente piloto hacia el recipiente de presión constante es de 58.52 °F la cual corresponde a la presión de 90 psig.

Para el caso de enfriamiento con hielo y agua se utiliza la temperatura de -17.5 °F y se obtiene la siguiente temperatura de equilibrio:

$$T_5 = \frac{(-17.5)(2) + 58.52}{3} = 7.84^\circ F$$

En el sistema de enfriamiento con aire se utiliza una temperatura de trampa Phillips 22 °F de evaporación y se obtiene una temperatura de equilibrio de:

$$T_5 = \frac{(22 * 2) + 58.52}{3} = 34.173^\circ F$$

Estos resultados corresponden a una temperatura de equilibrio en el recipiente de presión constante entre los dos flujos, y la cual es la base para realizar el análisis termodinámico, de las instalaciones.

A continuación se presentan las secuencias de cálculo de los sistemas de enfriamiento de acuerdo a los diagramas P vs. h presentados anteriormente, estos cálculos están basados en las propiedades del refrigerante amoníaco (R717).

#### SISTEMA DE ENFRIAMIENTO CON HIELO (figura 28)

##### Área de refrigeración

$$h_3 = h_6 \Big|_{L.S}^{T=95-10=85^{\circ}F} = 137.8 \text{ BTU} / \text{lb}$$

$$h_1 \Big|_{v.f}^{T=32^{\circ}F} = 624.62 \text{ BTU} / \text{lb}$$

$$V_1 = 5.868 \text{ ft}^3 / \text{lb}$$

$$S_1 = 1.307 \text{ BTU} / \text{lb}^{\circ}F$$

Como el proceso de compresión se realiza a entropía constante la entalpía dos se calcula con la entropía  $S_1$ .

$$h_2 \Big|_{v.f}^{S_1=1.307} = 712.893 \text{ BTU} / \text{lb}$$

##### Producción frigorífica específica:

$$q_{oAPF} = h_1 - h_6 = 624.62 \text{ BTU} / \text{lb} - 137.8 \text{ BTU} / \text{lb} = 486.2 \text{ BTU} / \text{lb}$$

$$q_{oAPF} = q_{oAC} = q_{oAD}$$

##### Gasto másico:

$$G_{AC} = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{216,000 \text{ BTU} / \text{hora}}{486.82 \text{ BTU} / \text{lb}} = 443.695 \text{ lb} / \text{h.}$$

$$G_{APF} = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{144,000 \text{ BTU} / \text{hora}}{486.82 \text{ BTU} / \text{lb}} = 295.797 \text{ lb} / \text{h.}$$

$$G_{AD} = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{144,000 \text{ BTU} / \text{hora}}{486.82 \text{ BTU} / \text{lb}} = 295.797 \text{ lb} / \text{h.}$$

La sumatoria de los gastos másicos de todas las aplicaciones es:

$$G_1 = \sum(G_{AC} + G_{APF} + G_{AD}) = 1,035.289 \text{ lb} / h.$$

Volumen a desplazar:

$$V_a = G_1 V_1 = (1,035.289 \text{ lb} / \text{hora})(5.868 \text{ ft}^3 / \text{lb}) = 6,075.075 \text{ ft}^3 / h.$$

Equivalente calórico de trabajo de compresión:

$$\Delta W = h_2 - h_1 = 712.893 \text{ BTU} / \text{lb} - 624.62 \text{ BTU} / \text{lb} = 88.273 \text{ BTU} / \text{lb}$$

Trabajo de compresión:

$$W = G_1 \Delta W = (1,035.289 \text{ lb} / \text{hora})(88.273 \text{ BTU} / \text{lb}) = 91,338.066 \text{ BTU} / h.$$

Calor de condensación:

$$Q = Q_o + W = (216000 + 144000 + 144000 + 91338066) \text{ BTU} / h = 595388066 \text{ BTU} / h.$$

*Área de conservación de congelados.*

$$h_5 = h_6 / T = 7.84^\circ \text{F} / T_{i,s} = 51.42 \text{ BTU} / \text{lb}$$

$$h_7 / T = -17.5^\circ \text{F} / T_{i,s} = 24.5 \text{ BTU} / \text{lb}$$

$$h_1 / T = -17.5^\circ \text{F} / T_{v,s} = 605.9 \text{ BTU} / \text{lb}$$

$$V_1 = 13.795 \text{ ft}^3 / \text{lb}$$

$$S_1 = 1.3718 \text{ BTU} / \text{lb}^\circ \text{F}$$

Con la entropía de 1.3718 BTU/lb. °F se obtiene:

$$h_2 / S_1 = 1.3718 = 758.955 \text{ BTU} / \text{lb}$$

Producción frigorífica específica:

$$q_{oCCC} = h_1 - h_6 = 605.9 \text{ BTU} / \text{lb} - 51.42 \text{ BTU} / \text{lb} = 554.48 \text{ BTU} / \text{lb}$$

$$q_{oCCH} = q_{oCCC}$$

$$q_{oFH1} = h_1 - h_7 = 605.9 \text{ BTU/lb} - 24.05 \text{ BTU/lb} = 581.85 \text{ BTU/lb}$$

$$q_{oFH1} = q_{oFH2}$$

Gasto másico:

$$G_{CCC} = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{120,000 \text{ BTU/h.}}{554.48 \text{ BTU/lb}} = 216.418 \text{ lb/h.}$$

$$G_{CCH} = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{192,000 \text{ BTU/h.}}{544.48 \text{ BTU/lb}} = 352.63 \text{ lb/h.}$$

$$G_{FH1} = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{387,600 \text{ BTU/h.}}{581.85 \text{ BTU/lb}} = 666.151 \text{ lb/h.}$$

$$G_{FH2} = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{918,338.4 \text{ BTU/h.}}{581.85 \text{ BTU/lb}} = 1578.308 \text{ lb/h.}$$

La sumatoria de los gastos másicos de todas las aplicaciones es:

$$G_2 = \sum (G_{CCC} + G_{CCH} + G_{FH1} + G_{FH2}) = 2,813.497 \text{ lb/h.}$$

Volumen a desplazar:

$$V_a = G_2 V_1 = (2,769.942 \text{ lb/hora})(13.795 \text{ ft}^3/\text{lb}) = 38,812.19 \text{ ft}^3/\text{h.}$$

Equivalente calórico de trabajo de compresión:

$$\Delta W = h_2 - h_1 = 758.955 \text{ BTU/lb} - 605.9 \text{ BTU/lb} = 153.055 \text{ BTU/lb}$$

Trabajo de compresión:

$$W = G_2 \Delta W = (2,813.497 \text{ lb/hora})(153.055 \text{ BTU/lb}) = 430,619.783 \text{ BTU/h.}$$

Calor de condensación:

$$Q = Q_o + W = (120,000 + 192,000 + 387,600 + 918,338.4 + 430,619.783) \text{ BTU/h}$$

$$Q = 2,048,558.183 \text{ BTU/h.}$$

### Área de congelación

$$h_3 = h_{6'} /_{l.s.}^{T=7.84^\circ F} = 51.42 \text{ BTU} / \text{lb}$$

$$h_{1'} /_{v.s.}^{T=-32^\circ F} = 600.6 \text{ BTU} / \text{lb}$$

$$V_{1'} = 20.0 \text{ ft}^3 / \text{lb}$$

$$S_{1'} = 1.4048 \text{ BTU} / \text{lb}^\circ F$$

$$h_{2'} /_{vr}^{S_{1'}=1.4048} = 784.47 \text{ BTU} / \text{lb}$$

Producción frigorífica específica:

$$q_{oCA} = h_{1'} - h_{6'} = 600.6 \text{ BTU} / \text{lb} - 51.42 \text{ BTU} / \text{lb} = 549.18 \text{ BTU} / \text{lb}$$

Gasto másico:

$$G_3 = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{324,000 \text{ BTU} / \text{h.}}{549.18 \text{ BTU} / \text{lb}} = 589.970 \text{ lb} / \text{h.}$$

Volumen a desplazar :

$$V_a = G_3 V_{1'} = (589.970 \text{ h.})(20.0 \text{ ft}^3 / \text{lb}) = 11,799.4 \text{ ft}^3 / \text{h.}$$

Equivalente calórico de trabajo de compresión:

$$\Delta W = h_{2'} - h_{1'} = 784.47 \text{ BTU} / \text{lb} - 600.6 \text{ BTU} / \text{lb} = 183.87 \text{ BTU} / \text{lb}$$

Trabajo de compresión:

$$W = G_3 \Delta W = (589.970 \text{ lb} / \text{h.})(183.87 \text{ BTU} / \text{lb}) = 108,477.784 \text{ BTU} / \text{h.}$$

Calor de condensación:

$$Q_c = Q_o + W = 324,000 + 108,477.784 = 432,477.784 \text{ BTU} / \text{h.}$$

SISTEMA DE ENFRIAMIENTO CON AGUA (figura 29)

### Área de refrigeración

$$h_3 = h_{6'} /_{l.s.}^{T=95^\circ F} = 149.4 \text{ BTU} / \text{lb}$$

$$h_{1^{\circ}} / \substack{T=32^{\circ}F \\ v,r} = 624.62 \text{ BTU} / \text{lb}$$

$$h_1 / \substack{T=22^{\circ}F \\ v,r} = 618.3 \text{ BTU} / \text{lb}$$

$$h_1 / \substack{T=22^{\circ}F \\ l,s.} = 66.9 \text{ BTU} / \text{lb}$$

Producción frigorífica específica:

$$q_{oAPF} = h_{1^{\circ}} - h_{6^{\circ}} = 624.62 \text{ BTU} / \text{lb} - 149.4 \text{ BTU} / \text{lb} = 475.22 \text{ BTU} / \text{lb}$$

$$q_{oAPF} = q_{oAC} = q_{oAD}$$

$$q_{oEA} = h_1 - h_7 = 618.30 \text{ BTU} / \text{lb} - 66.9 \text{ BTU} / \text{lb} = 551.4 \text{ BTU} / \text{lb}$$

Gasto másico:

$$G_{AC} = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{216,000 \text{ BTU} / \text{h.}}{475.22 \text{ BTU} / \text{lb}} = 454.526 \text{ lb} / \text{h.}$$

$$G_{APF} = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{144,000 \text{ BTU} / \text{h.}}{475.22 \text{ BTU} / \text{lb}} = 303.017 \text{ lb} / \text{h.}$$

$$G_{AD} = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{144,000 \text{ BTU} / \text{h.}}{475.22 \text{ BTU} / \text{lb}} = 303.017 \text{ lb} / \text{h.}$$

$$G_{EA} = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{1,502,769.13 \text{ BTU} / \text{h.}}{551.4 \text{ BTU} / \text{lb}} = 2725.370 \text{ lb} / \text{h.}$$

La sumatoria de los gastos másicos de todas las aplicaciones es:

$$G_1 = \sum (G_{AC} + G_{APF} + G_{AD} + G_{EA}) = 3785.931 \text{ lb} / \text{h.}$$

Para poder continuar con la secuencia de cálculo es necesario obtener la temperatura de mezcla que se realiza, para determinar las condiciones a las que succionaría el compresor.

El balance general:

$$Q_{AC} + Q_{APF} + Q_{AD} + Q_{ea} = 0$$

Sustituyendo  $Q_0 = G C_p \Delta T$  dentro de la ecuación.

$$(G_{AC} C_p \Delta T) + (G_{APF} C_p \Delta T) + (G_{AD} C_p \Delta T) + (G_{EA} C_p \Delta T) = 0$$

Dividiendo ambos lados de la ecuación por  $C_p$  y sustituyendo  $\Delta T$  obtenemos:

$$[G_{AC}(T_m - T_{AC})] + [G_{AC}(T_m - T_{AC})] + [G_{APF}(T_m - T_{APF})] + [G_{AD}(T_m - T_{AD})] + [G_{EA}(T_m - T_{EA})] = 0$$

Multiplicando el flujo másico de cada aplicación por cada una de las temperaturas y pasar de cada lado de la ecuación obtenemos:

$$(G_{AC} \cdot T_{AC}) + (G_{AD} \cdot T_{AD}) + (G_{APF} \cdot T_{APF}) + (G_{AR} \cdot T_{AR}) = (G_{AC} \cdot T_m) + (G_{AD} \cdot T_m) + (G_{APF} \cdot T_m) + (G_{EA} \cdot T_{EA})$$

Despejando la temperatura de mezcla y conociendo que  $G_1 = G_{AC} + G_{AD} + G_{APF} + G_{EA}$  obtenemos:

$$T_m = \frac{(G_{EA} T_{EA}) + (G_{AC} T_{AC}) + (G_{APF} T_{APF}) + (G_{AD} T_{AD})}{G_1}$$

$$T_m = \frac{(454.526)(50) + (303.017)(32) + (303.017)(41) + (2725.370)(23.8)}{3785.93} = 28.978^\circ F$$

En base a esta temperatura se obtienen:

$$h_{1,A} = 622.776 \text{ BTU} / \text{lb}$$

$$V_{1,A} = 5.822 \text{ ft}^3 / \text{lb}$$

$$S_{1,A} = 1.3033 \text{ BTU} / \text{lb}^\circ F$$

De la entropía obtenida se determina la entalpía de descarga del compresor

$$h_2 /_{vr}^{S_{1,A}=1.3033} = 710.363 \text{ BTU} / \text{lb}$$

Volumen a desplazar :

$$V_a = G_1 V_{1,A} = (3,785.93 \text{ lb} / \text{ho.}) (5.822 \text{ ft}^3 / \text{lb}) = 22,041.684 \text{ ft}^3 / \text{h.}$$

Equivalente calórico de trabajo de compresión:

$$\Delta W = h_2 - h_{1,A} = 710.363 \text{ BTU} / \text{lb} - 622.776 \text{ BTU} / \text{lb} = 87.587 \text{ BTU} / \text{lb}$$

Trabajo de compresión:

$$W = G_1 \Delta W = (3,785.93 \text{ lb/h})(87.587 \text{ BTU/lb}) = 331,598.251 \text{ BTU/h.}$$

Calor de condensación:

$$Q = Q_o + W = 216,000 + 144,000 + 144,000 + 1,502,769.13 = 2,338,367.381 \text{ BTU/h.}$$

*Área de conservación de congelados.*

$$h_5 = h_6 /_{l.s.}^{T=7.84^\circ F} = 51.42 \text{ BTU/lb}$$

$$h_7 /_{l.s.}^{T=-17.5^\circ F} = 24.5 \text{ BTU/lb}$$

$$h_7 /_{v.s.}^{T=-17.5^\circ F} = 605.9 \text{ BTU/lb}$$

$$V_7 = 13.795 \text{ ft}^3 / \text{lb}$$

$$S_7 = 1.3718 \text{ BTU/lb}^\circ F$$

$$h_2 /_{vr}^{S_1=1.3718} = 758.955 \text{ BTU/lb}$$

Producción frigorífica específica:

$$q_{oCCC} = h_7 - h_6 = 605.9 \text{ BTU/lb} - 51.42 \text{ BTU/lb} = 554.48 \text{ BTU/lb}$$

$$q_{oCCH} = q_{oCCC}$$

$$q_{oFH} = h_8 - h_7 = 605.9 \text{ BTU/lb} - 24.05 \text{ BTU/lb} = 581.85 \text{ BTU/lb}$$

Gasto másico:

$$G_{CCC} = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{120,000 \text{ BTU/h.}}{554.48 \text{ BTU/lb}} = 216.418 \text{ lb/h.}$$

$$G_{CCH} = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{192,000 \text{ BTU/h.}}{544.48 \text{ BTU/lb}} = 352.63 \text{ lb/h.}$$

$$G_{FHC} = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{387,600 \text{ BTU/h.}}{581.85 \text{ BTU/lb}} = 666.15 \text{ lb/h.}$$

La sumatoria de los gastos másicos de todas las aplicaciones es:

$$G_2 = \sum (G_{CCC} + G_{CCH} + G_{FHC}) = 1235.198 \text{ lb/h.}$$

Volumen a desplazar :

$$V_a = G_2 V_{1'} = (1,235.198 \text{ lb} / \text{h.})(13.795 \text{ ft}^3 / \text{lb}) = 17,039.556 \text{ ft}^3 / \text{h.}$$

Equivalente calórico de trabajo de compresión:

$$\Delta W = h_2 - h_{1'} = 758.955 \text{ BTU} / \text{lb} - 605.9 \text{ BTU} / \text{lb} = 153.055 \text{ BTU} / \text{lb}$$

Trabajo de compresión:

$$W = G_2 \Delta W = (1,235.198 \text{ lb} / \text{h.})(153.055 \text{ BTU} / \text{lb}) = 189,053.229 \text{ BTU} / \text{h.}$$

Calor de condensación:

$$Q = Q_o + W = 120,000 + 192,000 + 387,600 + 189,053.229 = 888,653.229 \text{ BTU} / \text{h.}$$

*Área de congelación*

$$h_{6'} / \frac{T=7.84^\circ F}{l.s.} = 51.42 \text{ BTU} / \text{lb}$$

$$h_{1'} / \frac{T=-32^\circ F}{v.s.} = 600.6 \text{ BTU} / \text{lb}$$

$$V_{1'} = 20.0 \text{ ft}^3 / \text{lb}$$

$$S_{1'} = 1.4048 \text{ BTU} / \text{lb}^\circ F$$

$$h_2 / \frac{S1'=1.4048}{v_r} = 784.47 \text{ BTU} / \text{lb}$$

Producción frigorífica específica:

$$q_{oCA} = h_{1'} - h_{6'} = 600.6 \text{ BTU} / \text{lb} - 51.42 \text{ BTU} / \text{lb} = 549.18 \text{ BTU} / \text{lb}$$

Gasto másico:

$$G_3 = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{324,000 \text{ BTU} / \text{h.}}{549.18 \text{ BTU} / \text{lb}} = 589.970 \text{ lb} / \text{h.}$$

Volumen a desplazar :

$$V_a = G_3 V_{1'} = (589.970 \text{ h})(20.0 \text{ ft}^3 / \text{lb}) = 11,799.4 \text{ ft}^3 / \text{h.}$$

Equivalente calórico de trabajo de compresión:

$$\Delta W = h_{2'} - h_{1'} = 784.47 \text{ BTU/lb} - 600.6 \text{ BTU/lb} = 183.87 \text{ BTU/lb}$$

Trabajo de compresión:

$$W = G_3 \Delta W = (589.970 \text{ lb/h.})(183.87 \text{ BTU/lb}) = 108,428.139 \text{ BTU/h.}$$

Calor de condensación:

$$Q = Q_o + W = 324,000 + 108,428.193 = 432,477.784 \text{ BTU/h.}$$

SISTEMA DE ENFRIAMIENTO CON AIRE (figura 30)

Área de refrigeración

$$h_3 = h_{6'} /_{1.S}^{T=95^\circ F} = 149.4 \text{ BTU/lb}$$

$$h_{1'} /_{v.r}^{T=32^\circ F} = 624.62 \text{ BTU/lb}$$

$$h_1 /_{v.r}^{T=22^\circ F} = 618.3 \text{ BTU/lb}$$

$$h_1 /_{1.S.}^{T=22^\circ F} = 66.9 \text{ BTU/lb}$$

Producción frigorífica específica:

$$q_{oAPF} = h_{6'} - h_{1'} = 624.62 \text{ BTU/lb} - 149.4 \text{ BTU/lb} = 475.22 \text{ BTU/lb}$$

$$q_{oAPF} = q_{oAC} = q_{oAD}$$

$$q_{oTE} = h_1 - h_7 = 618.3 \text{ BTU/lb} - 80.3 \text{ BTU/lb} = 538 \text{ BTU/lb}$$

Gasto másico:

$$G_{AC} = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{216,000 \text{ BTU/h.}}{475.22 \text{ BTU/lb}} = 454.526 \text{ lb/h.}$$

$$G_{APF} = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{144,000 \text{ BTU/h.}}{475.22 \text{ BTU/lb}} = 303.017 \text{ lb/h.}$$

$$G_{AD} = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{144,000 \text{ BTU/h.}}{475.22 \text{ BTU/lb}} = 303.017 \text{ lb/h.}$$

$$G_{TE} = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{1,245,829.181 BTU/h.}{538 BTU/b} = 2,315.677 lb/h.$$

La sumatoria de los gastos másicos de todas las aplicaciones es:

$$G_1 = \sum (G_{AC} + G_{APF} + G_{AD} + G_{TE}) = 3,376.237 lb/h.$$

Para poder continuar con la secuencia de cálculo es necesario obtener la temperatura de mezcla que se realiza en la tubería principal, debido a que es a estas condiciones a la cual succiona el compresor.

El balance general:

$$Q_{AC} + Q_{APF} + Q_{AD} + Q_{TE} = 0$$

Sustituyendo  $Q_o = G C_p \Delta T$  dentro de la ecuación.

$$(G_{AC} C_p \Delta T) + (G_{APF} C_p \Delta T) + (G_{AD} C_p \Delta T) + (G_{TE} C_p \Delta T) = 0$$

Dividiendo ambos lados de la ecuación por  $C_p$  y sustituyendo  $\Delta T$  obtenemos:

$$[G_{AC}(T_m - T_{AC})] + [G_{AC}(T_m - T_{AC})] + [G_{APF}(T_m - T_{APF})] + [G_{AD}(T_m - T_{AD})] + [G_{TE}(T_m - T_{TE})] = 0$$

Multiplicando el flujo másico de cada aplicación por cada una de las temperaturas y pasar de cada lado de la ecuación obtenemos:

$$(G_{AC} \cdot T_{AC}) + (G_{AD} \cdot T_{AD}) + (G_{APF} \cdot T_{APF}) + (G_{AR} \cdot T_{AR}) = (G_{AC} \cdot T_m) + (G_{AD} \cdot T_m) + (G_{APF} \cdot T_m) + (G_{TE} \cdot T_{TE})$$

Despejando la temperatura de mezcla y conociendo que  $G_1 = G_{AC} + G_{AD} + G_{APF} + G_{TE}$  obtenemos:

$$T_m = \frac{(G_{TE} T_{TE}) + (G_{AC} T_{AC}) + (G_{APF} T_{APF}) + (G_{AD} T_{AD})}{G_1}$$

$$T_m = \frac{((454.526)(50)) + ((303.017)(32)) + ((303.017)(41)) + ((2819.877)(22))}{3,376.237} = 28.372^\circ F$$

En base a esta temperatura se obtienen:

$$h_{1,A} = 622.406 \text{ BTU} / \text{lb}$$

$$V_{1,A} = 5.813 \text{ ft}^3 / \text{lb}$$

$$S_{1,A} = 1.3025 \text{ BTU} / \text{lb}^\circ \text{F}$$

De la entropía obtenida se determina la entalpía de descarga del compresor

$$h_{2'} /_{v,r}^{S=1.3105} = 709.836 \text{ BTU} / \text{lb}$$

Volumen a desplazar :

$$V_a = G_1 V_{1,A} = (3,376.237 \text{ lb} / \text{h.})(5.813 \text{ ft}^3 / \text{lb}) = 19,626.065 \text{ ft}^3 / \text{h.}$$

Equivalente calórico de trabajo de compresión:

$$\Delta W = h_2 - h_{1,A} = 709.836 \text{ BTU} / \text{lb} - 622.406 \text{ BTU} / \text{lb} = 87.43 \text{ BTU} / \text{lb}$$

Trabajo de compresión:

$$W = G_1 \Delta W = (3,376.237 \text{ lb} / \text{h.})(87.43 \text{ BTU} / \text{lb}) = 295,184.400 \text{ BTU} / \text{h.}$$

Calor de condensación:

$$Q = Q_o + W = 216,000 + 144,000 + 144,000 + 1,245,829.181 + 295,184.400 = 2,045,013.581 \text{ BTU} / \text{h}$$

Área de conservación de congelados.

$$h_{5'} = h_{6'} /_{l,s.}^{T=34.173^\circ \text{F}} = 80.3 \text{ BTU} / \text{lb}$$

$$h_7 /_{l,s.}^{T=-17.5^\circ \text{F}} = 24.5 \text{ BTU} / \text{lb}$$

$$h_{1'} /_{v,s.}^{T=-17.5^\circ \text{F}} = 605.9 \text{ BTU} / \text{lb}$$

$$V_{1'} = 13.795 \text{ ft}^3 / \text{lb}$$

$$S_{1'} = 1.3718 \text{ BTU} / \text{lb}^\circ \text{F}$$

$$h_{2'} /_{v,r.}^{S=1.3718} = 758.955 \text{ BTU} / \text{lb}$$

Producción frigorífica específica:

$$q_{oCCC} = h_1 - h_6 = 605.9 \text{ BTU/lb} - 80.3 \text{ BTU/lb} = 525.6 \text{ BTU/lb}$$

$$q_{oCCH} = q_{oCCC}$$

$$q_{oFH} = h_1 - h_7 = 605.9 \text{ BTU/lb} - 24.05 \text{ BTU/lb} = 581.85 \text{ BTU/lb}$$

Gasto másico:

$$G_{CCC} = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{120,000 \text{ BTU/h}}{525.6 \text{ BTU/lb}} = 228.3 \text{ lb/h.}$$

$$G_{CCH} = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{192,000 \text{ BTU/h}}{525.6 \text{ BTU/lb}} = 365.296 \text{ lb/h.}$$

$$G_{FH} = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{387,600 \text{ BTU/h}}{581.85 \text{ BTU/lb}} = 666.15 \text{ lb/h.}$$

La sumatoria de los gastos másicos de todas las aplicaciones es:

$$G_2 = \sum(G_{CCC} + G_{CCH} + G_{FH}) = 1,259.757 \text{ lb/h.}$$

Volumen a desplazar :

$$V_a = G_2 V_1 = (1,259.757 \text{ lb/h.})(13.795 \text{ ft}^3/\text{lb}) = 17,378.347 \text{ ft}^3/\text{h.}$$

Equivalente calórico de trabajo de compresión:

$$\Delta W = h_2 - h_1 = 758.955 \text{ BTU/lb} - 605.9 \text{ BTU/lb} = 153.055 \text{ BTU/lb}$$

Trabajo de compresión:

$$W = G_2 \Delta W = (1,259.757 \text{ lb/h.})(153.055 \text{ BTU/lb}) = 192,812.107 \text{ TU/h.}$$

Calor de condensación:

$$Q = Q_o + W = 120,000 + 192,000 + 387,600 + 192,812.107 = 892,412.107 \text{ BTU/h.}$$

Área de congelación

$$h_{6'} / \substack{T=34.178^{\circ}F \\ l.s.} = 80.3 \text{ BTU} / \text{lb}$$

$$h_{1'} / \substack{T=-32^{\circ}F \\ v.s.} = 600.6 \text{ BTU} / \text{lb}$$

$$V_{1'} = 20.0 \text{ ft}^3 / \text{lb}$$

$$S_{1'} = 1.4048 \text{ BTU} / \text{lb}^{\circ}F$$

$$h_{2'} / \substack{S=1.4048 \text{ BTU} / \text{lb} \\ v.f.} = 784.47 \text{ BTU} / \text{lb}$$

Producción frigorífica específica:

$$q_{oCA} = h_{1'} - h_{6'} = 600.6 \text{ BTU} / \text{lb} - 80.3 \text{ BTU} / \text{lb} = 520.3 \text{ BTU} / \text{lb}$$

Gasto másico:

$$G_3 = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{324,000 \text{ BTU} / \text{h.}}{520.3 \text{ BTU} / \text{lb}} = 622.717 \text{ lb} / \text{h.}$$

Volumen a desplazar :

$$V_a = G_3 V_{1'} = (622.717 \text{ h.})(20.0 \text{ ft}^3 / \text{lb}) = 12,454.34 \text{ ft}^3 / \text{h.}$$

Equivalente calórico de trabajo de compresión:

$$\Delta W = h_{2'} - h_{1'} = 784.47 \text{ BTU} / \text{lb} - 600.6 \text{ BTU} / \text{lb} = 183.87 \text{ BTU} / \text{lb}$$

Trabajo de compresión:

$$W = G_3 \Delta W = (622.717 \text{ lb} / \text{h.})(183.87 \text{ BTU} / \text{lb}) = 114,498.974 \text{ BTU} / \text{h.}$$

Calor de condensación:

$$Q = Q_o + W = 324,000 + 114,498.474 = 438,498.974 \text{ BTU} / \text{h.}$$

Tabla 4  
Condiciones de trabajo

Área	Condiciones de trabajo	Hielo	Agua	Aire
Refrigeración	G (lb./h.)	1,035.289	3,785.931	3,376.237
	Va (ft <sup>3</sup> )	6,075.075	22,041.684	19,626.065
	AW (BTU/lb.)	88.273	87.587	87.430
	W (BTU/h)	91,338.066	331,598.251	295,184.400
	Qo (BTU/h)	595,388.066	2,338,367.381	2,045,013.581
Conservación de Congelados	G (lb./h.)	2,813.497	1,235.198	1,259.757
	Va (ft <sup>3</sup> )	38,812.19	17,039.556	17,378.347
	AW (BTU/lb.)	153.055	153.055	153.055
	W (BTU/h)	430,619.783	189,053.229	192,812.107
	Qo (BTU/h)	2,048,558.183	888,653.229	892,412.107
Congelación	G (lb./h.)	589.970	589.970	622.717
	Va (ft <sup>3</sup> )	11,799.400	11,799.400	12,454.340
	AW (BTU/lb.)	183.870	183.870	183.87
	W (BTU/h)	108,477.784	108,477.784	114,498.974
	Qo (BTU/h)	432,477.784	432,477.784	438,498.974

### 3.4. Costos por consumo de energía

Los procesos frigoríficos representan uno de los mayores rubros de costos de operación en la industria alimentaria. Frecuentemente, el mayor consumo de energía lo realiza el compresor y es por ello que el costo de energía obtenido se centra en este equipo. Sin embargo el consumo energético del compresor esta directamente relacionado con la carga térmica a retirar de los espacios fríos. Si disminuye la carga, por lo tanto el compresor realizara un menor trabajo por consecuencia el consumo energético disminuirá. Es importante mencionar que para obtener los siguientes consumos de energía y por lo tanto el costo de energía se basarán en los caballos de fuerza (HP) que indican los fabricantes en los manuales de los compresores seleccionados de acuerdo a las condiciones requeridas de cada uno de los sistemas de enfriamiento.

La evaluación económica de los sistemas de enfriamiento se realizara de acuerdo al costo de energía consumida durante el tiempo de funcionamiento de los compresores por un día, un mes y un año. Tomando un costo de energía de 0.03476 USD/Kw.<sup>(13)</sup>

Tabla 5

Gastos de energía de enfriamiento con hielo

Área	Modelo de compresor	Horas trabajo	Compresor Poder (kW)	Capacidad requerida	Capacidad compresor	Costo de energía		
						Día	Mes	Año
Anden de carga y área de proceso	RXF-15	14	29.16	360,000	430,800	\$ 11.86	\$ 355.75	\$ 4,268.99
Cámara de refrigeración	RXF-15	24	29.68	288,000	352,800	\$ 20.21	\$ 606.37	\$ 7,276.48
Cámara de congelados, conservación de hielo y fabrica de hielo	RWB-II-177	24	243.47	1,617,840	1,764,000	\$ 186.28	\$ 5,588.49	\$ 67,061.92
Cámara de congelación	RXF-58	14	74.65	324,000	345,600	\$ 34.06	\$ 1,021.72	\$ 12,260.59
					TOTAL	\$ 252.41	\$ 7,572.33	\$ 90,867.97

Tabla 6

Gastos de energía de enfriamiento con agua

Área	Modelo de compresor	Horas trabajo	Compresor Poder (kW)	Capacidad requerida	Capacidad compresor	Costo de energía		
						Día	Mes	Año
Anden de carga y área de proceso	RXF-15	14	29.16	360,000	430,800	\$ 11.86	\$ 355.75	\$ 4,268.99
Cámara de refrigeración	RXF-15	24	29.68	288,000	352,800	\$ 20.21	\$ 606.37	\$ 7,276.48
Enfriador de agua	RXF-58	14	112.53	1,502,760	1,490,400	\$ 55.22	\$ 1,656.47	\$ 19,877.67
Cámara de congelados, conservación de hielo y fabrica de hielo	RXF-68	24	100.82	699,600	656,400	\$ 89.64	\$ 2,689.31	\$ 32,271.67
Cámara de congelación	RXF-58	14	74.65	324,000	345,600	\$ 34.06	\$ 1,021.72	\$ 12,260.59
					TOTAL	\$ 210.99	\$ 6,329.62	\$ 75,955.39

Tabla 7

Gastos de energía de enfriamiento con aire

Área	Modelo de compresor	Horas trabajo	Compresor Poder (kW)	Capacidad requerida	Capacidad compresor	Costo de energía		
						Día	Mes	Año
Anden de carga y área de proceso	RXF-15	14	29.16	360,000	430,800	\$ 11.86	\$ 355.75	\$ 4,268.99
Cámara de refrigeración	RXF-15	24	29.68	288,000	352,800	\$ 20.21	\$ 606.37	\$ 7,276.48
Túnel de enfriamiento	RXF-50	14	99.17	1,245,600	1,272,000	\$ 47.26	\$ 1,417.75	\$ 17,013.05
Cámara de congelados, conservación de hielo y fabrica de hielo	RXF-68	24	100.82	699,600	656,400	\$ 89.64	\$ 2,689.31	\$ 32,271.67
Cámara de congelación	RXF-58	14	74.65	324,000	345,600	\$ 34.06	\$ 1,021.72	\$ 12,260.59
					TOTAL	\$ 203.03	\$ 6,090.90	\$ 73,090.77

### 3.5. Análisis de sistemas de enfriamiento

En la tabla 4 se presentan en forma resumida las condiciones de trabajo de los diferentes sistemas de enfriamiento que permitirán de forma más clara su correcta evaluación.

Una de las condiciones de trabajo que más se ve involucrada en la magnitud de las condiciones subsecuentes es la producción frigorífica específica ( $q_o$ ), y considerando esta en los equipos utilizados para el sistema de enfriamiento, se observa en los equipos que trabajan por sistema inundado, para alimentar de líquido a los evaporadores, tienen una mayor producción frigorífica específica; esto implica que la fábrica de hielo (581.85BTU/lb.) sea la mayor beneficiada al ser en un 8.1% mayor, lo mismo ocurre con el enfriador de agua (551.4BTU/lb.) que se presenta mayor en un 2.5% al túnel por aire (538BTU/lb.).

Esto se explica debido a que la fábrica de hielo trabaja a una temperatura de evaporación menor, además de que el refrigerante líquido se separa del vapor permitiendo alimentar líquido en condiciones de saturación y por lo tanto a una entalpía menor que los otros dos equipos utilizados para el enfriamiento (agua y aire).

La consecuencia directa de tener una mayor producción frigorífica específica, es la reducción del flujo másico del refrigerante, por lo cual para el enfriamiento con hielo se requiere de menor flujo de refrigerante, y para el enfriador de agua y el túnel de enfriamiento lo demanda de refrigerante será mayor.

Una condición fundamental que permite darnos cuenta sobre el tamaño de los equipos de compresión que se ocuparán en la instalación frigorífica es el volumen desplazado por el compresor ( $V_a$ ). Por lo cual si se realiza una comparación centralizada de los diferentes sistemas, se observa solo una diferencia reducida entre ambos siendo el sistema por hielo el que ocuparía un mayor espacio con un 10%; le sigue el sistema por aire que presenta una diferencia del 3.0% mayor que el sistema por aire. Sin embargo, se tiene una diferencia notable si solo se toma en consideración el área en donde se encuentra

localizado el equipo responsable del enfriamiento, por lo tanto el sistema por hielo es mayor en un 42.32%, al sistema por agua, y comparando este último con el sistema por aire, solo se distingue un incremento mínimo del 4.05% de este último; esto se debe en gran medida a que a menor temperatura de evaporación se trabaje, mayor será el volumen que se requiere desplazar por el compresor para la fábrica de hielo.

Cabe decir que el tamaño de los acumuladores de succión esta relacionado con el volumen de gas que se genera durante la evaporación por lo tanto para el sistema con hielo como se dijo anteriormente al trabajar a una menor temperatura el volumen específico generado aumentará por lo cual se ocupará un acumulador de mayores dimensiones. Al contrario de los otros dos sistemas de enfriamiento en los cuales la evaporación se realiza a una temperatura mayor por lo tanto después de llevarse a cabo la evaporación el volumen específico disminuye y en consecuencia los tanques de acumulación serán de menores dimensiones.

Para tener una mejor visión sobre el espacio que se requiere, se debe tomar en cuenta también el gasto másico de todas las aplicaciones que trabajan por sistema recirculado que tiene injerencia directa sobre el tamaño de los acumuladores de succión así como del recipiente de presión constante.

Otra de las condiciones de trabajo importantes en este estudio es el trabajo de compresión (W), dado que es este el que marca la pauta sobre los costos de operación energética de la planta. De acuerdo a lo que se presenta en la tabla 4, se observa que el sistema por aire es el que requiere una mayor cantidad de energía, tal y como lo reafirma la potencia aplicada al compresor en un porcentaje de 4.6%, le sigue el sistema por agua con una ligera diferencia de 0.8%, al mejor sistema; por consecuencia el sistema que requiere una menor cantidad de energía por hora es el sistema por hielo. Sin embargo si consideramos solo de forma individual el W del área en donde se encuentra ubicado el equipo de enfriamiento se muestra que la fábrica de hielo requiere un mayor trabajo de compresión que los equipos requeridos en los sistemas por agua y aire en los cuales se ven diferencias poco significativas, además si tomamos el tiempo de operación de los

compresores para los equipos de enfriamiento, las fábricas de hielo trabajan las 24 horas del día, que es el tiempo que se tarda en producir la cantidad de hielo requerida para el enfriamiento. Mientras que los equipos para el enfriamiento con agua y con aire operan solo durante el tiempo de producción.

Este mismo comportamiento se aplica al calor de condensación ( $Q$ ), dado que al analizar de forma centralizada la instalación frigorífica de los diferentes sistemas de enfriamiento da como resultado que el sistema por hielo es el mejor, sin embargo al realizarlo de forma individual es este el que resulta más costoso debido entre otras cosas al tiempo de operación de las fabricas de hielo, lo que implica un mayor costo de energía, dejando como mejores alternativas los sistemas por agua y aire debido a que presentan pocas diferencias entre ellos.

Se debe tomar en cuenta que las dos condiciones de trabajo anteriormente citadas solo nos dan una idea sobre los requerimientos energéticos de la planta debido a que no toman en cuenta ineficiencias del equipo de compresión, por tal motivo se consideró el gasto de energía reportado por los fabricantes del equipo con el fin de tener una mayor confiabilidad sobre los costos reportados. Tomando en cuenta esto, los datos reportados en las tablas: 5, 6 y 7 se demuestra que es un poco más costoso trabajar mediante la producción de hielo para llevar a cabo el sistema de enfriamiento dado que su costo anual se ve incrementado en relación al sistemas de enfriamiento con agua y el sistema con aire que no tienen mucha variación entre ellos.

Si es cierto que la instalación frigorífica para el sistema de enfriamiento por hielo requiere de un costo inicial menor que el enfriamiento con agua o con aire, pero el costo se elevaría durante los años siguientes, debido al consumo de energía de los compresores durante el funcionamiento de la instalación frigorífica.

Como se puede observar en el sistema de enfriamiento con hielo, debido a que el equipo de compresión trabajaría las 24 horas para producir el hielo tendrá un costo por consumo de energía anual de 90,867.97 USD. El enfriamiento con agua puede implicar un costo por consumo de energía de 75,955.39 USD anuales teniendo un ahorro de 16.42 % respecto a el enfriamiento con hielo. Y con la implementación del enfriamiento con aire se obtendría un costo 73,090.77 USD y un ahorro de 3.76 % respecto al enfriamiento con agua y una diferencia 19.57 % en comparación con el enfriamiento por medio de hielo. De antemano se podría deducir que el enfriamiento con hielo no sería una opción rentable para una planta procesadora de aves, ya que los compresores utilizados para éste demandarían un mayor consumo de energía para la instalación frigorífica. Las alternativas de enfriamiento con agua y aire no presentan una diferencia muy grande en cuanto a consumo de energía, lo cual indica que la instalación frigorífica de estos últimos dos sistemas de enfriamiento se justifican, debido al ahorro de energía durante su operación.

## CONCLUSIONES

El procesamiento de carne de pollo existen tres métodos generales para el enfriamiento de canales evisceradas. Los cuales fueron estudiados en este trabajo en forma técnica y termodinámica para el diseño de una instalación frigorífica. El más conocido y estudiado es por medio de inmersión en agua a una temperatura de 33.8°F, y que es mantenida por medio de un enfriador de agua multitubular en el cual se recircula el agua proveniente del *chiller*. El otro método involucra la adición de hielo en un tanque lleno de agua aprovechando el calor de fusión del hielo para enfriar. Un método más emplea ráfagas de aire, por medio de difusores con la adición de agua para mantener la humedad relativa dentro del túnel de enfriamiento, evitando con esto las pérdidas de peso por evaporación de agua del producto.

El diseño de las instalaciones frigoríficas para cada uno de los sistemas de enfriamiento se realizó en base al funcionamiento de los equipos especiales que se utilizan. Pero no quiere decir que solo sea el resultado de un criterio, sino también es el conjunto de características técnicas y termodinámicas para cada caso en particular de los sistemas de enfriamiento en estudio.

Es necesario mencionar que el diseño no se realizó en base a marcas de equipo, sino que se baso, como se menciona anteriormente, de acuerdo al principio de funcionamiento de los equipos seleccionados, esto quiere decir que para el procesamiento de aves existen otras marcas de equipos especiales que tienen la misma finalidad y pueden ser utilizados para el enfriamiento de acuerdo a las características que le pueden proporcionar los métodos de alimentación de líquido refrigerante a los evaporadores que es de gran importancia para el diseño de las instalaciones frigoríficas.

La característica principal que diferencia a los sistemas de enfriamiento en la instalación frigorífica, son los equipos y accesorios necesarios para su funcionamiento. Como se pudo observar en los diagramas de flujo presentados, para el sistema de enfriamiento con agua se requiere que el enfriador de agua cuente con un gran número de

accesorios ocasionando que su operación sea compleja, al contrario de los sistemas de enfriamiento con hielo y aire donde el número de accesorios hace más sencilla su operación. La selección de los elementos se debe hacer en base a las de condiciones de operación de cada uno de los elementos involucrados para generar el medio de enfriamiento.

Es de gran importancia que el país pueda introducir nueva tecnología y procesos que ayuden a tener más y mejor producción disminuyendo a su vez los costos operativos, para así obtener precios accesibles para el mercado nacional e internacional.

Es bien sabido que en las instalaciones frigoríficas el consumo de energía de los equipos de compresión representa un costo de operación elevado, para lo que es importante seleccionar alternativas que demandan un menor consumo.

Los sistemas de enfriamiento para canales de pollo presentan una ligera variación en cuanto al costo de operación por consumo de energía. En los sistemas con aire y agua se reducen los costos respecto al enfriamiento con hielo, teniendo un ahorro del 16 % y 19 % respectivamente por este concepto anualmente. Cabe mencionar que de acuerdo a los datos obtenidos en el consumo de energía, el sistema de enfriamiento por aire, sería la mejor alternativa en cuanto a ahorro.

En América Latina los procesadores siempre han enfriado las canales de pollo por medio de agua fría en *chillers*, método conocido como "*spinchiller*". Pero en Europa el método ampliamente utilizado desde hace muchos años en las plantas procesadoras de aves es por medio aire combinado con la pulverización de agua fría.

Es bien sabido que la carne de pollo es un producto altamente perecedero y que una manera de conservarlo es mediante el enfriamiento, el cual es un facto que determina su calidad. Siendo este el inicio de la cadena del frío aplicada a este tipo de carne, permitiendo retrasar el crecimiento de microorganismos favoreciendo una vida de anaquel más prolongada.

La diferencia de peso entre un pollo enfriado con agua y uno enfriado con aire puede llegar a ser de un 4 % o mayor. No obstante, el enfriamiento con aire no permite una gran absorción de agua, parámetro que en varios países de Latinoamérica aún no se establece o es regulado por algún organismo.

El objetivo del trabajo no fue determinar la calidad microbiológica del producto final, pero es un aspecto que en un futuro influirá en la determinación de instalar el tipo de sistema de enfriamiento debido a la exigencia del mercado internacional en donde se puede tener éxito con la implementación de un sistema de enfriamiento adecuado. Ya que acuerdo a la bibliografía revisada; el enfriamiento por aire resulta en una mejor calidad higiénica y microbiológica de las canales, comparado con el enfriamiento por inmersión en agua. Debido a que el agua contenida en el *chiller* puede tener algunos residuos de sangre y otros contaminantes propios de la canal (vísceras y/o plumas).

Los sistemas de enfriamiento con agua y con aire representarían las mejores opciones para su instalación en la producción de carne de pollo, aunque su costo inicial de instalación sea mayor, por los equipos y accesorios que se requieren para la producción de frío.

## BIBLIOGRAFÍA

1. Abu-Ruwaida A.S., Sawuya W.N., Dashti B.H., otros. "Microbiological quality of broilers During processing in a Modern Commercial Slaughterhouse in Kuwait", *Journal of Food Protection*, No. 10, Vol. 57. 1994.
2. A. Blásquez E, Ingeniero consultor "Refrigeración industrial S.A. de C.V"., México, 2002.
3. Aho Paul, "Empresas líderes: La economía del América Latina y el mundo". *Industria Avícola, Revista*. Vol. 49. Número 1. Enero 2002.
4. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditions Engineers, Inc USA. 1998.
5. Blank Greg, y Powell Charles, "Microbiological and Hidraulic Evaluation of immersion chilling for poultry", *Journal of Food protection*, No. 12, Vol. 58. 1995.
6. Ciobanu Aurel, "Cooling technology in the food industry" Edit. Abacus Press, Rumania, 1976.
7. Compendio de indicadores económicos del sector avícola, Unión Nacional de Avicultores, Dirección de Estudios Económicos 1999-2000.
8. Dincer Ibrahim, "Heat transfer in food evoling applications" Edit. Taylor and Francis, Estados Unidos, 1997.
9. Dossat Roy J., "Principios de refrigeración" Edit. Continental S.A. de C.V., México, 1997.
10. Elia R. Ana "Enfriamiento con aire. ¿una opción factible?". *Carne Tec. Revista*. Vol. 8. Numero 7. Noviembre-Diciembre 2001
11. Grossklavs Dieter, "Inspección sanitaria de la carne de ave" Edit. Acribia S.A., Zaragoza, España, 1978.
12. Gruda Zbigniew, Postolski Tacek, "Tecnología de la congelación de alimentos" Edit. Acribia S.A., Zaragoza, España, 1986
13. <http://www.cfe.gob.mx>. 2003
14. <http://www.infoaserca.gob.mx/claridades>. 2003
15. <http://www.sagar.mx> "Situación actual y perspectiva de la producción de carne de pollo en México 2000"

16. <http://www.sagarpa.gob.mx>. 2003
17. [http://www.una.com.mx/indicadores económicos](http://www.una.com.mx/indicadores_economicos). 2003
18. IIF (Instituto Internacional del Frío), “Alimentos congelados” Edit. Acribia S.A., Zaragoza, España, 1990.
19. Job report, “YORK refrigeration saves poultry production after fire. YORK Refrigeration. 2002.
20. Macre R., Robinson R.K., Sadler M. J., “Encyclopedia of food science food technology and nutrition” Tomo 2, Edit. Academic Press, Londres, Inglaterra, 1993.
21. “Manual de refrigeración y aire acondicionado”, Edit. Prentice Hall Hispanoamérica S.A., México, 1987.
22. Moreno López, Javier F., “Revisión de criterios empleados en el diseño de instalaciones frigoríficas”, UNAM, tesis, FES-Cuautitlán, Cuautitlán Izcalli, Edo. de México, 1994.
23. Morris and Associates. N.C, “Manuales de equipo”, E.U.A.2002.
24. North Star Ice. Equipment Corporación. Seattle, E.U.A. 2002.
25. Pineda de las Infantas M. Teresa, “Ingeniería de las instalaciones térmicas agroindustriales”, Servicio de publicaciones de la Universidad de Córdoba, España, 1998.
26. Programa Universitario de Alimentos, “Curso Métodos de producción de frío,” tomo I, junio 1992.
27. RAPIN P. J., “Instalaciones frigoríficas” Edit. Marcombo S.A., Barcelona, España Vol. 2, 1979.
28. Thornton Gary. “Buenos ahorros en el escaldado”.Industria avícola. Revista. Vol. 48. Numero 12. Diciembre 2001.
29. Torrella A. Enrique, “Producción de frío” Universidad Politécnica de Valencia, España, 1996.
30. Tsai Lee-Shin, Mapes Carol J. Y Huxsoll Charles C, “Aldehydes in poultry chiller water”, Poultry Science, Vol. 66. 1987.
31. Salcedo García, C. German, “Sistemas modernos de enfriamiento de canales de cerdo” UNAM, tesis, FES-Cuautitlán, Cuautitlán Izcalli, Edo. de México, 2001.

32. Van, N. Hendrick C., Abbot, Michael M. "Termodinámica", Edit. Mc Graw Hill, México, 1975.
33. Whitman, William C., Johnson, W. M., "Refrigeration y air conditing", 2ª. edition, Edit. Delmar. 1991.
34. York International. "Manuales de Compresores, condensadores evaporativos y difusores". 2003.

# ANEXOS

# ANEXO 1. SELECCIÓN DE EQUIPOS DE REFRIGERACIÓN

<b>RXF 50 R717 Single Stage</b>						
CoolWare v6.00.004 Registered To:						
Customer Name:	PLANTA PROCESADORA DE AVES	Ref #:		Date:	02/18/04	
End User Name:	JUAN CARLOS SOTO/ DAVID TORRES	Item:	Screw Package Refrig (7)	Run:	1	
Project:	Compresor para túnel de enfriamiento					
SYSTEM PERFORMANCE SUMMARY						
Evaporator Load	106.0	TR		Coeff. of Performance	3.759	
Compressor Power	133.0	Hp		Performance Factor	1.25 Hp/TR	
COMPRESSOR - XJF 120S						
Shaft Power	133.0	Hp		Suction Valve	Standard	
Speed	3550	rpm	Eff Model	R717 (Ammonia)	Suct Valve dP	0.5 psi
Loading	100.0	%	Volumetric Eff	91.8 %	Discharge Valve	Standard
Compression Ratio	4.03		Adiabatic Eff	71.3 %	Disc Valve dP	0.2 psi
Volume Ratio	3.50		Discharge Port	Standard		
Ideal Volume Ratio	3.10					
	Temperature (°F)		Pressure (psia)	Mass Flow Rate (lbm/min)	Volume Flow Rate (cfm)	
Suction	31.8		49.3	45.2	268.4	
Discharge	181.9		198.9	45.2	84.8	
OIL SYSTEM						
Oil Cooling	Thermosyphon			Oil Flow	13.9 gpm	
Oil Type	Frick #3			Main Inj Flow	11.3 gpm	
Oil Cooler Heat Rej.	157.4	kBtu/hr	Oil Pump	None	Bearing Flow	2.6 gpm
Oil Injection Temp	130.0	°F			Oil Manifold	186.9 psia
EVAPORATOR						
Temperature	22.0	°F	Pressure	50.3	psia	
Suction Line Superheat	10.0	°F	Suction Line Pressure Drop	0.5	psi	
Heat Load	106.0	TR		Superheat	0.0 °F	
CONDENSER						
Temperature	95.0	°F	Pressure	195.7	psia	
Desuperheat	0.0	°F	Disc Line Pressure Drop	1.0	psi	
Heat Rejection	1628.0	kBtu/hr		Subcooling	0.0 °F	
				External Subcooling	0.0 °F	
ERRORS AND WARNINGS						
No compressor errors reported.						
Disclaimer: The information contained in this program is subject to change without notice. Frick reserves the right to final verification of all rating results.						

## RXF 58R 717 Single Stage

CoolWare v6.00.004 Registered To:

Customer Name: PLANTA PROCESADORA DE AVES Ref #: Date: 02/18/04

End User Name: JUAN CARLOS SOTO/ DAVID TORRES Item: Screw Package Refrig (4) Run: 3

Project: Compresor para enfriador de agua

### SYSTEM PERFORMANCE SUMMARY

Evaporator Load	124.2	TR	Coeff. of Performance	3.883
Compressor Power	150.9	Hp		
			Performance Factor	1.21 Hp/TR

### COMPRESSOR - XJF 151A

Shaft Power	150.9	Hp	Eff Model	R717 (Ammonia)	Suction Valve	Standard
Speed	3550	rpm			Volumetric Eff	90.1 %
Loading	100.0	%	Adiabatic Eff	72.4 %	Discharge Valve	Standard
Compression Ratio	3.95		Discharge Port	Standard	Disc Valve dP	0.3 psi
Volume Ratio	3.50					
Ideal Volume Ratio	3.06					
Temperature (°F)		Pressure (psia)	Mass Flow Rate (lbm/min)	Volume Flow Rate (cfm)		
Suction	32.8	50.4	52.9	307.9		
Discharge	176.0	199.1	52.9	98.0		

### OIL SYSTEM

Oil Cooling	Thermosyphon	Oil Pump	None	Oil Flow	18.5	gpm		
Oil Type	Frick #3			Main Inj Valve Pos	5.0 %	Main Inj Flow	13.9	gpm
Oil Cooler Heat Rej.	184.7	kBtu/hr						
Oil Injection Temp	130.0	°F						
			Oil Manifold				187.1	psia

### EVAPORATOR

Temperature	23.0	°F	Pressure	51.4	psia	Superheat	0.0	°F
Suction Line Superheat	10.0	°F	Suction Line Pressure Drop	0.5	psi			
Heat Load	124.2	TR						

### CONDENSER

Temperature	95.0	°F	Pressure	195.7	psia	Subcooling	0.0	°F
Desuperheat	0.0	°F	Disc Line Pressure Drop	1.0	psi	External Subcooling	0.0	°F
Heat Rejection	1894.9	kBtu/hr						

### ERRORS AND WARNINGS

No compressor errors reported.

Disclaimer: The information contained in this program is subject to change without notice. Frick reserves the right to final verification of all rating results.

## RXF 68 R717 Single Stage

CoolWare v6.00.004 Registered To:

Customer Name: PLANTA PROCESADORA DE AVES Ref #: Date: 02/18/04

End User Name: JUAN CARLOS SOTO/ DAVID TORRES Item: Screw Package Refrig (5) Run: 1

Project: Compresor para cámara de congelados, fábrica de hielo y cámara de conservación de hielo para enfriamiento con agua y aire.

### SYSTEM PERFORMANCE SUMMARY

Evaporator Load	54.7	TR	Coeff. of Performance	1.907
Compressor Power	135.2	Hp		

### COMPRESSOR - XJF 151M

Shaft Power	135.2	Hp	Eff Model	R717 (Ammonia)	Suction Valve	Standard		
Speed	3550	rpm			Volumetric Eff	87.1 %	Suct Valve dP	0.4 psi
Loading	100.0	%			Adiabatic Eff	66.8 %	Discharge Valve	Standard
Compression Ratio	10.54				Discharge Port	Standard	Disc Valve dP	0.1 psi
Volume Ratio	5.00							
Ideal Volume Ratio	7.39							
	Temperature (°F)		Pressure (psia)	Mass Flow Rate (lbm/min)	Volume Flow Rate (cfm)			
Suction	-7.3		18.9	23.9	351.4			
Discharge	178.6		198.8	23.9	44.6			

### OIL SYSTEM

Oil Cooling	Thermosyphon	Oil Pump	None	Oil Flow	22.0	gpm
Oil Type	Frick #3			Main Inj Valve Pos	5.0 %	Main Inj Flow
Oil Cooler Heat Rej.	233.1	kBtu/hr		Bearing Flow	5.2	gpm
Oil Injection Temp	130.0	°F		Oil Manifold	186.8	psia

### EVAPORATOR

Temperature	-17.0	°F	Pressure	19.8	psia	Superheat	0.0	°F
Suction Line Superheat	10.0	°F						
Heat Load	54.7	TR						

### CONDENSER

Temperature	95.0	°F	Pressure	195.7	psia	Subcooling	0.0	°F
Desuperheat	0.0	°F				Disc Line Pressure Drop	1.0	psi
Heat Rejection	1008.9	kBtu/hr						

### ERRORS AND WARNINGS

No compressor errors reported.

Disclaimer: The information contained in this program is subject to change without notice. Frick reserves the right to final verification of all rating results.

## RWB II 177 R717 Single Stage

CoolWare v6.00.004 Registered To:

Customer Name: PLANTA PROCESADORA DE AVES Ref #: Date: 02/18/04

End User Name: JUAN CARLOS SOTO/ DAVID TORRES Item: Screw Package Refrig Run: 1

Project: Compresor para cámara de congelados, fábrica de hielo 1 y 2 y cámara de conservación de hielo para enfriamiento con hielo.

### SYSTEM PERFORMANCE SUMMARY

Evaporator Load	147.0	TR	Coeff. of Performance	2.123
Compressor Power	326.5	Hp		

### COMPRESSOR - TDSH 233S

Shaft Power	326.5	Hp	Eff Model	R717 (Ammonia)	Suction Valve	Standard
Speed	3550	rpm			Volumetric Eff	89.6 %
Loading	100.0	%	Adiabatic Eff	73.8 %	Discharge Valve	Standard
Compression Ratio	10.39		Discharge Port	Standard	Disc Valve dP	0.1 psi
Volume Ratio	5.00					
Ideal Volume Ratio	7.34					

	Temperature (*F)	Pressure (psia)	Mass Flow Rate (lbm/min)	Volume Flow Rate (cfm)
Suction	-7.1	19.1	64.3	931.5
Discharge	180.0	198.8	64.3	120.4

### OIL SYSTEM

Oil Cooling	Thermosyphon	Oil Pump	None	Oil Flow	48.6	gpm
Oil Type	Frick #3			Main Inj Valve Pos	7.4 %	Main Inj Flow
Oil Cooler Heat Rej.	529.2	kBtu/hr		Bearing Flow	27.2	gpm
Oil Injection Temp	130.0	*F		Oil Manifold	186.8	psia

### EVAPORATOR

Temperature	-17.0	*F	Pressure	19.8	psia	Superheat	0.0	*F
Suction Line Superheat	10.0	*F						
Heat Load	147.0	TR						

### CONDENSER

Temperature	95.0	*F	Pressure	195.7	psia	Subcooling	0.0	*F
Desuperheat	0.0	*F				Disc Line Pressure Drop	1.0	psi
Heat Rejection	2618.2	kBtu/hr						

### ERRORS AND WARNINGS

No compressor errors reported.

Disclaimer: The information contained in this program is subject to change without notice. Frick reserves the right to final verification of all rating results.

## RXF 58 R717 Single Stage

CoolWare v6.00.004 Registered To:

Customer Name:	PLANTA PROCESADORA DE AVES	Ref #:		Date:	02/18/04
End User Name:	JUAN CARLOS SOTO/DAVID TORRES	Item:	Screw Package Refrig (2)	Run:	1
Project:	Compresor para cámara de congelación				

### SYSTEM PERFORMANCE SUMMARY

Evaporator Load	28.8	TR	Coeff. of Performance	1.355
Compressor Power	100.1	Hp		
			Performance Factor	3.48 Hp/TR

### COMPRESSOR - XJF 151A

Shaft Power	100.1	Hp	Eff Model	R717 (Ammonia)	Suction Valve	Standard		
Speed	3550	rpm			Volumetric Eff	82.1 %	Suct Valve dP	0.4 psi
Loading	100.0	%			Adiabatic Eff	58.4 %	Discharge Valve	Standard
Compression Ratio	16.23				Discharge Port	Standard	Disc Valve dP	0.0 psi
Volume Ratio	5.00							
Ideal Volume Ratio	10.65							
		Temperature (°F)	Pressure (psia)	Mass Flow Rate (lbm/min)	Volume Flow Rate (cfm)			
Suction		-22.3	12.2	12.7	280.5			
Discharge		169.8	198.8	12.7	23.3			

### OIL SYSTEM

Oil Cooling	Thermosyphon		Oil Pump	None	Oil Flow	22.7	gpm	
Oil Type	Frick #3				Main Inj Valve Pos	5.0	%	Main Inj Flow
Oil Cooler Heat Rej.	195.7	kBtu/hr				Bearing Flow	5.3	gpm
Oil Injection Temp	130.0	°F				Oil Manifold	186.8	psia

### EVAPORATOR

Temperature	-32.0	°F	Pressure	13.1	psia	Superheat	0.0	°F
Suction Line Superheat	10.0	°F						
Heat Load	28.8	TR						

### CONDENSER

Temperature	95.0	°F	Pressure	195.7	psia	Subcooling	0.0	°F
Desuperheat	0.0	°F				Disc Line Pressure Drop	1.0	psi
Heat Rejection	604.2	kBtu/hr						

### ERRORS AND WARNINGS

No compressor errors reported.

Disclaimer: The information contained in this program is subject to change without notice. Frick reserves the right to final verification of all rating results.

## RXF 15 R717 Single Stage

CoolWare v6.00.004 Registered To:

Customer Name: PLANTA PROCESADORA DE AVES Ref #: Date: 02/18/04

End User Name: JUAN CARLOS SOTO/DAVID TORRES Item: Screw Package Refrig (3) Run: 1

Project: Compresor para almacén de producto fresco

### SYSTEM PERFORMANCE SUMMARY

Evaporator Load	29.4	TR	Coeff. of Performance	3.487
Compressor Power	39.8	Hp		
			Performance Factor	1.35 Hp/TR

### COMPRESSOR - XJF 95M

Shaft Power	39.8	Hp	Eff Model	R717 (Ammonia)	Suction Valve	Standard
Speed	3550	rpm			Volumetric Eff	84.0 %
Loading	100.0	%	Adiabatic Eff	66.4 %	Discharge Valve	Standard
Compression Ratio	4.05		Discharge Port	Standard	Disc Valve dP	0.1 psi
Volume Ratio	3.50					
Ideal Volume Ratio	3.14					

	Temperature (*F)	Pressure (psia)	Mass Flow Rate (lbm/min)	Volume Flow Rate (cfm)
Suction	31.7	49.1	12.5	74.9
Discharge	169.4	198.8	12.5	23.0

### OIL SYSTEM

Oil Cooling	Thermosyphon	Oil Pump	None	Oil Flow	6.7	gpm
Oil Type	Frick #3			Main Inj Flow	4.1	gpm
Oil Cooler Heat Rej.	57.1	kBtu/hr	Bearing Flow	2.6	gpm	
Oil Injection Temp	130.0	*F	Oil Manifold	186.8	psia	

### EVAPORATOR

Temperature	22.0	*F	Pressure	50.3	psia	Superheat	0.0	*F
Suction Line Superheat	10.0	*F	Suction Line Pressure Drop	0.5	psi			
Heat Load	29.4	TR						

### CONDENSER

Temperature	95.0	*F	Pressure	195.7	psia	Subcooling	0.0	*F
Desuperheat	0.0	*F	Disc Line Pressure Drop	1.0	psi	External Subcooling	0.0	*F
Heat Rejection	459.5	kBtu/hr						

### ERRORS AND WARNINGS

No compressor errors reported.

Disclaimer: The information contained in this program is subject to change without notice. Frick reserves the right to final verification of all rating results.

## RXF 15 R717 Single Stage

CoolWare v6.00.004 Registered To:

Customer Name:	PLANTA PROCESADORA DE AVES	Ref #:		Date:	
End User Name:	JUAN CARLOS SOTO / DAVID TORRES	Item:	Screw Package Refrig (3)	Run:	1
Project:	Compresor para área de cortes y anden de despacho				

### SYSTEM PERFORMANCE SUMMARY

Evaporator Load	35.9	TR	Coeff. of Performance	4.326
Compressor Power	39.1	Hp		
			Performance Factor	1.09 Hp/TR

### COMPRESSOR - XJF 95M

Shaft Power	39.1	Hp	Eff Model	R717 (Ammonia)	Suction Valve	Standard		
Speed	3550	rpm			Volumetric Eff	84.6 %	Suct Valve dP	0.8 psi
Loading	100.0	%			Adiabatic Eff	69.6 %	Discharge Valve	Standard
Compression Ratio	3.33				Discharge Port	Standard	Disc Valve dP	0.1 psi
Volume Ratio	2.20							
Ideal Volume Ratio	2.65							
		Temperature (°F)	Pressure (psia)	Mass Flow Rate (lbm/min)	Volume Flow Rate (cfm)			
Suction		40.7	59.7	15.2	75.5			
Discharge		166.8	198.8	15.2	27.7			

### OIL SYSTEM

Oil Cooling	Thermosyphon		Oil Pump	None	Oil Flow	6.3	gpm	
Oil Type	Frick #3				Main Inj Flow	3.8	gpm	
Oil Cooler Heat Rej.	49.7	kBtu/hr				Bearing Flow	2.5	gpm
Oil Injection Temp	130.0	°F				Oil Manifold	186.8	psia

### EVAPORATOR

Temperature	31.0	°F	Pressure	61.0	psia	Superheat	0.0	°F
Suction Line Superheat	10.0	°F						
Heat Load	35.9	TR						

### CONDENSER

Temperature	95.0	°F	Pressure	195.7	psia	Subcooling	0.0	°F
Desuperheat	0.0	°F				Disc Line Pressure Drop	1.0	psi
Heat Rejection	536.2	kBtu/hr						

### ERRORS AND WARNINGS

No compressor errors reported.

Disclaimer: The information contained in this program is subject to change without notice. Frick reserves the right to final verification of all rating results.

## Evaporator Specifications ATRB 386W-1/2

CoolWare v6.10.001 Registered To:

Customer Name: PLANTA PROCESADORA DE AVES Ref #: Date: 03/03/04

End User Name: JUAN CARLOS SOTO/ DAVID TORRES Item: ATRB 386W-1/2 Run: 1

Project: Área de proceso

### OPERATING CONDITIONS

Refrigerant	R717	Actual Capacity	9.4	TR
Temp Difference	10.0 °F	Basic Rating	11279	Btu/Hr-°F
Room Temp	50.0 °F	Specified Capacity	9.0	TR
Number of Units	1	Total Capacity( x 1 Unit)	9.4	TR
Feed Type	DX - Direct Expansion	Temp Diff at Specified Capacity	9.6	°F
Coil Condition	Wet	Derated for: Wet Coil DX		

### SPECIFICATIONS

Coil Data		Fan Data	
Rows	8	Quantity	3
Face Area	23.8 ft2	Diameter	24.0 in
Surface Area	3924 ft2	Motor	0.50 Hp
Volume	4.1 ft3	Speed	1200 rpm
Fin Spacing	6.0 fpi	Estimated Noise at 6ft	73.6 dBA
Dimensions		Airflow	
Height	41.50 in	Flow Volume	13941 cfm
Width	33.00 in	Face Velocity	587 ft/min
Length	133.63 in		
Weight	3070 lb		
Drain Size	1.5 in		

York Refrigeration - Imeco3820 Highway 26 S. Polo, IL  
61064 Phone: (815)946-2351 Fax: (815)946-3409

York Refrigeration - Frigid Coil13711 Freeway Drive, Santa Fe  
Springs, CA 90670 Phone: (562)921-4310 Fax: (562)921-6412

## Evaporator Specifications LSB 2B-186-4-1.5

CoolWare v6.10.001 Registered To:

Customer Name: PLANTA PROCESADORA DE AVES Ref #: Date: 03/03/04

End User Name: JUAN CARLOS SOTO/ DAVID TORRES Item: LSB 2B-186-4-1.5 Run: 1

Project: Almacén de producto fresco

### OPERATING CONDITIONS

Refrigerant	R717	Actual Capacity	6.0	TR
Temp Difference	10.0 °F	Basic Rating	7146	Btu/Hr-°F
Room Temp	32.0 °F	Specified Capacity	6.0	TR
Number of Units	1	Total Capacity( x 1 Unit)	6.0	TR
Feed Type	DX - Direct Expansion	Temp Diff at Specified Capacity	10.1	°F
Coil Condition	Frosted	Derated for: DX		

### SPECIFICATIONS

Coil Data		Fan Data	
Rows	6	Quantity	2
Face Area	17.5 ft2	Diameter	30.0 in
Surface Area	1753 ft2	Motor	1.50 Hp
Volume	2.6 ft3	Speed	1200 rpm
Fin Spacing	4.0 fpi	Estimated Noise at 6ft	86 dBA
Dimensions		Airflow	
Height	48.00 in	Flow Volume	15143 cfm
Width	51.19 in	External Static Pres	1/4 in H2O
Length	95.50 in	Face Velocity	865 ft/min
Weight	1472 lb		
Drain Size	1.5 in		

York Refrigeration - Imeco3820 Highway 26 S. Polo, IL  
61064 Phone: (815)946-2351 Fax: (815)946-3409

York Refrigeration - Frigid Coil 13711 Freeway Drive, Santa Fe  
Springs, CA 90670 Phone: (562)921-4310 Fax: (562)921-6412

## Evaporator Specifications SCS 463MH

CoolWare v6.10.001 Registered To: A. Blasquez E., Ref. Ind., SA de CV - Adolfo Blasquez

Customer Name: PLANTA PROCESADORA DE AVES Ref #: Date: 03/03/04

End User Name: JUAN CARLOS SOTO/ DAVID TORRES Item: SCS 463MH Run: 1

Project: Anden de despacho

### OPERATING CONDITIONS

Refrigerant	R717	Actual Capacity	6.3	TR
Temp Difference	10.0 °F	Basic Rating	7548	Btu/Hr-°F
Room Temp	41.0 °F	Specified Capacity	6.0	TR
Number of Units	1	Total Capacity( x 1 Unit)	6.3	TR
Feed Type	DX - Direct Expansion	Temp Diff at Specified Capacity	9.5	°F
Coil Condition	Frosted	Derated for:	DX	

### SPECIFICATIONS

Coil Data		Fan Data	
Rows	6	Quantity	4
Face Area	25.0 ft2	Diameter	24.0 in
Surface Area	1696 ft2	Motor	0.33 Hp
Volume	3.4 ft3	Speed	1200 rpm
Fin Spacing	3.0 fpi	Estimated Noise at 6ft	75.3 dBA

Dimensions		Airflow	
Height	38.38 in	Flow Volume	14804 cfm
Width	42.00 in	Face Velocity	592 ft/min
Length	142.00 in		
Weight	2362 lb		
Drain Size	2.0 in		

York Refrigeration - Imeco3820 Highway 26 S. Polo, IL  
61064 Phone: (815)946-2351 Fax: (815)946-3409

York Refrigeration - Frigid Coil13711 Freeway Drive, Santa Fe  
Springs, CA 90670 Phone: (562)921-4310 Fax: (562)921-6412

## Evaporator Specifications ICB 2B-446-3-3

CoolWare v6.10.001 Registered To:

Customer Name: PLANTA PROCESADORA DE AVES Ref #: Date: 03/03/04

End User Name: JUAN CARLOS SOTO/ DAVID TORRES Item: ICB 2B-446-3-3 Run: 1

Project: Cámara de congelación

### OPERATING CONDITIONS

Refrigerant	R717	Actual Capacity	13.5	TR
Temp Difference	10.0 °F	Basic Rating	16224	Btu/Hr-°F
Room Temp	-22.0 °F	Specified Capacity	13.5	TR
Number of Units	1	Total Capacity( x 1 Unit)	13.5	TR
Feed Type	LB - Liquid Recirculated, Bottom Inlet	Temp Diff at Specified Capacity	10.0	°F
Coil Condition	Frosted	Derated for: Evaporating Temp		

### SPECIFICATIONS

Coil Data		Fan Data	
Rows	6	Quantity	2
Face Area	44.4 ft2	Diameter	36.0 in
Surface Area	2925 ft2	Motor	3.00 Hp
Volume	6.0 ft3	Speed	1200 rpm
Fin Spacing	3.0 fpi	Estimated Noise at 6ft	87 dBA

Dimensions		Airflow	
Height	59.75 in	Flow Volume	28667 cfm
Width	53.00 in	External Static Pres	1/2 in H2O
Length	154.00 in	Face Velocity	645 ft/min
Weight	3512 lb		
Drain Size	2.0 in		

York Refrigeration - Imeco3820 Highway 26 S. Polo, IL  
61064 Phone: (815)946-2351 Fax: (815)946-3409

York Refrigeration - Frigid Coil13711 Freeway Drive, Santa Fe  
Springs, CA 90670 Phone: (562)921-4310 Fax: (562)921-6412

## Evaporator Specifications LSB 1B-138-3-1.5

CoolWare v6.10.001 Registered To:

Customer Name: PLANTA PROCESADORA DE AVES Ref #: Date: 03/03/04

End User Name: JUAN CARLOS SOTO/ DAVID TORRES Item: LSB 1B-138-3-1.5 Run: 1

Project: Cámara de conservación de congelados

### OPERATING CONDITIONS

Refrigerant	R717	Actual Capacity	5.0	TR
Temp Difference	10.0 °F	Basic Rating	6048	Btu/Hr-°F
Room Temp	-7.6 °F	Specified Capacity	5.0	TR
Number of Units	1	Total Capacity( x 1 Unit)	5.0	TR
Feed Type	LB - Liquid Recirculated, Bottom Inlet	Temp Diff at Specified Capacity	9.9	°F
Coil Condition	Frosted			

### SPECIFICATIONS

Coil Data		Fan Data	
Rows	8	Quantity	1
Face Area	13.1 ft2	Diameter	30.0 in
Surface Area	1308 ft2	Motor	1.50 Hp
Volume	2.6 ft3	Speed	1200 rpm
Fin Spacing	3.0 fpi	Estimated Noise at 6ft	83 dBA

Dimensions		Airflow	
Height	48.00 in	Flow Volume	8871 cfm
Width	51.19 in	External Static Pres	1/4 in H2O
Length	77.50 in	Face Velocity	676 ft/min
Weight	1190 lb		
Drain Size	1.5 in		

York Refrigeration - Imeco3820 Highway 26 S. Polo, IL  
61064 Phone: (815)946-2351 Fax: (815)946-3409

York Refrigeration - Frigid Coil13711 Freeway Drive, Santa Fe  
Springs, CA 90670 Phone: (562)921-4310 Fax: (562)921-6412

## Evaporator Specifications LSB 3B-278-4-0.5

CoolWare v6.10.001 Registered To:

Customer Name: PLANTA PROCESADORA DE AVES Ref #: Date: 03/03/04

End User Name: JUAN CARLOS SOTO/ DAVID TORRES Item: LSB 3B-278-4-0.5 Run: 1

Project: Cámara de conservación de hielo

### OPERATING CONDITIONS

Refrigerant	R717	Actual Capacity	8.0	TR
Temp Difference	10.0 °F	Basic Rating	9550	Btu/Hr-°F
Room Temp	14.0 °F	Specified Capacity	8.0	TR
Number of Units	1	Total Capacity (x 1 Unit)	8.0	TR
Feed Type	LB - Liquid Recirculated, Bottom Inlet	Temp Diff at Specified Capacity	10.1	°F
Coil Condition	Frosted			

### SPECIFICATIONS

Coil Data		Fan Data	
Rows	8	Quantity	3
Face Area	26.3 ft2	Diameter	24.0 in
Surface Area	3401 ft2	Motor	0.50 Hp
Volume	4.9 ft3	Speed	1200 rpm
Fin Spacing	4.0 fpi	Estimated Noise at 6ft	80 dBA

Dimensions		Airflow	
Height	48.00 in	Flow Volume	11234 cfm
Width	51.19 in	External Static Pres	1/4 in H2O
Length	131.50 in	Face Velocity	428 ft/min
Weight	2628 lb		
Drain Size	1.5 in		

York Refrigeration - Imeco  
3820 Highway 26 S. Polo, IL 61064  
Phone: (815)946-2351 Fax: (815)946-3409

York Refrigeration - Frigid Coil  
13711 Freeway Drive, Santa Fe Springs, CA 90670  
Phone: (562)921-4310 Fax: (562)921-6412

## Evaporator Specifications ICB 3B-6710-3-5

CoolWare v6.10.001 Registered To: A. Blasquez E., Ref. Ind., SA de CV - Adolfo Blasquez

Customer Name: PLANTA PROCESADORA DE AVES Ref #: Date: 04/07/04

End User Name: JUAN CARLOS SOTO/ DAVID TORRES Item: ICB 3B-6710-3-5 Run: 1

Project: Túnel de enfriamiento

### OPERATING CONDITIONS

Refrigerant	R717	Actual Capacity	34.6	TR
Temp Difference	10.0 °F	Basic Rating	41469	Btu/Hr-°F
Room Temp	32.0 °F	Specified Capacity	34.6	TR
Number of Units	1	Total Capacity (x 1 Unit)	34.6	TR
Feed Type	LB - Liquid Recirculated, Bottom Inlet	Temp Diff at Specified Capacity	10.0	°F
Coil Condition	Frosted			

### SPECIFICATIONS

Coil Data		Fan Data	
Rows	10	Quantity	3
Face Area	67.5 ft2	Diameter	42.0 in
Surface Area	7405 ft2	Motor	5.00 Hp
Volume	15.5 ft3	Speed	1200 rpm
Fin Spacing	3.0 fpi	Estimated Noise at 6ft	91.8 dBA

Dimensions		Airflow	
Height	70.75 in	Flow Volume	58320 cfm
Width	53.00 in	External Static Pres	1/4 in H2O
Length	185.50 in	Face Velocity	864 ft/min
Weight	6774 lb		
Drain Size	2.5 in		

York Refrigeration - Imeco  
3820 Highway 26 S. Polo, IL 61064  
Phone: (815)946-2351 Fax: (815)946-3409

York Refrigeration - Frigid Coil  
13711 Freeway Drive, Santa Fe Springs, CA 90670  
Phone: (562)921-4310 Fax: (562)921-6412

## Condenser Specifications XLP M405

CoolWare v6.10.001 Registered To:

Customer Name:	PLANTA PROCESADORA DE AVES	Ref #:	Date:	04/07/04
End User Name:	JUAN CARLOS SOTO/ DAVID TORRES	Item:	XLP M405	Run:
Project:	Enfriamiento con hielo o aire			

### OPERATING CONDITIONS

Refrigerant	R717	Actual Capacity	4252.5 MBH
Wet Bulb Temp	77.0 °F	Catalog Capacity	5953.5 MBH
Condenser Temp	95.0 °F		
Condenser Pressure	195.7 psia		

### SPECIFICATIONS

<u>Data</u>		<u>Pump Data</u>	
Airflow	70240.0 cfm	Spray	450.0 gpm
Number of Fans	3	Motor	5 Hp
Fan Motor	10 & 5 Hp		
Refrigerant Charge	410 lb		
Pan Heater	12 kW		
<u>Noise</u>		<u>Unit Weights</u>	
Noise at 25 ft	80 dBA	Shipping	15280.0 lb
Noise at 50 ft	74 dBA	Operating	21306.0 lb
Noise at 100 ft	68 dBA	Heaviest Section	10730.0 lb
<u>Dimensions</u>		<u>Remote Sump Data</u>	
Height	173.5 in	Water In	4-MPT
Width	96.3 in	Drain	8-PE
Length	177.0 in	Volume Required	280.0 gal
Interior Coil Volume	44.8 ft <sup>3</sup>		

3820 Highway 26 S. Polo, Illinois 61064 Phone: (815)946-2351 Fax: (815)946-3409

## Condenser Specifications XLP ML430

CoolWare v6.10.001 Registered To:

Customer Name: PLANTA PROCESADORA DE AVES Ref #: Date: 04/07/04

End User Name: JUAN CARLOS SOTO/ DAVID TORRES Item: XLP ML430 Run: 1

Project: Enfriamiento con agua

### OPERATING CONDITIONS

Refrigerant	R717	Actual Capacity	4515.0 MBH
Wet Bulb Temp	77.0 °F	Catalog Capacity	6321.0 MBH
Condenser Temp	95.0 °F		
Condenser Pressure	195.7 psia		

### SPECIFICATIONS

Data		Pump Data	
Airflow	84420.0 cfm	Spray	575.0 gpm
Number of Fans	3	Motor	5 Hp
Fan Motor	15 & 7.5 Hp		
Refrigerant Charge	390 lb		
Pan Heater	15 kW		

Noise		Unit Weights	
Noise at 25 ft	87 dBA	Shipping	15640.0 lb
Noise at 50 ft	81 dBA	Operating	22850.0 lb
Noise at 100 ft	75 dBA	Heaviest Section	10490.0 lb

Dimensions		Remote Sump Data	
Height	166.3 in	Water In	4-MPT
Width	96.3 in	Drain	8-PE
Length	211.0 in	Volume Required	340.0 gal
Interior Coil Volume	42.9 ft3		

3820 Highway 26 S. Polo, Illinois 61064 Phone: (815)946-2351 Fax: (815)946-3409