

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

“Factibilidad para Sustitución de Sistemas de Refrigeración que
utilizan R-22 por Sistemas que funcionan con NH₃ en el Área de
fabricación de Galletas con Crema”

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Hugo Enrique Bermeo Rodríguez

Guayaquil – Ecuador

2009

AGRADECIMIENTO

Agradezco primeramente a Dios, por ser fuente de conocimiento y haberme dado la familia que tengo, al Ing. Ernesto Martínez, Director de mi Tesis por su invaluable ayuda como guía en la elaboración de la misma, a mi Mamiteña que me ha sabido escuchar, y brindar su apoyo en esos momentos difíciles por los que todo ser humano pasa, a mis hermanas y enamorada por su perseverancia y comprensión durante estos últimos años para que culmine mi carrera, a mi Padre que con su trabajo y esfuerzo de toda la vida, ha sido para mí un ejemplo a seguir, y a una persona muy especial Mi Madre por ser esa llama que aviva mi deseo constante de superación, así como apoyo durante toda mi vida, y este logro alcanzado es fruto de su confianza en mi, en fin a todas las personas que contribuyeron para la culminación de mi tesis, y que nunca perdieron las esperanzas en que yo lo lograré.

DEDICATORIA

El triunfo de mi preparación académica va dedicado a mis padres Hugo Bermeo y Angela Rodríguez por preocuparse siempre de mi futuro y el de mis hermanas, a mi sobrino Mathew, así como a mis abuelos y mis tíos.

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN

Ing. Francisco Andrade S.

DECANO DE LA FIMCP

Ing. Ernesto Martínez L.

DIRECTOR DE TESIS

Ing. Eduardo Rivadeneira P.

VOCAL

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)

HUGO ENRIQUE BERMEO RODRÍGUEZ

RESUMEN

La presente tesis describe el estudio para realizar un trabajo profesional, ha una Empresa que produce alimentos de consumo masivo, ubicada en la ciudad de Guayaquil, en el mismo se pone en manifiesto el conocimiento adquirido sobre sistemas de refrigeración dentro de la empresa.

El proyecto consiste en el diseño e implementación de un nuevo Sistema de Refrigeración con la particularidad de que emplee un refrigerante ecológico, para climatizar un área de 3230 m², la misma que requiere de parámetros específicos de temperatura y humedad relativa para realizar la producción de las galletas con crema.

Para realizar este proyecto, primeramente se calcula la carga térmica que se genera dentro del área de producción, para validar si la capacidad de enfriamiento del equipo actual es la correcta, para esto se utiliza la Norma de ASHRAE

Una vez que se realiza el cálculo de la carga térmica, se determina que con el actual equipo no se obtienen los parámetros requeridos para la producción, por que se necesita de una capacidad de enfriamiento de 109.37 toneladas de refrigeración, razón por la cual se debe ampliar la capacidad de enfriamiento actual.

Se selecciona un sistema de refrigeración indirecta o de agua helada, ya que se determina que es el método más adecuado y óptimo para la climatización a escala industrial, lo cual se corrobora por los datos históricos que la empresa muestra en lo que a ahorros y eficiencia respecta en este tipo de sistemas.

Por tal razón el nuevo sistema consta de un CHILLER de amoníaco de 120 TR y una torre de enfriamiento para esa capacidad, los cuales se ubican en un área diferente a la del equipo actual, esta se encuentra aislada de la presencia de personal de la planta por motivos de seguridad, y las nuevas manejadoras de aire se ubicarán donde se encuentran las actuales, es decir sobre una losa por encima del cielo falso del área a climatizar.

Para el sistema de bombeo del agua helada se utiliza dos circuitos, el circuito de bombeo primario que es el que impulsa el flujo de agua a través de las unidades enfriadoras (CHILLER), pasa por las UMAS y retorna nuevamente al chiller, esta constituido por dos bombas de 15 HP de 288 GPM cada una, de las cuales una se encuentra en stand by, de igual manera el circuito secundario que impulsa el flujo de agua desde la torre de enfriamiento hacia el chiller y retorna a la torre, se constituye de dos bombas de 7.5 HP de 288 GPM cada una, encontrándose una de ellas en stand by.

Posteriormente del diseño de tubería para el agua helada se obtiene el diámetro de la misma, así como características de la tubería como se menciona en la norma de ASHRAE para sistemas de refrigeración, en la que se indica que la tubería debe ser de hierro negro y cedula 40.

El sistema de distribución de aire para el área de producción se la realiza mediante ductos contruidos de plancha galvanizada y montados de acuerdo a las normas de SMACNA para ductos de baja presión

El proyecto se desarrollará durante el periodo de un año aproximadamente, iniciando en el mes de diciembre del 2009 con el estudio de factibilidad del proyecto, hasta culminar en el mes de enero del 2010 con las pruebas del sistema.

Finalmente se realiza un cálculo de costos de todo el proyecto y se compara con el sistema instalado actualmente en lo que a consumo de energía eléctrica se refiere, dando como resultado que el nuevo sistema tiene un menor costo de consumo eléctrico por tonelada de refrigeración producida, recuperando la inversión realizada en el proyecto en un lapso de 4 años.

INDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	VI
ÍNDICE GENERAL.....	VIII
ABREVIATURAS.....	XI
SIMBOLOGÍA.....	XII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XIII
INDICE DE TABLAS.....	XIV
INDICE DE PLANOS.....	XV
INTRODUCCION.....	1
CAPITULO 1	
1. GENERALIDADES.....	3
1.1. Planteamiento del problema.....	3
1.1.1. Justificación del problema.....	4
1.2. Objetivos.....	5
1.2.1. Objetivo General.....	5
1.2.2. Objetivos Específicos.....	6
1.3. Metodología.....	6

CAPITULO 2

2. PROCESO DE PRODUCCION.....	11
2.1. Proceso de Fabricación de Galletas con Crema.....	12
2.2. Descripción del Sistema de Refrigeración Actual.....	18
2.3. Definición del problema.....	25

CAPITULO 3

3. ALTERNATIVAS DE SOLUCION.....	32
3.1. Limitantes de las posibles soluciones.....	32
3.2. Alternativas de solución.....	41
3.2.1. Sistemas de refrigeración con CO ₂	41
3.2.2. Sistemas de refrigeración con NH ₃	44

CAPITULO 4

4. SISTEMA DE REFRIGERACION EMPLEANDO NH ₃	49
4.1. Validación de la carga de enfriamiento.....	49
4.2. Selección de equipos.....	76
4.3. Diseño de red de tuberías.....	80
4.4. Diseño del sistema de ductos para transporte de aire frío.....	91
4.5. Detalles y especificaciones de construcción.....	111
4.6. Cronograma de Montaje del Sistema de Refrigeración.....	130

CAPITULO 5

5. ANALISIS DE COSTOS.....	131
5.1. Costos de Materiales y Equipos.....	131
5.2. Costos de Mano de Obra.....	133
5.3. Costos de mantenimiento del Sistema de Refrigeración.....	134
5.4. Comparación con el sistema actual.....	135

CAPITULO 6

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	139
6.1. Recomendaciones.....	139
6.2. Conclusiones.....	141

APÉNDICES

BIBLIOGRAFÍA

ABREVIATURAS

ASHRAE	Sociedad Americana de Calentamiento, Refrigeración y Aire Acondicionado para Ingenieros.
SMACNA	Asociación de Contratistas de Lámina de Metal y Acondicionamiento de Aire
CHILLER	Unidad enfriadora de agua
UMA	Unidad Manejadora de aire
GPM	Galones por minuto (Caudal)
in. w. g	Pulgadas de agua (caída de presión)
HR	Humedad Relativa
FPM	Pies por minuto (velocidad)
m/s	Metros por segundo (velocidad)
CFM	Pies cúbicos por minuto (caudal)
RPM	Revoluciones por minuto
HP	Caballos Fuerza
TR	Toneladas de Refrigeración
Btu	Unidad térmica británica
Kw	Kilowatts
Kw/TR	Kilowatts por Tonelada de Refrigeración
Kg.	Kilogramos

SIMBOLOGÍA

Q	Cantidad de calor transferido o ganancia de calor
U	Coeficiente Global de Transferencia de calor
ΔT	Diferencia media logarítmica de temperaturas
m^2	metros cuadrados
ft^2	pies cuadrados
W	Vatios (Potencia)
R-22	Refrigerante Freón
NH_3	Refrigerante Amoniaco
CO_2	Dióxido de Carbono
K	Grados Kelvin
USD	United Status Dollar
sg	segundos
h	hora

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1	Metodología de la tesis..... 7
Figura 2.1	Elaboración de pasta..... 12
Figura 2.2	Horno Hass..... 12
Figura 2.3	Arco de enfriamiento..... 13
Figura 2.4	Untadora de crema..... 14
Figura 2.5	Túnel de frío waffer..... 14
Figura 2.6	Cortadora de sanduche..... 15
Figura 2.7	Máquina empacadora..... 15
Figura 2.8	Bañadora..... 16
Figura 2.9	Túnel de frío recubiertos..... 17
Figura 2.10	Diagrama del sistema de refrigeración waffer..... 18
Figura 2.11	Diagrama de refrigeración de túnel de frío..... 21
Figura 2.12	Proceso de destrucción de capa de ozono..... 27
Figura 2.13	Ubicación de equipos de frío para túneles..... 29
Figura 2.14	Congelamiento de tubería y contaminación..... 30
Figura 2.15	Ubicación de Chillers..... 31
Figura 4.1	Materiales que conforman la pared..... 52
Figura 4.2	Infiltraciones de aire..... 66
Figura 4.3	Sistema de agua de circuito abierto..... 80

Figura 4.4	Diagrama del sistema de tubería.....	82
Figura 4.5	Pérdida por fricción debida al flujo de agua a través de un tubo comercial de acero (cedula 40).....	84
Figura 4.6	Distribución de aire del sistema.....	97
Figura 4.7	Codo rectangular (radio suave).....	100
Figura 4.8	Contracción.....	102
Figura 4.9	Campana (contracción).....	108
Figura 4.10	Instalación del compresor sobre el suelo.....	114
Figura 4.11	Forma para losa de concreto.....	115
Figura 4.12	Estructura de soporte.....	122
Figura 4.13	Fibra de vidrio flexible.....	126
Figura 4.14	Pieza para acople de elementos de ductos.....	127
Figura 4.15	Soporte de ductos.....	128
Figura 4.16	Cronograma de trabajo.....	130

ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1	Unidad central de agua helada “Chiller 1”..... 19
Tabla 2	Características de los compresores de “Chiller 1”. 20
Tabla 3	Características de unidades manejadoras de aire..... 21
Tabla 4	Unidad central de agua helada “Chiller 2”..... 22
Tabla 5	Capacidad de los compresores del “Chiller 2”..... 23
Tabla 6	Capacidad de los compresores del Túnel de frío de waffer..... 23
Tabla 7	Capacidad de los compresores del Túnel de frío de recubiertos..... 24
Tabla 8	Resistencia Térmica de los materiales..... 51
Tabla 9	Temperaturas externas del cuarto con su respectiva compensación por el efecto solar..... 54
Tabla 10	Carga por transmisión”Método de Particiones”..... 59
Tabla 11	Fracción másica y calor específico de cada componente de la oblea..... 61
Tabla 12	Ganancia de carga térmica por infiltración en el área de waffer..... 74
Tabla 13	Resumen de las Cargas Térmicas..... 75
Tabla 14	Cálculo del tamaño de tubería..... 88

Tabla 15	Coeficientes de pérdida en accesorios codo rectangular (radio suave).....	101
Tabla 16	Coeficientes de pérdida en accesorios contracción.....	103
Tabla 17	Dimensionamiento de conductos y conexiones.....	104
Tabla 18	Cálculo de la Pérdida de presión del sistema de Ductos.....	105
Tabla 19	Coeficiente de Pérdida en campanas.....	109
Tabla 20	Calibres de plancha galvanizada.....	125
Tabla 21	Costo de materiales y equipos de importación.....	132
Tabla 22	Costo de materiales y equipos de adquisición local.....	132
Tabla 23	Costo de mano de obra.....	133
Tabla 24	Costo de mantenimiento mensual del sistema de refrigeración.....	134
Tabla 25	Datos de consumo de energía en sistema de refrigeración.....	136
Tabla 26	Costo eléctrico de unidades de refrigeración.....	136
Tabla 27	Costo eléctrico de las bombas instaladas.....	137
Tabla 28	Costo eléctrico total.....	137

INDICE DE PLANOS

Plano 1	Área Waffer – Recubiertos.
Plano 2	Diseño de Ductos.
Plano 3	Corte transversal del área y ubicación de ductos.
Plano 4	Layout de Sistema de Refrigeración.

APÉNDICE

Apéndice A Tabla de datos empleadas en el cálculo de la carga
térmica.

Apéndice B Datos utilizados en el diseño de tuberías.

INTRODUCCION

El presente trabajo se genera ya que en la actualidad, debido a los problemas de contaminación por los que el mundo esta atravesando, se ha generado una creciente imposición de nuevas y rigurosas leyes ambientales, las mismas que regulan el uso de ciertos refrigerantes, sumando a esto los años de servicio y vetustez del actual sistema de refrigeración, el mismo que no abastece las necesidades de enfriamiento y genera problemas de paros técnicos, se hace necesaria la implementación de un nuevo sistema de refrigeración que considere estos aspectos.

Con esto se pretende demostrar el compromiso de la empresa con el medio ambiente de evitar la destrucción de la capa de ozono y contribuir a la calidad de vida en el planeta, con el cumplimiento de normas de seguridad y medio ambiente que debe tener una empresa.

El instalar un sistema de refrigeración con amoniaco (NH_3) en reemplazo del actual, se pretende aumentar la eficiencia de refrigeración, con lo se incrementa la velocidad de enfriamiento del producto que se encuentra en el área de waffer, y así disminuir el consumo de energía eléctrica que absorbe el actual sistema de refrigeración.

Para la aplicación de este proyecto se necesita tener en cuenta consideraciones y recomendaciones técnicas por parte de asociaciones profesionales internacionales, tales como ASHRAE (American Society of Heating Refrigeration and Air Aconditioning Enginiers) y SMACNA (Sheet Metal Air Conditioning Contractors National Association) para realizar el diseño, construcción e instalación del sistema de enfriamiento y distribución de aire.

También se realizarán las respectivas pruebas y calibración de los equipos y otros componentes del sistema, así como el análisis técnico-económico del sistema instalado, y se espera proporcionar una alternativa viable de solución a estos problemas, que puede ser adoptado por empresas que al igual que ésta, se encuentren en proceso de transición de sus sistemas de refrigeración.

CAPITULO 1

1. GENERALIDADES

1.1. Planteamiento del Problema

La temática de la presente tesis se basa en la sustitución de los equipos del sistema de refrigeración de el área de fabricación de waffer de una empresa de productos alimenticios, debido a que se utiliza un refrigerante que no cumple con las normas de medio ambiente, por lo que esta pronto a culminar su producción y consumo, se constituye así otro inconveniente los años de servicio que estos equipos tienen dentro de las líneas de producción.

En particular, el refrigerante que se emplea actualmente en los equipos del sistemas de Refrigeración en la empresa es el Freón R22, que es un fuerte emisor de contaminación contribuyendo de esta forma con la destrucción de la capa de ozono, viendo así la necesidad de buscar otro refrigerante, que no afecte a la capa de ozono y permita aumentar la eficiencia en el proceso de enfriamiento.

1.2. Justificación del Problema

En la actualidad, la tierra se encuentra atravesando por uno de los más grandes problemas en toda su historia provocado por la raza humana, el calentamiento global que es un verdadero peligro, y de el cual se derivan los fenómenos naturales que se esta viviendo como el deshielo de los glaciares, incendio de bosques, etc. los cuales incluso ponen en peligro la existencia de la raza humana si no se enmienda esta situación.

Hoy en día el mundo entero se encuentra trabajando para evitar la destrucción del planeta, por lo que se ha creado Protocolos, y uno de los acuerdos tratados en el Protocolo de Montreal es la eliminación de los refrigerantes de las familias HCFC (dentro de esta consta el R22) por ser los más perjudiciales para la capa de ozono, por lo que a fines del año 2015 su consumo debe ser nulo y todas las empresas que utilizan así R22; como refrigerante, deben cambiarlo por uno que no sea nocivo para el medio ambiente.

El acuerdo, fue ratificado por 191 países con el fin de proteger la capa de ozono, y el impacto general será reducir en aproximadamente un 47 por ciento las emisiones de sustancias químicas que agotan la capa de ozono.

1.3. Objetivos

A continuación se listan los objetivos que se deben cumplir en la presente tesis.

1.3.1. Objetivo General

De acuerdo a los objetivos científico-tecnológicos la tesis de graduación, tiene como propósito comenzar a disminuir la destrucción de la capa de ozono y contribuir a la calidad de vida en el Planeta.

Contribuir a evitar la destrucción de la capa de ozono mediante el cumplimiento de normas de seguridad y medio ambiente que debe tener una empresa.

1.3.2. Objetivo Específico

Reemplazar el sistema de refrigeración actual por un sistema con amoníaco (NH_3) ya que es un gas refrigerante cuyas moléculas no contienen átomos de elementos destructores de la capa de ozono y analizar el cambio en sus propiedades refrigerantes, como el aumento de la velocidad de enfriamiento del producto que se encuentra en el área de wafer.

Aumentar la eficiencia de refrigeración y disminuir el consumo de energía eléctrica que absorbe el actual sistema de refrigeración.

Analizar y comparar la eficiencia obtenida por el equipo de refrigeración actual el cual emplea refrigerante R-22, con el que se va a instalar que utiliza refrigerante amoníaco

1.4. Metodología

La metodología planteada en la presente tesis se detalla a continuación, por medio del gráfico indicado en la figura 1.1., se sigue un esquema que detalla cada uno de los puntos a tratar para el estudio de los objetivos propuestos.

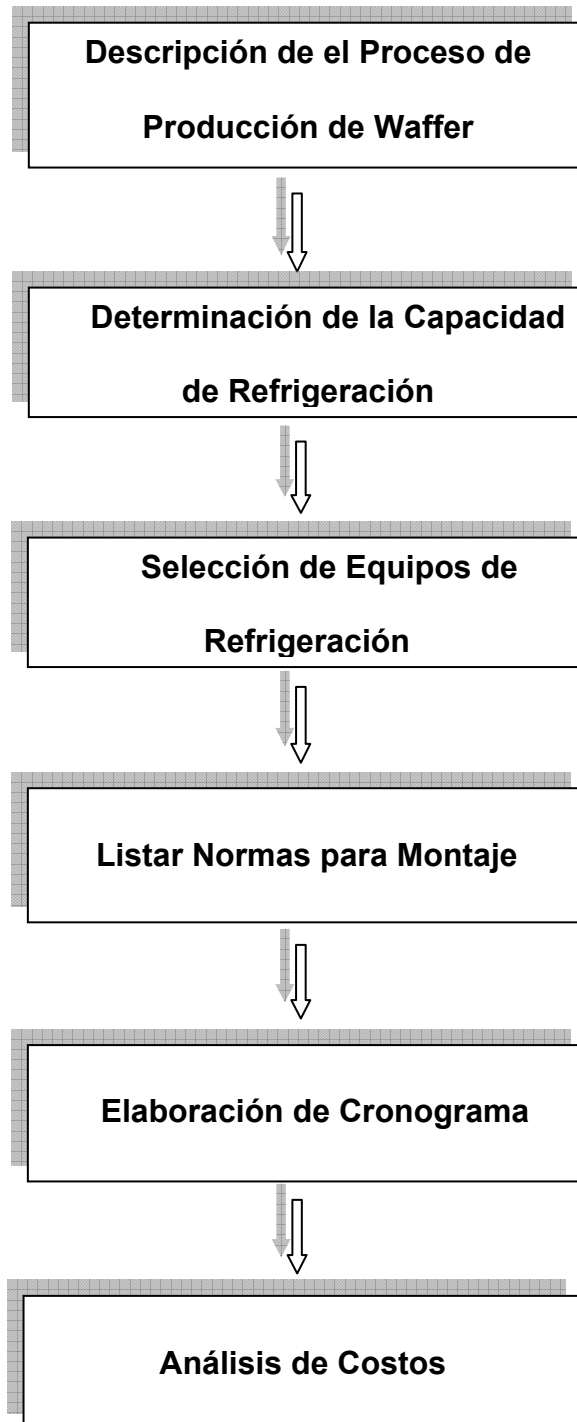


FIG. 1.1 METODOLOGÍA DE LA TESIS

El primer cuadro descrito como: **Descripción de el proceso de producción de waffer**, se conocerá como es el proceso de elaboración de la waffer e identificar en que parte de el proceso se emplea la refrigeración y cuales son los parámetros a los que se la debe manejar en las diferentes etapas del proceso, ya que de esto depende la consistencia que requiere la waffer, para que cuando se realice el corte de la waffer sus filos sean lo más perfecto posible, lo cual cumple un factor importante en la calidad del producto al momento de compararla con otros tipos de waffer.

El segundo cuadro es **Determinación de la capacidad de refrigeración**, que consiste en el cálculo de la carga de enfriamiento que se necesita en toda el área de fabricación y empaque del producto, para obtener este valor se aplicará un modelo matemático con el que se puede ver como se realiza la transferencia de calor y poder lograr así bajar la temperatura a la waffer.

Para obtener la carga de enfriamiento se aplicará la NORMA DE ASHRAE, en la cual se indica todos los requerimientos y normas que se deben tomar en cuenta para el diseño de sistemas de refrigeración.

El tercer cuadro llamado **Selección de equipos de refrigeración** es que en base a los resultados obtenidos de los cálculos se puede saber que características técnicas debe tener el equipo que se tiene que adquirir para que el sistema de refrigeración genere la capacidad que se requiere para el proceso de producción de la waffer teniendo en cuenta la serie de procesos que se debe seguir en este tipo de empresas alimenticias.

El cuarto cuadro llamado **Listar Normas para montaje**, consiste en que siempre que se este instalando un sistema de refrigeración se debe observar y cumplir con los requerimientos que se establece a nivel mundial, exigencias de seguridad y medio ambiente, para realizar el montaje de equipos de refrigeración, con el fin de que en un futuro no se provoquen accidentes o desperfectos por un mal montaje del sistema.

El montaje de los equipos y puesta en marcha se realizará conforme al cronograma ajustado a las circunstancias de parar la producción de acuerdo a los programas normales de mantenimiento.

El quinto cuadro llamado, **Elaboración de Cronograma**, es registrar como se procederá con la realización de este proyecto, indicando paso a paso desde el principio hasta el final, la actividad que se realizará así como su respectivo tiempo y fecha.

El último y sexto cuadro llamado, **Análisis de Costos**, se basa en cuantificar cuanto cuesta llevar a cabo este proyecto, el mismo que constará con el costo de adquisición, montaje, mantenimiento y operación del sistema de refrigeración, valor que debe estar cercano a la realidad, a fin de realizar un mejor análisis del costo con valores más exactos y de esta manera no tener problemas por falta de recursos a mediados de obra.

CAPITULO 2

2. PROCESO DE PRODUCCION

2.1. Proceso de Fabricación Waffer y Recubiertos

Esta Empresa Alimenticia que se encuentra ubicada en la urbe industrial se dedica a la fabricación de productos cuya materia prima es la harina, la misma que tiene bien definida sus tres áreas de producción, las cuales son: galletería, waffers y recubiertos

El estudio que se va a realizar, se enfoca en el área de waffer y recubiertos, de modo que se empieza describiendo el proceso de fabricación en el área de waffer:

El proceso empieza con la preparación de la pasta la misma que contiene materias primas como: lecitina, sal, bicarbonato de sodio, agua, amonio, almidón de maíz, caramulina pasta, leche entera 31%, aceite refinado, azúcar molida, polvo de cacao, grindox (antioxidante), raffilina, enzima, las cuales se mezclan en agua a temperatura de 8 – 16°C, obteniendo así la pasta, se elabora cinco diferentes tipos de pastas las cuales se logran colocando las distintas materias primas.



FIG. 2.1 ELABORACIÓN DE PASTA

Luego por medio de bombas y a través de tuberías es impulsada la pasta a unos tanques elevados de alimentación que es donde se la almacena, para luego ser enviada a las wafleras de los hornos, las que reciben la pasta por medio de la flauta dosificadora, el horno que cuenta con un sistema de tren de rodaje hace recorrer a las wafleras alrededor del mismo a una temperatura de entre 180 - 200°C, a una velocidad de horneado requerida para cocer la pasta y obtener la oblea.

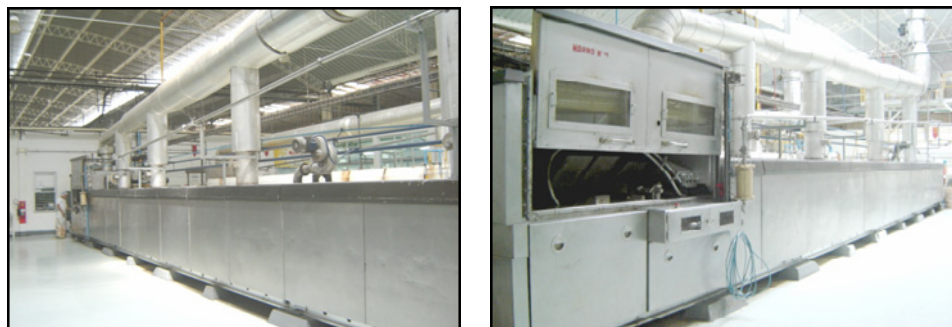


FIG. 2.2 HORNO HASS

Una vez que sale la oblea del horno, esta es transportada hasta el arco de enfriamiento donde se la hace pasar a la oblea, para producirle un enfriamiento natural, que se logra con el empleo de cinco manejadoras las cuales bajan la temperatura del área de waffer hasta unos 20°C, controlando siempre los parámetros de humedad relativa, para de esta manera continuar con el proceso de fabricación hasta su empaque.

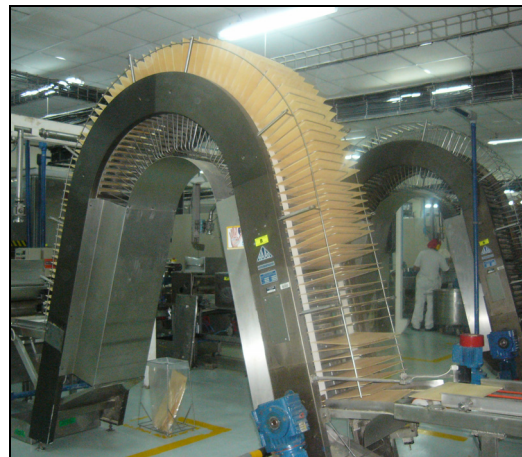


FIG. 2.3 ARCO DE ENFRIAMIENTO

Culminado el paso de la oblea por el arco de enfriamiento se procede a colocarle la crema por medio de una untadora de crema y así formar un sánduche con otra oblea.

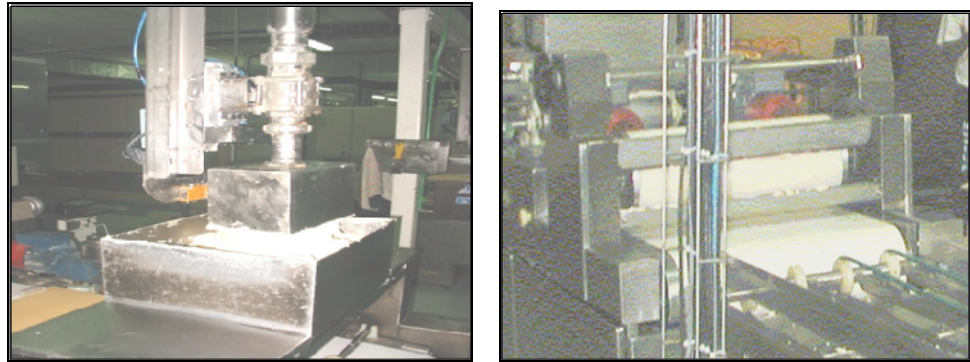


FIG. 2.4 UNTADORA DE CREMA

Posteriormente el sánduche ingresa con una temperatura de **12°C** al túnel de frío, el mismo que en su interior tiene una temperatura de entre 4 - 10°C y con una humedad relativa de 72 – 74%, la temperatura en el interior del túnel de frío es alcanzada por un equipo de refrigeración, que emplea un sistema directo de transferencia de calor para enviar aire a baja temperatura y provocar así un enfriamiento forzado al producto, para de esa manera obtener un sánduche más compacto.

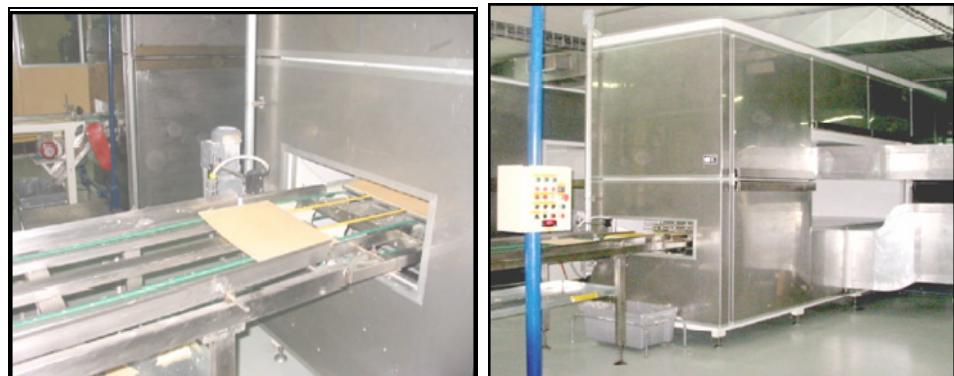


FIG. 2.5 TUNEL DE FRIO WAFER

Con el sandwich compactado, se evita la destrucción del mismo al momento de realizarle los cortes en la maquina cortadora para obtener el tamaño deseado de la waffer.

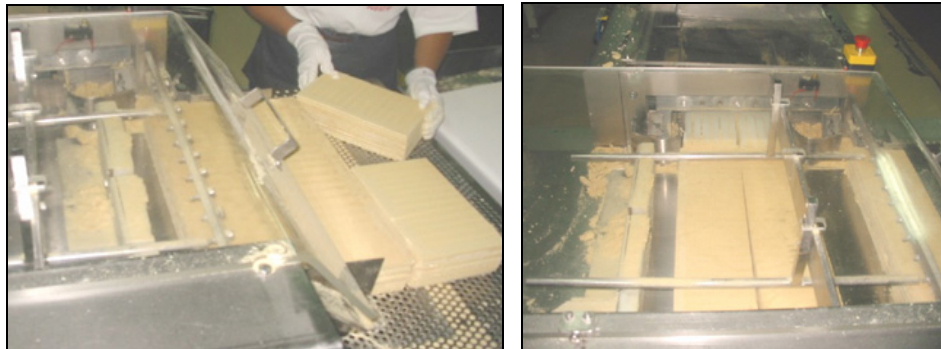


FIG. 2.6 CORTADORA DE SANDUCHE

A continuación se tiene el proceso de empaque del producto en las diferentes presentaciones y se finaliza con el embalaje del mismo.

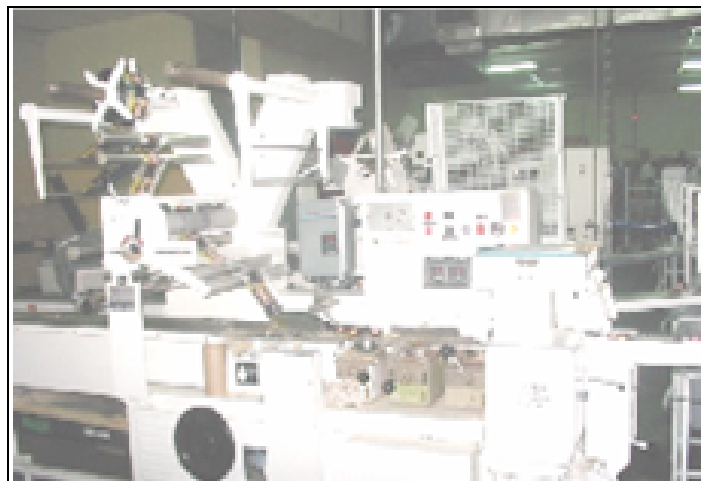


FIG. 2.7 MAQUINA EMPACADORA

En esta área de fabricación se tiene además una línea de producción de recubiertos, en la que es también indispensable la refrigeración, por lo que para obtener temperaturas bajas en su proceso se emplea equipos de refrigeración con R-22, el proceso empieza con el corte del sánduche de acuerdo al tamaño requerido, luego se colocan en un transportador en forma manual, el mismo que las traslada hacia la bañadora que es donde se cubren en su totalidad por cobertura (chocolate) blanca u oscura dependiendo del producto, esta cobertura se encuentra a elevadas temperaturas para evitar que se espese y dificulte su traslado por tuberías, desde los tanques donde se encuentra almacenada hasta la bañadora.



FIG. 2.8 BAÑADORA

Una vez que sale el producto bañado este tiene una temperatura de **31°C**, con la que ingresa directo al túnel de frío, el cual tiene una temperatura de 28°C a la entrada de el túnel y 18°C a la salida, lo cual se logra con dos equipos de refrigeración instalados a lo largo del túnel de frío, que en la fase I y II inyectan aire de forma directa e indirecta.



FIG. 2.9 TUNEL DE FRIO RECUBIERTOS

Las temperaturas que se obtienen en el túnel de frío dan como resultado que el producto al finalizar su recorrido en el mismo, tenga su cobertura completamente condensada y lista para ser colocada en la envoltura primaria y luego en la secundaria por medio de las máquinas de empaque, una vez terminado el producto este se coloca cuidadosamente en cartones, que se llevan a las bodegas de conservación, donde se realiza su respectiva distribución.

2.2. Descripción del Actual Sistema de Refrigeración.

El sistema de refrigeración actual de la empresa esta dirigido tanto para el acondicionamiento del área donde se realiza la producción de waffers y recubiertos, así como para la refrigeración de los túneles de frío, que forman parte importante dentro del proceso de elaboración.

Acondicionamiento del Área “Waffer-Recubiertos”

A continuación se muestra el esquema de distribución del sistema de refrigeración empleado para el acondicionamiento del área de waffer – recubierto.

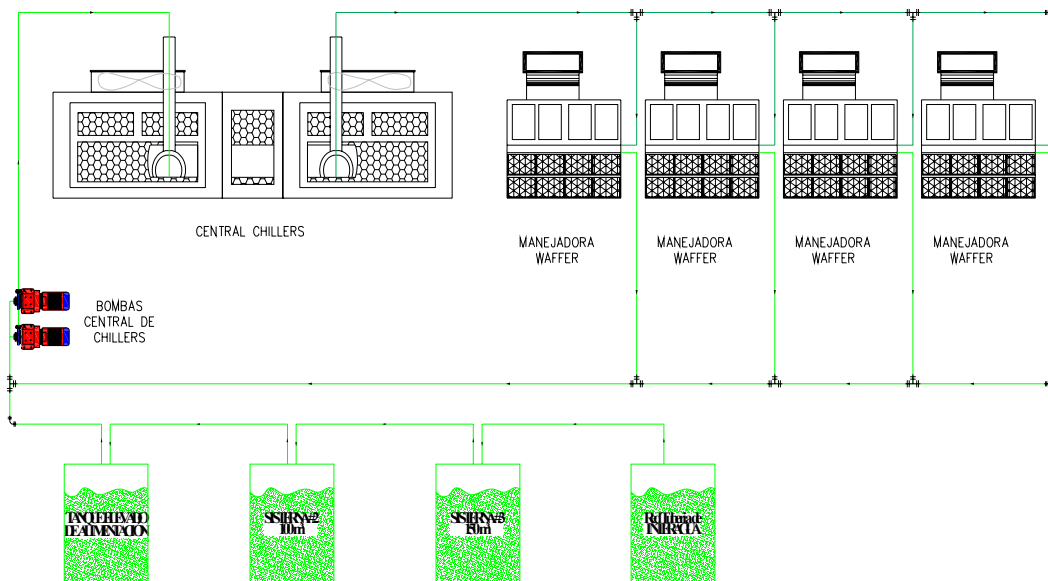


FIG. 2.10 DIAGRAMA DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN WAFFER

El sistema de acondicionamiento de aire del área de waffer - recubiertos esta conformada por los siguientes equipos:

TABLA N°1

UNIDAD CENTRAL DE AGUA HELADA “CHILLER # 1”

UNIDAD	30GA105600
PESO DE LA UNIDAD (lb.)	
Embarque	10250
Operando	10350
REFRIERANTE (R-22)	
Carga por Circuito (lb.)	90
COMPRESORES (06E)	
Cilindros / Compresores	6
Carga de Aceite / Compresor (pt.)	19
VENTILADORES DE CONDENSADORES	
Número	2
RPM	288
Diámetro (pulg.)	84
Cantidad total de aire (cfm.)	75000
SERPENTIN DE CONDENSADOR	
Área de cara total (pie ²)	174
Superficie externa total (pie ²)	12140
Máx. Presión de diseño operando (Psig.)	450
ENFRIADOR (Uno)	Revestimiento y tubos
Circuitos refrigerantes	2
Máx. Presión de diseño operando (Psig.)	Lado refrigerante – 235
	Lado agua – 150
Volumen neto de agua (gal.)	37
CONEXIONES DE AGUA (pulg.)	
Interior y Exterior (Brida)	5
Drenar	¾
CONEXIONES DE REFRIGERANTE (plg.)	
Líquido (ODM)	1 1/8
Succión (ODM)	2 5/8
CAPACIDAD (Tons.)	100

El Chiller como todo equipo de refrigeración cuenta con compresores, condensadores, evaporadores y válvula de expansión, que son los que determinan las toneladas de refrigeración que genera el equipo.

TABLA N°2
CARACTERÍSTICAS DE LOS COMPRESORES DEL CHILLER # 1

Denominación	Modelo	Capacidad TR.	Motor HP	CFM A 1750 RPM
Compresor 1	06EX-275-360	25	30	75.4
Compresor 2	06EX-275-360	25	30	75.4
Compresor 3	06EX-275-360	25	30	75.4
Compresor 4	06EX-275-360	25	30	75.4

Los compresores son marca Carlyle, tipo recíprocante y semihermético.

Unidad Manejadora de Aire.- Es el equipo que utiliza al agua helada proveniente del chiller para poder suministrar aire frío hacia el área de producción por medio de ductos.

TABLA N°3
CARACTERÍSTICAS DE UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE

Denominación	Marca	Capacidad TR.
UMA Waffer # 1	York	25
UMA Waffer # 2	York	25
UMA Waffer # 3	York	25
UMA Waffer # 4	York	25
UMA Recubiertos	Carrier	20

Refrigeración de los Túneles de Frío

Ahora se muestra el esquema de distribución empleado para realizar la refrigeración de los túneles de frío tanto para waffer como recubiertos.

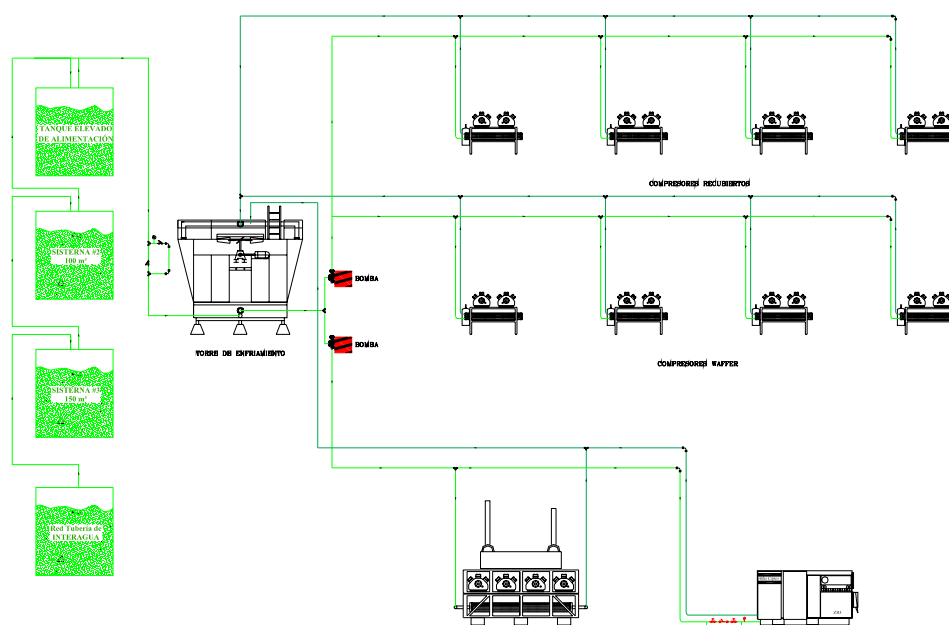


FIG. 2.11 DIAGRAMA DE REFRIGERACIÓN DEL TUNEL DE FRIO

TABLA N°5
CAPACIDAD DE LOS COMPRESORES DEL “CHILLER # 2”

Denominación	Modelo	Capacidad TR.	Motor HP	CFM A 1750 RPM
Compresor 1	06EX-275-360	25	30	75.4
Compresor 2	06EX-275-360	25	30	75.4
Compresor 3	06EX-275-360	25	30	75.4
Compresor 4	06EX-275-360	25	30	75.4

Unidad de refrigeración.- Cada túnel de frío consta con su propio equipo de refrigeración para obtener bajas temperaturas en su interior y de esta manera el producto se compacte:

TABLA N°6
CAPACIDAD DE LOS COMPRESORES DEL TUNEL DE FRÍO
WAFFER

Denominación	Modelo	Capacidad TR.
Compresor # 1	5H40 - 149	10
Compresor # 2	5H40 - 149	10
Compresor # 4	5H40 - 149	10
Compresor # 5	5H60 - 149	10

El equipo de refrigeración empleado actualmente para estos túneles tiene algunas deficiencias como:

- Son equipos que no están diseñados para alcanzar las temperaturas requeridas en los túneles por lo que se tornan ineficientes.
- Estos equipos además tienen bastante tiempo en funcionamiento, lo que hace que se tornen menos eficientes conforme pasa el tiempo.
- También existen fugas en el sistema las cuales provocan serias pérdidas de refrigerante, por lo que aumenta el consumo de este, causando un daño perjudicial al medio ambiente.

TABLA N°7

CAPACIDAD DE LOS COMPRESORES DEL TUNEL DE FRIO RECUBIERTOS

Denominación	Marca	Tipo	Modelo	Capacidad TR.
Compresor # 1	Carrier	Reciprocante	5H60 – A219	10
Compresor # 2	Carrier	Reciprocante	5H60 – 149	10

2.3. Definición del Problema

El área de producción de las galletas con crema, es un área que necesita se encuentre refrigerada, debido a que es una de las características que se debe tener en consideración para obtener un producto de óptima calidad, actualmente el lograr este objetivo está generando una variedad de problemas los cuales se describen a continuación:

Ineficiencia del equipo.- El actual sistema de refrigeración que se encuentra operativo y con el cual se logra enfriar esta área, es ineficiente debido a varios inconvenientes, como es el tiempo de operación al que ha sido expuesto de 24 horas al día, los 365 días durante 30 años, ya que los equipos no pueden parar de refrigerar así no se este produciendo, esta área es propensa al crecimiento de moho y una serie de hongos en las paredes si su temperatura no esta dentro del rango de lo permisible.

Consumo de Energía.- Sin duda este es el mayor problema con el que la empresa acarrea, en lo que respecta al acondicionamiento del área de waffer-recubiertos, con el actual equipo de refrigeración se consumen 100kw de energía eléctrica para obtener 100 toneladas de refrigeración, en tanto que en los túneles de frío por cada 10 toneladas de refrigeración se consumen 25kw de energía eléctrica,

este elevado consumo de energía eléctrica se debe a la falta de eficiencia de enfriamiento de los equipos de refrigeración, ya que deben permanecer encendidos por más tiempo para alcanzar la temperatura deseada, por lo general este consumo se incrementa durante la estación de verano debido a que en esta época la temperatura en la ciudad bordea los 30 - 33 °C.

Además la empresa maneja ciertos indicadores para llevar un control, siendo el consumo de energía uno de estos y para el cual anualmente se traza un objetivo de disminución, el cual no se está siendo cumplido debido a los altos consumos energéticos, que traducidos en costos son pérdidas cuantiosas.

Refrigerante nocivo para el medio ambiente.- El actual interés por el efecto de los refrigerantes sobre el medio ambiente se centra principalmente en la liberación de cloro (Cl) en la atmósfera, el cual reacciona con el ozono (O₃), reduciendo así los niveles de ozono en la atmósfera superior.

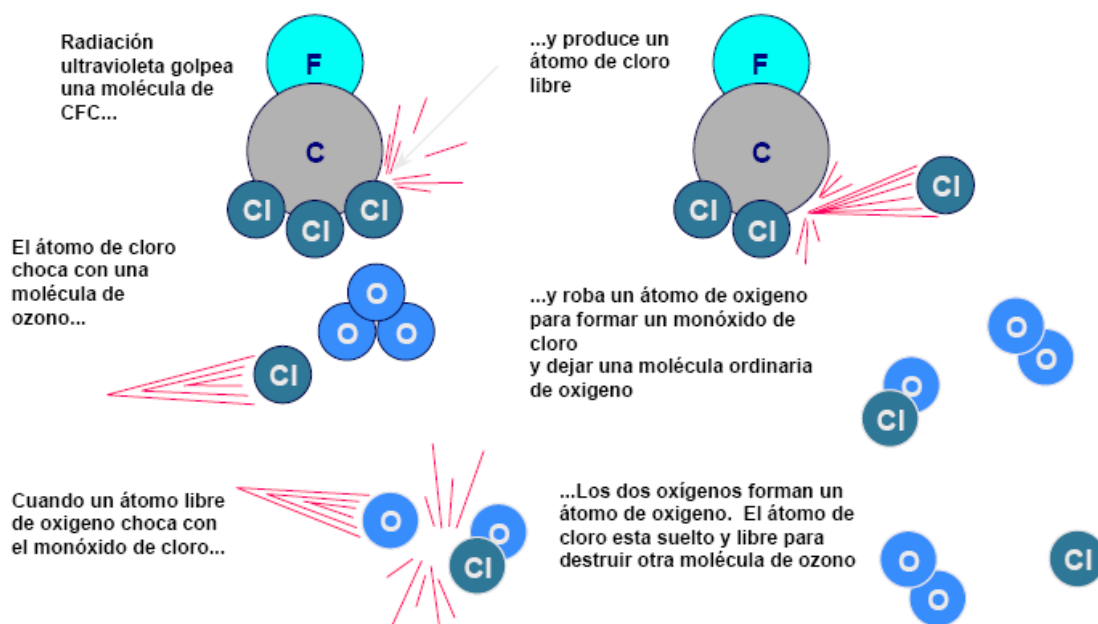


FIG. 2.12 PROCESO DE DESTRUCCION DE CAPA DE OZONO

El fluido refrigerante que utiliza el actual sistema de refrigeración para los intercambios de energía es el refrigerante R-22 (CHClF_2). Refrigerante que pertenece al grupo denominado *hidroclorofluorocarbonos*, o **HCFCs**, que contienen cloro pero, debido a que también retiene un átomo de hidrógeno en su estructura molecular, es menos persistente que los CFC, por lo que constituyen una amenaza menos seria para la capa de ozono.

El Protocolo de Montreal, (acuerdo internacional para la protección de la capa de ozono), especificó en sus directivas, primero la eliminación

de los clorofluorocarburos (CFC) de mayor contenido en cloro, es por eso que en los años noventa, los HCFC se consideraban sustancias químicas en transición para uso como sustitutos de CFC, debido a que eran menos eficaces al agotar la capa de ozono que los CFC. No obstante, también está programada la retirada gradual de los HCFC.

En Europa, la producción de R-22 empezó a reducirse progresivamente a partir del 2004, debiendo llegar al mínimo en el 2015. En tanto que los países en desarrollo se comprometieron a reducir su producción y consumo de HCFC en diez por ciento para el 2015, 35 por ciento para el 2020 y 67,5 por ciento para el 2025, hasta su eliminación por completo para el 2030. El impacto general será reducir en aproximadamente un 47 por ciento las emisiones de sustancias químicas que agotan la capa de ozono.

Mantenimiento.- Actualmente lo que se realiza a los equipos de refrigeración es una leve inspección, y no se está cumpliendo con un mantenimiento preventivo serio y responsable, si no más bien un mantenimiento correctivo, debido a que no se cuenta con suficiente información de los equipos, lo que provoca que en cualquier momento un componente (compresor, bombas, etc.) del sistema sufra un desperfecto y se disminuya o pare la producción de aire frío.

Mal diseño.- Ubicación inadecuada de los equipos de refrigeración que se emplean para los túneles de frío, por encontrarse dentro del área de fabricación y al estar operativos generan calor, logrando alcanzar temperaturas de hasta 80°C en el compresor, produciendo una considerable carga calorífica, que incrementa la capacidad del equipo de refrigeración que se necesita para climatizar el área de proceso de waffer-recubiertos a 20°C, debido a que están inmersos en el proceso.



FIG. 2.13 UBICACIÓN DE EQUIPOS DE FRIO PARA TUNELES

Además que ubicados en el interior del área de proceso, pueden generar muchos inconvenientes como:

- Congelamiento en una parte de la tubería, provoca condensación que se precipita al piso epóxico haciéndolo resbaloso.
- Fuga de aceite del compresor, el cual provoca un foco de contaminación al precipitarse la piso, lo cual no es permitido en un área de producción ya que afectan directamente en la calidad del producto.

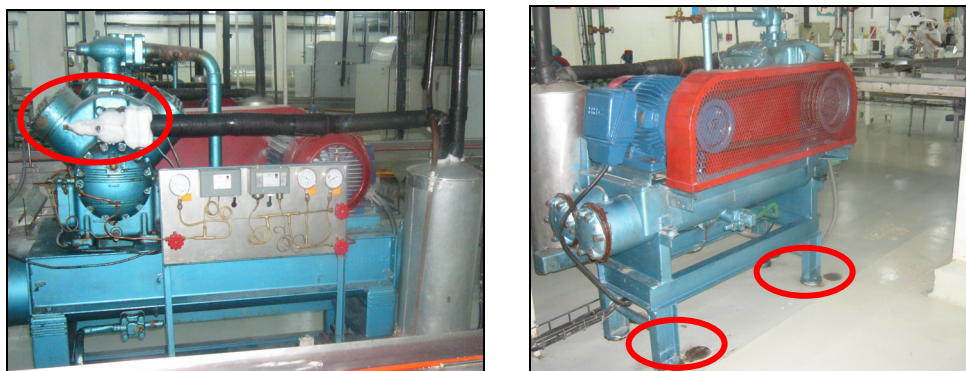


FIG. 2.14 CONGELAMIENTO DE TUBERÍA Y CONTAMINACIÓN

Ubicación de Chillers.- Los equipos de refrigeración de la planta, están ubicados actualmente sobre la cisterna principal, lo cual constituye un foco de contaminación debido a que cuando hay fugas de aceite proveniente de los compresores de los chillers estas caen

sobre la cubierta de la cisterna, la cual no cuenta con una capa que evite que estas se filtren hacia el interior y contaminen el agua potable, la misma que es utilizada para el proceso de elaboración de la waffer.



FIG. 2.15 UBICACIÓN DE CHILLERS

Además que el nivel de ruido que generan estos equipos esta muy por encima de lo permisible, ocasionando molestia a las personas que circulan por esa área.

CAPITULO 3

3. ALTERNATIVAS DE SOLUCION

3.1. Limitantes de las posibles soluciones

Son varios los factores que se debe tener en consideración, ya que pueden generar algún problema al momento de la ejecución del proyecto y originar la interrupción o cancelación del mismo, por no haber caído en cuenta de su importancia.

A continuación se mencionan los siguientes:

Políticas gubernamentales o bases legales: Para garantizar la seguridad y funcionamiento de las **unidades compresoras** y **enfriadores que emplean REFRIGERANTE NH₃ (AMONÍACO)**, se deben de cumplir las siguientes normas, reglas, ordenanzas y leyes:

- **Directiva europea sobre maquinaria 98/37/EC**
- **Directiva europea sobre equipos a presión 97/23/EC** – Hojas de instrucciones AD 2000
- **Ordenanza sobre Averías** (12. BImSchV) inclusive 1. Avería VwV

- **Ley Federal sobre el control de emisiones** (BImSchG), 4. BImSchV
- **Ley sobre la gestión de aguas** (WHG), VawS
- **Ordenanza sobre sustancias peligrosas** (GefStoffV)
- **Ley sobre tratamiento de residuos** (AbfG)
- **DIN EN 378; Partes 1 a 4** Requisitos esenciales de seguridad y medio ambiente.
- **DIN 8975 – 11**, Borrador de julio de 2000 Plantas de refrigeración y bombas de calor con amoníaco (requisitos adicionales)
- **Norma de prevención de accidentes** inclusive la normativa de implementación (BGR 500; 2.35) Plantas de refrigeración, bombas de calor y equipo de enfriamiento (BGV B3), nivel acústico.
- **DIN 3158** Conexiones de refrigerante, especificaciones de seguridad, pruebas, señalización.
- **DIN 2405** Conductos en las plantas de refrigeración, señalización.
- **Directivas VDMA**, en especial VDMA 24 243 y 24 169
- **Normas VDI.**
- **Hojas de instrucción sobre el uso de amoníaco.**
- Hoja de seguridad para amoníaco y otros refrigerantes y aceites refrigerantes.

La lista de normas, medidas etc. ha sido extraída del Informe N° 5 de la Asociación Alemana de Técnica del Frío y Acondicionamiento de Aire "Seguridad y protección ambiental en las plantas de refrigeración con amoníaco (Sicherheit und Umweltschutz bei Ammoniak Kälteanlagen)", noviembre de 1990, y son también totalmente aplicables a otros refrigerantes.

Lugar de instalación: La sala de máquinas se debe diseñar de tal forma que se permita la descarga del NH_3 y su evacuación de la instalación, impidiendo que pase a salas adyacentes, escaleras, almacenes estrechos y pasillos. Este requisito se cumple cuando:

- Existe ventilación natural, la zona que deba estar abierta al exterior debe ser como mínimo "A" m^2 o
- Existe ventilación mecánica, se puede aplicar un flujo de aire del exterior del área de peligro de como mínimo "Q" m^3/h y
- Las puertas de la sala de máquinas que no salgan directamente al exterior son autobloqueantes.

$$\text{"A"} = 0,14 \times G^{1/2} (\text{m}^2)$$

$$\text{"Q"} = 50,0 \times G^{2/3} (\text{m}^3/\text{h})$$

$$\text{"G"} = \text{peso de carga de la planta (kg.)}$$

En caso de instalar varias plantas, este parámetro se basa en la planta con mayor peso de carga.

Las aperturas para descarga de aire (ventanas, salidas, conductos) se deben disponer de tal forma que las personas no resulten dañadas por los refrigerantes presentes en el aire de descarga.

La ventilación mecánica se utiliza cuando no exista ventilación natural a través de ventanas y puertas o ésta sea insuficiente. Sólo se conseguirá una descarga eficaz del aire si puede entrar una cantidad suficiente de aire del exterior.

Debido a que el NH_3 es más ligero que el aire, el aire contaminado se debe extraer a una altura cercana al techo, mientras que el aire fresco deberá entrar a una altura cercana al suelo.

También se puede usar un sistema de absorción para disolver el NH_3 descargado, por ejemplo, agua o ácido.

La sala de máquina se debe poder abandonar rápidamente en caso de peligro.

Dependiendo del tamaño de la sala de máquina y del peso de carga del refrigerante, se recomienda disponer de una salida de emergencia que salga directamente al exterior, montando por ejemplo un cierre antipánico.

Las puertas se han de abrir en la dirección de escape y se debe poder abrir en cualquier momento desde el interior.

Las plantas de refrigeración instaladas en salas de máquinas deben poder detenerse desde el exterior de dicha sala. Los dispositivos de control se deben señalar adecuada y claramente.

Actualmente los equipos están ubicados en un área de 155 m², pero ésta lindera con los baños y vestidores, lo cual no es recomendable si se usa un equipo de amoníaco. Los nuevos equipos serán instalados en un área de 158 m² que está alejada de la presencia de personas.

Medidas de protección y normas de comportamiento:

- La unidad compresora/enfriador de líquidos sólo debe ser operada por personal cualificado y entrenado.

- Las tareas en el circuito de amoníaco sólo deben ser realizadas por expertos en este campo.
- Sólo las personas autorizadas por la dirección deberán manejar el amoníaco.
- Se han de llevar a cabo regularmente instrucciones sobre el manejo de amoníaco (incluyendo ensayos).
- Debe existir una ventilación adecuada de la sala de máquinas. Si la sala de máquinas huele a amoníaco, no coma, beba o fume en la sala.
- Se ha evitar todo contacto cutáneo con el amoníaco líquido.
- Las personas que trabajen en una planta de refrigeración deben llevar, por lo general, máscaras protectoras con un filtro de amoníaco.

Tecnología: Debido a que se trata de la instalación de un equipo complejo, los instrumentos y equipos empleados en su instalación son tecnología sofisticada que se debe buscar en nuestro medio, y en caso de no haber se la debe importar.

Tiempo de implementación: La empresa ha determinado que para fines del 2010, esos equipos ya deben estar instalados y en pleno funcionamiento.

Debido a que la fecha hasta la que se permite el uso de determinados refrigerantes considerados perjudiciales al medio ambiente, como lo es el Freón R-22, actualmente empleado por la empresa en sus equipos de refrigeración, tiene regulado su uso hasta el 2015, se ha decidido empezar con este proyecto de reemplazo de equipos de refrigeración y se tiene planteado hasta enero del 2011 culminar esta obra, considerando factores como: fabricación, traslado, aduanas, montaje y las pruebas de arranque de los equipos, con lo que se pone en manifiesto el compromiso de la empresa con el medio ambiente al cumplir con estos protocolos.

Costos: Se puede tener el inconveniente que el presupuesto que esta asignado para el proyecto no cubra la magnitud del mismo, lo que puede paralizar su avance y de esta manera se extienda el tiempo de culminación de la obra y no cumplir con la perspectiva planificada.

Norma técnica de instalación y diseño higiénico (BPF): El sistema de refrigeración debe acoplarse y cumplir con las normas de higiene que la empresa solicita para este tipo de instalaciones que requieren de un diseño exigente, y más aun sabiendo que se trata de una

empresa alimenticia donde la limpieza debe ser primordial, por lo tanto se debe cumplir con los respectivos parámetros, y en un futuro no tener problemas por el diseño.

Mano de obra: La instalación de los equipos de refrigeración requiere de personal calificado para este tipo de montajes, en Ecuador son pocas las empresas que realizan trabajos de instalación de equipos de refrigeración que emplean Amoniaco y que además son de gran capacidad, lo que hace necesario que la empresa encargada de la instalación cumpla con los parámetros necesarios para realizar estos trabajos, reduciendo así el número de opciones con la que se puede contar, pero a la vez el cumplirlos permite tener una mejor perspectiva de la calidad de trabajo que realizan, por tal razón en caso de no haber una empresa que cumpla con los requerimientos para la elaboración de este proyecto, se tendrá que contratar mano de obra extranjera lo que incrementa el costo del proyecto, llegándose inclusive a sobrepasar el presupuesto asignado para el mismo.

Capacitación: La gente de la empresa debe ser capacitada para la operación y mantenimiento de este tipo de equipos que funcionan con NH_3 , así como un mayor conocimiento en la parte de seguridad,

en caso de que se presente algún inconveniente al momento de estar estos ya en funcionamiento. Esto se da debido a que es un equipo diferente con el que el personal técnico viene trabajando durante años.

Seguridad con NH₃: Para proteger a las personas y equipos se estable una serie de medidas de seguridad estrictas.

En el siguiente párrafo se hace referencia a las principales medidas y normativas a seguir a la hora de planificar y operar las plantas de refrigeración con NH₃. En lo que se refiere a su operación, se cuenta con extensos manuales de instrucciones de los fabricantes de la planta, de los cuales se puede obtener un mayor conocimiento.

Los textos mencionados hacen referencia a la Normativa de prevención de accidentes "Plantas de refrigeración, bombas de calor y equipos frigoríficos" VBG 20 y a DIN EN 378, partes 1 a 4 "Requisitos de seguridad y medioambientales relevantes".

Con el cumplimiento de estas normas se puede cambiar la mentalidad de la gente que labora en la planta con respecto a la refrigeración con amoníaco, indicándoles que es un lugar seguro.

3.2. Alternativas de solución

Debido al Calentamiento Global y el Agotamiento del Potencial de la Capa de Ozono que se está viviendo actualmente a nivel mundial, provocados en su mayoría por las sustancias químicas liberadas al ambiente, se promueven las siguientes soluciones en reemplazo del actual sistema de refrigeración de la empresa, teniendo en consideración lo expuesto anteriormente y a su vez las condiciones que se requieren del sistema de refrigeración debido a que se trata de una planta de producción alimenticia, en donde la refrigeración es parte del proceso:

3.2.1. Sistemas de refrigeración con CO₂

El bióxido de carbono es una sustancia barata no es tóxico, ni inflamable y ecológicamente limpia (ODP = 0, GWP= 1) pero tiene una doble función en el medio ambiente; el CO₂ es necesario por todos los organismos vivos en la tierra pero además es un gas de efecto invernadero, lo que puede provocar modificaciones en el medio ambiente si las concentraciones en la atmósfera cambian.

La principal razón para la caída del CO₂ como refrigerante fueron sus propiedades termodinámicas que provocan una rápida pérdida de capacidad, altas presiones que hacen que la capacidad del compresor sea significativamente mayor para el CO₂ que para el amoníaco, así como las altas temperaturas.

El CO₂ es más pesado que el aire, por lo que tiende a caer al suelo. Este hecho puede resultar muy peligroso (especialmente en espacios reducidos), ya que al no ser auto-alarmanente (como en amoníaco) puede desplazar el oxígeno hasta límites nocivos para la salud. Ello conlleva la necesidad de una especial atención a la detección de fugas y la ventilación de emergencia.

El CO₂ como gas inerte que es, resulta compatible con la totalidad de los metales, por lo que las tuberías para los sistemas de CO₂ pueden utilizarse de: cobre, acero negro y acero inoxidable, la única condición es que soporten las presiones de diseño. La presencia de agua en el sistema puede provocar la formación de ácido carbónico que ataca el acero. La acción del ácido carbónico sobre el cobre es muy lenta y puede

considerarse despreciable. El acero inoxidable por el contrario no se ve atacado por éste.

Existen muchas maneras de utilizar el CO₂. En una primera etapa en un sistema subcrítico es sencillo pero tiene sus desventajas debido a la limitante en la temperatura y la alta presión. Este tipo de diseño representa la forma más sencilla de aplicación del CO₂ con la tecnología actual puesto que en este tipo de diseño el CO₂ se utiliza como si fuera un refrigerante secundario, ya que es bombeado y no comprimido. Una máquina frigorífica (R-404A, R-717,...) es la encargada de recondensar el CO₂ que se evapora parcialmente en los evaporadores y una vez condensado se almacena en un depósito de CO₂.

Los sistemas supercríticos son sólo aplicables para sistemas pequeños, donde la presión no es una característica importante en el diseño.

Sistemas de CO₂ híbridos, son los más comunes en la refrigeración industrial porque la presión puede ser limitada a un nivel donde los requerimientos para los componentes como

compresores, válvulas y controles solamente difieren levemente comparado con las plantas de refrigeración industrial tradicionales.

La disponibilidad de componentes para refrigeración utilizando CO₂ a bajas temperaturas, es amplia. Distintos fabricantes de equipo para refrigerantes tradicionales pueden distribuir algunos componentes para sistemas de CO₂, pero la disponibilidad de componentes para sistemas de alta presión es limitada. Un factor importante en la rapidez de introducir sistemas de CO₂ dependerá mucho de la disponibilidad de componentes críticos para altas presiones de CO₂.

3.2.2. Sistemas de refrigeración con Amoniac (NH₃)

El desarrollo de la refrigeración mecánica data de los primeros años de la revolución industrial. Al día de hoy, el amoniac permanece como el refrigerante más utilizado en sistemas de refrigeración industrial para procesar y conservar la mayoría de los alimentos y bebidas. El amoniac ha estado en el liderazgo de los avances de tecnología en refrigeración, siendo parte esencial del procesamiento, almacenamiento y logística de

distribución de los alimentos. Más recientemente, los sistemas de refrigeración con amoníaco han sido utilizados en sistemas de aire acondicionado para grandes edificios y para mejorar la eficiencia de las plantas generadoras de energía eléctrica.

Las ventajas del amoníaco son bien conocidas. El amoníaco no destruye la capa de ozono y no contribuye al efecto invernadero asociado al calentamiento global. De hecho el amoníaco, uno de los compuestos más comúnmente encontrados en la naturaleza, es esencial en el ciclo del nitrógeno de la tierra y su liberación a la atmósfera es inmediatamente reciclada. El uso del amoníaco como refrigerante es consistente con los acuerdos internacionales de reducción del calentamiento global y destrucción de la capa de ozono, y debido a su aplicación probada como un refrigerante seguro y eficiente durante los últimos 150 años, está inmediatamente disponible para un mayor uso y nuevas aplicaciones. Desde un punto de vista puramente económico, sin considerar las regulaciones innecesarias, el amoníaco debería de tener una mayor aplicación como refrigerante de la que actualmente cuenta.

Desde un punto de vista operacional, el amoníaco es generalmente aceptado como el refrigerante industrial más eficiente y económicamente efectivo, tiene propiedades termodinámicas superiores, es decir de 3 a 10% más eficaz termodinámicamente que otros refrigerantes por lo que los sistemas de **refrigeración** con **amoníaco** consumen menos energía eléctrica, un importante beneficio para los consumidores ya que costos menores de operación representan un costo menor de los productos alimenticios. Por consiguiente, según el **Instituto Internacional de Refrigeración por Amoníaco**, la instalación de una planta de refrigeración industrial típica diseñada para usar amoníaco cuesta entre un 10 y un 20% menos que otros sistemas industriales de refrigeración. Este mismo instituto indica que para lograr una temperatura dada, se necesita menos amoníaco que usando otros refrigerantes industriales.

El amoníaco es uno de los líquidos refrigerantes más comunes, por cambiar de fase a presión normal, por absorber una gran cantidad de calor al cambiar de líquido a gas (600 BTU/lb.).

Desde luego, existe un lado inconveniente. El amoníaco es inherentemente peligroso para los seres humanos. La exposición al gas del amoníaco puede causar un serio daño a los pulmones, los ojos y otras áreas que contienen humedad, la que convierte el gas en el corrosivo hidróxido de amonio. Sin embargo, el distintivo e instantáneamente reconocido olor del amoníaco actúa como un detector de fugas; incluso los rastros no peligrosos de amoníaco serán notados inmediatamente por cualquiera que se encuentre cerca.

Este aspecto de auto señalamiento del compuesto, significa que inclusive pueden descubrirse y repararse inmediatamente las fugas más pequeñas de un sistema de refrigeración. Además, el amoníaco es diecisiete veces más liviano que el aire, lo cual significa que una fuga de gas se elevará inmediatamente y se disipará en la atmósfera. Si hay alguna presencia de agua, se formará una espesa nube de vapor clara y visible. En general, los registros de seguridad del amoníaco como refrigerante se comparan favorablemente con otros sistemas.

Con una mayor atención dirigida al calentamiento global de la Tierra y con los esfuerzos internacionales extraordinarios en la

última década para reducir el uso de refrigerantes nocivos al medio ambiente, al ser una sustancia natural y combinada con sus ventajas económicas, el amoniaco está muy bien posicionado para ser el refrigerante del siglo XXI.

Dentro del área de refrigeración industrial, **el CO₂ no reemplazará el amoniaco**. Los sistemas industriales de CO₂ son todos sistemas híbridos que requieren de amoniaco en el sistema de alta temperatura pero sólo con una pequeña cantidad de amoniaco.

CAPITULO 4

4. SISTEMA DE REFRIGERACION EMPLEANDO NH₃.

4.1. Validación de la carga de enfriamiento.

Para establecer la capacidad del nuevo sistema de enfriamiento se empieza determinando la carga térmica, de esta manera se puede analizar si el actual sistema de enfriamiento abastece las necesidades requeridas.

La determinación de la carga térmica incluye lo siguiente:

Carga por transmisión

Carga por producto

Carga interior

Carga por infiltraciones

A continuación se expone cada uno de los términos mencionados:

Carga por transmisión.

Ganancia sensible de calor a través de paredes, piso, techo y se calcula como en el estado de equilibrio a través de la siguiente ecuación:

$$q = UA\Delta t$$

Donde:

q = Calor ganado, W

A = Área de transmisión de calor, m²

Δt = diferencia entre la temperatura del aire exterior y la temperatura del aire del espacio climatizado, K

El coeficiente global de transferencia de calor U, de la pared, piso, o límite máximo se puede calcular mediante la ecuación siguiente:

$$U = \frac{1}{1/h_i + x/k + 1/h_0}$$

Donde:

U = coeficiente global de transferencia de calor, W / (m².K)

x = espesor de pared, m

k = conductividad térmica del material de la pared, W / (m. K)

h_i = conductancia de la superficie interna, W / (m².K)

h_0 = conductancia de la superficie externa, W / (m².K)

A continuación se realiza el cálculo para encontrar el coeficiente de transferencia global de calor (U) para paredes y techos que forman parte del área a climatizar. En la **TABLA N° 8** se muestra la resistencia térmica de los diferentes materiales con los que se construyeron paredes y techo.

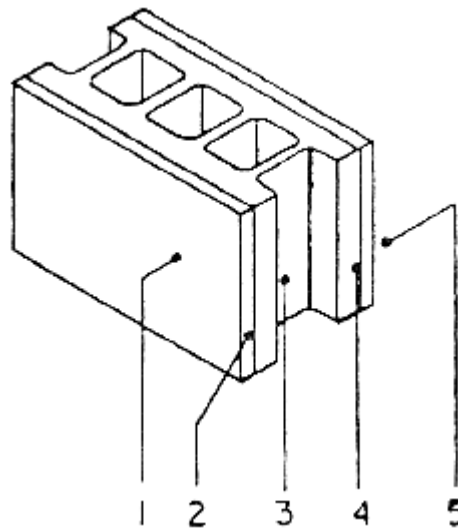
TABLA N° 8
RESISTENCIA TERMICA DE LOS MATERIALES

Material de paredes y techo	Espesor (m.)	Resistencia R (m².K/ W)
Mortero de cemento	0.015	0.02
Bloque hormigón ligero	0.120	0.120
Vidrio	0.005	0.006
Cinc	0.003	2.5×10^{-5}
Aire	---	0.16
Yeso	0.017	0.019

Pared de Bloque:

Construcción	Resistencia (R) m ² .K /W
1. Superficie interna (aire tranquilo).....	0.120
2. Mortero de Cemento.....	0.020
3. Bloque hormigón ligero.....	0.120
4. Mortero de Cemento.....	0.020
5. Superficie externa (aire tranquilo).....	0.059
Resistencia Total.....	

0.339

U=1/R.....**2.950****FIG. 4.1 MATERIALES QUE CONFORMAN LA PARED**

Pared de Vidrio:

Construcción	Resistencia (R) m ² .K /W
1. Superficie interna (aire tranquilo).....	0.120
2. Vidrio.....	0.006
3. Superficie externa (aire tranquilo).....	0.059
Resistencia Total.....	0.185
U=1/R.....	5.405

Techo:

Construcción	Resistencia (R) m ² .K /W
1. Superficie interna (aire tranquilo).....	0.120
2. Cinc.....	2.5x10 ⁻⁵
3. Aire.....	0.160
4. Yeso.....	0.019
5. Superficie externa (aire tranquilo).....	0.059
Resistencia Total.....	0.358
U=1/R.....	2.800

En la mayoría de los casos, la diferencia de temperatura Δt se puede ajustar para compensar la carga por efecto del calor solar. Valores en el **APÉNDICE A** se aplica durante un período de 24 horas y se añade a la temperatura ambiente en el cálculo de la ganancia de calor de pared.

Entonces la temperatura exterior se va a ver afectada por unos cuantos grados de temperatura debido a la ubicación del sol como vemos en la siguiente tabla.

TABLA N° 9
TEMPERATURAS EXTERNAS DEL CUARTO CON SU RESPETIVA
COMPENSACIÓN POR EL EFECTO SOLAR

	Efecto Solar, K	Temperatura de Superficies °C
Techo	0	30
Paredes, norte	0	22 – 23 – 29 - 45
sur	2	28 - 34
este	0	23 – 28 – 29 - 36
oeste	0	24

El área a climatizar interiormente debe permanecer a, **T= 20°C**

Como se puede observar las paredes ubicadas al este y norte se encuentran a diferentes temperaturas, esto se debe a que el cuarto esta rodeado por áreas que necesitan de temperaturas inferiores a la del ambiente dependiendo de su uso, por este motivo para el cálculo de la carga por transmisión se aplicará el “**METODO DE LAS PARTICIONES**”

Cálculo de la Carga Térmica en paredes y techo

Carga térmica generada por el techo

Datos:

$$A = 3232,20 \text{ m}^2$$

$$U = 2.8 \text{ W / (m}^2 \cdot \text{K)}$$

$$T_{ext} = 30^\circ\text{C}$$

$$T_{int} = 20^\circ\text{C}$$

$$q = U * A * (T_{ext} - T_{int})$$

$$q_1 = 2.8 * 3232.20 * (30 - 20)$$

$$q_1 = 90.5 \text{ KW}$$

Carga térmica generada por las paredes ubicadas al norte

Datos:

$$A = 94,35 \text{ m}^2$$

$$U = 2,95 \text{ W / (m}^2 \cdot \text{K)}$$

$$T_{ext} = 29^\circ\text{C}$$

$$T_{int} = 20^\circ\text{C}$$

$$q = U * A * (T_{ext} - T_{int})$$

$$q_7 = 2.95 * 94.35 * (29 - 20)$$

$$q_7 = 2.5 \text{KW}$$

La carga térmica generada por el resto de paredes ubicadas al norte se muestran en la **TABLA N° 10**

Carga térmica generada por paredes ubicadas al este

Datos:

$$A = 5,44 \text{ m}^2$$

$$U = 2,95 \text{ W / (m}^2 \cdot \text{K)}$$

$$T_{ext} = 29^\circ\text{C}$$

$$T_{int} = 20^\circ\text{C}$$

$$q = U * A * (T_{ext} - T_{int})$$

$$q_2 = 2.95 * 5.95 * (29 - 20)$$

$$q_2 = 0.14 \text{KW}$$

La carga térmica generada por el resto de paredes ubicadas al este se muestran en la **TABLA N° 10**

Carga térmica generada por las paredes ubicadas al sur

Datos:

$$A = 27,38 \text{ m}^2$$

$$U = 2,95 \text{ W / (m}^2 \cdot \text{K)}$$

$$T_{ext} = 28^\circ\text{C}$$

$$T_{int} = 20^\circ\text{C}$$

$$q = U * A * (T_{ext} - T_{int})$$

$$q_{15} = 2.95 * 27.38 * (28 - 20)$$

$$q_2 = 0.65KW$$

La carga térmica generada por el resto de paredes ubicadas al sur se muestran en la **TABLA N° 10**

Carga térmica generada por las paredes ubicadas al oeste

Datos:

$$A = 202,95 \text{ m}^2$$

$$U = 2,95 \text{ W / (m}^2 \cdot \text{K)}$$

$$T_{ext} = 24^\circ\text{C}$$

$$T_{int} = 20^\circ\text{C}$$

$$q = U * A * (T_{ext} - T_{int})$$

$$q_{15} = 10 * 202.95 * (24 - 20)$$

$$q_{15} = 2.39KW$$

TABLA N° 10
CARGA POR TRANSMISIÓN “MÉTODO DE PARTICIONES”

	Long. m.	Altura m.	Área m ² .	T. Ext. °C	T. Int. °C	ΔT, K	U W/m ² .K	Calor kW.
Techo			3232.2	30	20	10	2.8	90.50
P. Norte A	25.5	3.7	94.35	29	20	9	2.95	2.50
P. Norte B	4.65	3.7	17.21	22	20	2	2.95	0.10
P. Norte C	12.19	3.7	45.10	29	20	9	2.95	1.20
P. Norte D	18.12	3.7	67.04	23	20	3	2.95	0.59
P. Norte E	12.22	3.7	45.21	29	20	9	2.95	1.20
P. Norte F	5.95	3.7	22.02	45	20	25	2.95	1.62
P. Norte G	6.2	1.5	9.30	29	20	9	2.95	0.25
P. Norte H	5.69	2.03	11.55	29	20	9	5.4	0.56
P. Este I	1.47	3.7	5.44	29	20	9	2.95	0.14
P. Este K	17.53	3.7	64.86	23	20	3	2.95	0.57
P. Este L	8.45	1.5	12.68	28	20	8	2.95	0.30
P. Este M	7.75	2.03	15.73	28	20	8	5.4	0.68
P. Este N			102.76	36	20	16	2.95	4.85
P. Sur O	18.25	1.5	27.38	28	20	8	2.95	0.65
P. Sur P	17.22	2.03	34.96	28	20	8	5.4	1.51
P. Sur Q	66.24	3.7	245.09	36	20	16	2.95	11.57
P. Oeste R	54.85	3.7	202.95	24	20	4	2.95	2.39

Carga Total Transmisión TR, kW 121.20

Carga por Producto.

Los aportes internos del calor que se generan por el producto, el calor de respiración del producto y del empaque que estos contengan.

Calor aportado del producto

Para realizar los siguientes cálculos se debe conocer los siguientes datos:

PROPIEDADES DEL PRODUCTO “WAFFER”

Obleas por minuto = 153 opm.

Peso de Oblea = 5 gr.

Flujo de masa = 45.9 Kg. / h

Temperatura de oblea a la salida del horno = 175°C

Temperatura de almacenamiento = 20 °C

Humedad relativa = 55 – 60 %

Basándose en el efecto de la temperatura y la composición química sobre las propiedades físicas de los alimentos Choi y Okos (1986)

desarrollaron una ecuación matemática para predecir las propiedades físicas de productos alimenticios sólidos, según las fracciones en peso o volumen de los componentes mayores puros: agua, grasa, proteína, ceniza.

Para calcular el calor específico teórico de producto fresco se usa la siguiente ecuación general:

$$C_p = \sum(C_{pi}X_i) \text{ (KJ/Kg. K)}$$

Donde

X_i = Valor de la fracción másica de cada uno de los componentes basados en su contenido nutricional.

C_{pi} = Valor del calor específico de cada uno de los componentes a 24°C

TABLA N° 11
FRACCIÓN MÁSCICA Y CALOR ESPECÍFICO DE CADA
COMPONENTE DE LA OBLEA

Ingredientes	Peso (kg.)	Fracción másica (%)	C_p (kJ/kg.K)
Agua	130	55.9	4.18
Harina	100	42.9	1.4
Bismuto de sodio	0.5	0.21	
Lecitina	1	0.43	

Sal refinada	1.2	0.52
--------------	-----	------

Como el bismuto de sodio, lecitina y sal refinada están en un porcentaje reducido dentro del total, solo se toma en cuenta a los dos ingredientes que se encuentran en mayor concentración.

$$C_p = (C_{p_{AGUA}} * X_{AGUA}) + (C_{p_{HARINA}} * X_{HARINA})$$

$$C_p = (4.18 * 0.559) + (1.4 * 0.429)$$

$$C_p = 2.937 \text{ kJ / (kg.K)}$$

Calor específico de la oblea = **2.937 kJ / (Kg. K)**

Una vez que se obtienen todos los datos del producto, se procede a calcular el calor que este genera, mediante la siguiente ecuación:

$$q_{\text{producto}} = m * c * (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}})$$

Donde:

q = Calor ganado, W

c = Calor específico, kJ/(kg.K)

T_{ext} = Temperatura de oblea a la salida del horno, °C

T_{int} = Temperatura de almacenamiento, °C

$$q_{\text{oblea}} = (45.9)(2.937)(155) / 3600$$

$$q_{\text{oblea}} = 5.804 \text{ kW}$$

PROPIEDADES DEL PRODUCTO “COBERTURA”

Flujo de masa = 215.82 Kg. / h

Temperatura de cobertura a la salida de la bañadora = 32°C

Temperatura de almacenamiento = 20 °C

Humedad relativa = 55 – 60 %

Calor específico = 2.343kJ / (Kg. K)

$$q_{cobertura} = m * c * (T_{ext} - T_{int})$$

Donde:

q = Calor ganado, W

c = Calor específico, kJ/(kg.K)

T_{ext} = Temperatura de oblea a la salida del horno, °C

T_{int} = Temperatura de almacenamiento, °C

$$q_{cobertura} = (215.82)(2.343)(12) / 3600 = 1378.43kW.$$

$$q_{cobertura} = 1.69kW.$$

Por lo tanto el calor total generado por el producto es:

$$q_{producto} = q_{oblea} + q_{cobertura}$$

$$q_{producto} = 5.804 + 1.686$$

$$q_{producto} = 7.490kW$$

Cargas Internas.

Toda energía disipada en el espacio climatizado (sea esta por luces, motores, calentadores y otros equipos) debe incluirse como una carga térmica que suma a la carga interna.

Carga Térmica disipada por motores eléctricos.- Valores de cargas térmicas equivalentes generadas por motores eléctricos, se muestran en el **APÉNDICE A**.

Dentro del área los motores generan el siguiente consumo:

Motores de waffer = 92,66 KW

Motores de recubiertos = 50,14 KW

Por lo tanto se obtiene un consumo total de los motores = **142,8 KW**

Todos los motores y el equipo impulsado que se encuentran dentro del espacio climatizado están ubicados en la columna A de la **Tabla del apéndice A**, y a la vez intercalando con el valor de 142,8 KW que es el consumo de los motores se obtiene que:

$$q_{motores} = 156.47kW.$$

Carga Térmica de las luminarias.- Este depende del nivel lumínico que se requiera para el recinto climatizado, así como del tiempo de utilización. Generalmente el nivel de iluminación esta en el orden de 10.8 W/m^2 . Entonces se observa que por cada metro cuadrado se utiliza 10.8 W , y se conoce que la superficie del techo tiene un área de 3232.2 m^2

A continuación se calcula el calor que se genera por las luminarias:

$$q_{\text{iluminación}} = (10.8 * 3232.2) / 1000 = 35 \text{ kW}.$$

Carga Térmica generada por el personal.- Las personas añaden una carga térmica a la carga total, en función de factores como la temperatura ambiente, el tipo de trabajo que se está realizando, el tipo de prendas de vestir que usan, y el tamaño de la persona. La carga térmica de una persona puede estimarse como:

$$q_{\text{persona}} = N_p [272 - 6t]$$

Donde:

t = Temperatura del espacio refrigerado en °C.

N_p = Número de personas

$$q_{\text{persona}} = 40 * [272 - 6(20)] = 6 \text{ kW}$$

Cargas por infiltraciones.

Ganancia de calor a partir de la infiltración de aire y equipos asociados, las cargas pueden equivaler a más de la mitad del total de la distribución de la carga de refrigeración almacenes y aplicaciones similares.

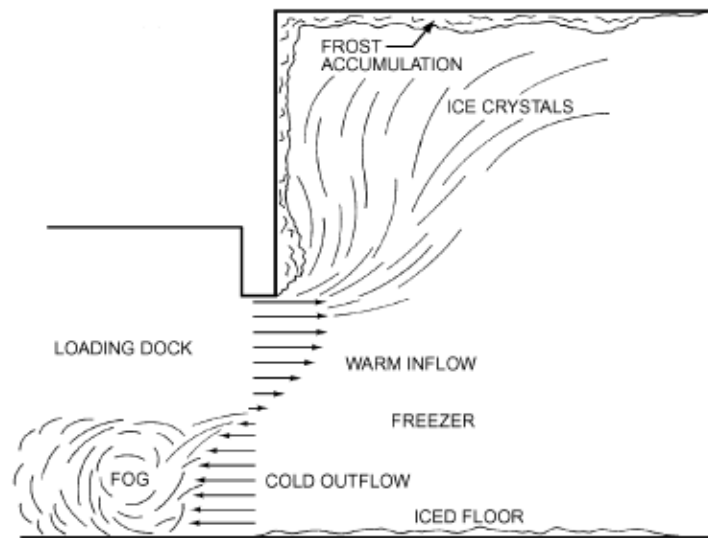


FIG. 4.2 INFILTRACIONES DE AIRE

La Infiltración comúnmente se produce por diferencia de densidad de aire entre habitaciones (**Figura 4.2**). Si el cuarto frío no está sellado, el aire puede fluir directamente a través de la puerta.

La ganancia de calor a través de portales de intercambio de aire se calcula con la siguiente ecuación:

$$q_t = qD_iD_f(1 - E)$$

Dónde:

q_t = Ganancia media de calor por 24 horas u otro período, kW

q = Carga de refrigeración sensible y latente por flujo plenamente establecido, kW.

D_i = Factor tiempo de puerta abierta

D_f = Factor de flujo de entrada

E = Eficacia del dispositivo de protección de las puertas

Gosney y Olama (1975) desarrollaron la siguiente ecuación para el intercambio de aire por flujo plenamente establecido:

$$q = 0.221A(h_i - h_r)\rho_r(1 - \rho_i / \rho_r)^{0.5}(gH)^{0.5}F_m$$

Donde

q = Carga de refrigeración sensible y latente, en kW.

A = Área de puerta, m²

h_i = entalpía de aire de infiltración, kJ./kg.

h_r = entalpía de aire refrigerado, kJ/kg.

ρ_i = densidad de aire de infiltración, kg/m³

ρ_r = densidad de aire refrigerado, kg/m³

g = constante gravitacional = 9,81 m/s²

H = altura de puerta, m

$$F_m = \text{Factor de densidad} \quad \rightarrow \quad F_m = \left[\frac{2}{1 + (\rho_r / \rho_i)^{1/3}} \right]^{1.5}$$

Para ciclo irregular, y el uso constante de la puerta, el factor tiempo de puerta abierta puede ser calculado como:

$$D_t = \frac{P\theta_p + 60\theta_o}{3600\theta_d}$$

Donde:

D_t = parte decimal de tiempo que la puerta permanece abierta

P = número de pasadas por la puerta

θ_p = tiempo de apertura y cierre de puerta, segundos por pasada.

θ_o = tiempo que la puerta solo permanece abierta, min.

θ_d = tiempo de período diario (u otros), h

El tiempo θ_p para puertas operadas convencionalmente varía entre 15 a 25 s por pasada. El tiempo para puertas que funcionan a alta velocidad oscila entre 5 a 10 s, aunque puede ser tan bajo como 3 s.

El factor de flujo D_f es la relación real de intercambio de aire para flujo plenamente establecido.

La eficacia E de aire en cortinas como es este el caso va desde muy bajo a más de 0,7. Para abrir una puerta amplia sin dispositivos de protección, $E = 0$

Criterio de Diseño

Condiciones exteriores de diseño:

Temperatura de Bulbo Seco: 36°C

Temperatura de Bulbo Húmedo: 25.6°C

Humedad Relativa (\emptyset): 44%

Condiciones interiores de diseño:

Temperatura de Bulbo Seco: 20°C

Temperatura de Bulbo Húmedo: 15°C

Humedad Relativa (\emptyset): 60%

Cálculo de Infiltración en la Puerta 1

Carga total por infiltración

$$q_i = qD_i D_f (1 - E)$$

Factor de densidad (F_m)

Datos:

$$\rho_i = 1.052 \text{kg. / m}^3$$

$$\rho_r = 1.194 \text{kg. / m}^3$$

$$F_m = \left[\frac{2}{1 + (\rho_r / \rho_i)^{1/3}} \right]^{1.5}$$

$$F_m = \left[\frac{2}{1 + (1.1941/1.0616)^{1/3}} \right]^{1.5} = 0.97$$

Factor tiempo de puerta abierta (D_t)

Datos:

$$P = 500$$

$$\theta_p = 1500 \text{ sg.}$$

$$\theta_o = 0.05 \text{ min.}$$

$$\theta_d = 24 \text{ h.}$$

$$D_t = \frac{(P\theta_p + 60\theta_o)}{3600\theta_d}$$

$$D_t = \frac{(500*1500) + (60*0.05)}{(3600*24)} = 8.68$$

Factor de flujo de entrada (D_f)

La diferencia de temperatura que se tiene entre la zona refrigerada (interior) y la zona caliente (exterior) es de 16 K, por lo que **0.8** es un valor conservador para el factor de flujo.

Eficacia del dispositivo de protección de las puertas (E)

Para esta área las puertas tienen cortinas de plástico en su contorno debido a que las personas deben ingresar y salir constantemente y son las que retienen el flujo de aire, por lo que la eficacia del dispositivo de protección de las cortinas es de **0,5**

Carga de refrigeración sensible y latente (q)

$$q = 0.221A(h_i - h_r)\rho_r(1 - \rho_i / \rho_r)^{0.5}(gH)^{0.5} F_m$$

Datos:

$$A = 3,26\text{m}^2$$

$$g = 9,81\text{m/s}^2$$

$$H = 2,1\text{m}$$

$$h_i = 79\text{kJ/kg.}$$

$$h_r = 42\text{kJ/kg.}$$

$$q = 0.221 * 3.26 * (79 - 42) * 1.194 * (1 - (1.052 / 1.194))^{0.5} (9.81 * 2.1)^{0.5} * 0.97$$

$$q = 48.26\text{kW}$$

Por lo tanto la **Ganancia media de calor por 24 horas** (q_t) es:

$$q_t = qD_i D_f (1 - E)$$

$$q_t = 48.26 * 0.13 * 0.8 * (1 - 0.5)$$

$$q_t = 2.41kW$$

En la **TABLA N° 12** se muestra la carga térmica total generada por la infiltración.

A continuación, se muestra una tabla con los valores de carga térmica que se genera dentro del área a climatizar por los diferentes tipos de cargas térmicas.

TABLA N° 13

RESUMEN DE LAS CARGAS TÉRMICAS

Sumario de Cargas	Carga, kW.
Transmisión	121.20
Producto	7.49
Motores	156.47
Iluminación	35.00
Personas	6.00
Infiltración	23.32
Subtotal	349.48
Seguridad 10%	34.95
Carga Total, kW.	384.43
BTU/h.	1312428.91
TONELADAS	109.37

4.2. Selección de equipos

El funcionamiento de este sistema contiene los mismos principios de refrigeración. La unidad exterior llamada Chiller contiene los elementos para formar el circuito frigorífico común, que por medio de intercambiadores de calor enfría el agua succionada de un tanque de abastecimiento, el agua es transportada hacia el serpentín de las cinco manejadoras, en donde ventiladores centrífugos hacen pasar aire a través del serpentín el mismo que es transportado e impulsado hacia el sistema de ductos.

A continuación se seleccionan los equipos que comprenden el sistema de climatización:

Selección del CHILLER

Este se selecciona en base a la capacidad de carga térmica que se genera en el área a climatizar, que en este caso es de 109.37 toneladas de refrigeración, con lo que se cotizó un **CHILLER YORK-FRICK de 120 TR** de capacidad.

Características del Chiller:

Compresor de tornillo:

Modelo: RXF 68 WOC

Capacidad: 122.1 TR

Potencia: 92.2 KW

RPM: 3570

Refrigerante: R717 (amoniac)

Evaporador:

Modelo: AISI 316SS

Fluido Secundario: agua industrial

Caudal: 295.2 GPM

Condensador:

Modelo: AISI 318SS

Fluido Secundario: agua industrial

Caudal: 369 GPM

Selección de las MANEJADORAS DE AIRE

Se seleccionan en base a la carga térmica, con lo que se requiere de 4 manejadoras de 25 toneladas de refrigeración y 1 manejadora de 20 toneladas de refrigeración, para de esta forma cubrir las 120 TR del Chiller, las manejadoras son marca **YORK**

Selección de TORRE DE ENFRIAMIENTO

Se selecciona una Torre de Enfriamiento para un chiller de 120 TR, marca YORK – IMECO, de tiro mecánico forzado.

Selección de BOMBAS para circulación de agua de enfriamiento

Para este sistema se considera dos sistemas de bombeo. El primero impulsa el flujo de agua a través del chiller, pasa por las UMAS y retorna nuevamente al chiller y se constituye por dos bombas marca Armstrong de 15 HP de 288 GPM de capacidad para un cabezal total de 70 pies, las dos bombas se conectan en paralelo, pero una permanece en stand by.

El sistema secundario, es el que impulsa el flujo de agua desde la torre de enfriamiento hacia el chiller y retorna a la torre, y se constituye por dos bombas marca Armstrong de 7.5 HP de 288 GPM de capacidad para un cabezal total de 20 pies, las bombas se conectan en paralelo y una permanece en stand by.

Las bombas se montan sobre una base sólida común con el motor. La carcasa debe de ser del tipo voluta con tapa empernada de construcción de fundición de hierro o bronce.

4.3. Diseño de red de tuberías

Existen muchos tipos de redes de tuberías para interconectar los componentes de los sistemas de refrigeración, así como acoplamientos y refinamientos especiales.

El diseño a emplear es un **sistema de tuberías de circuito abierto**. Una de las características de un sistema como éste, es que una parte del circuito esta abierto a la atmósfera como se ve en la figura 4.3

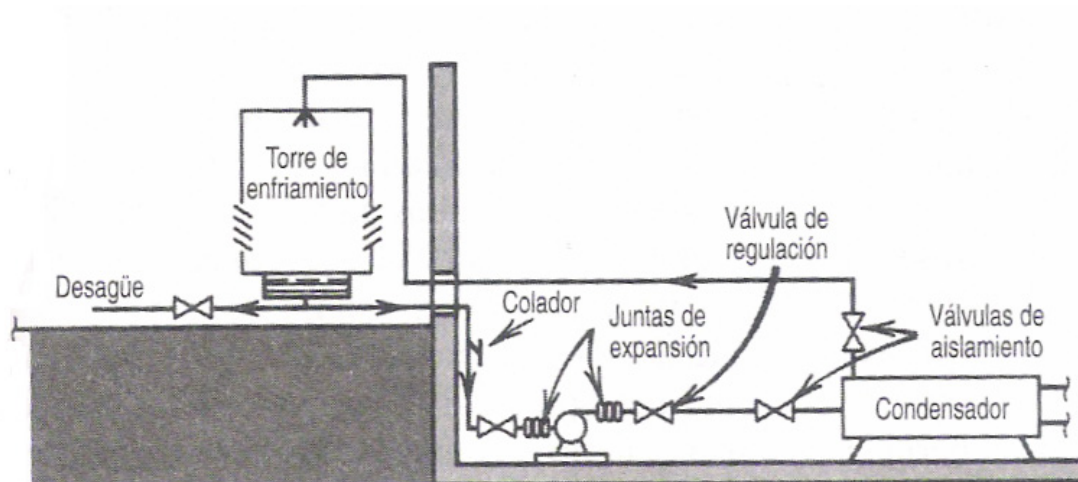


FIG. 4.3 SISTEMA DE AGUA DE CIRCUITO ABIERTO

En la torre de enfriamiento de la figura se pueden ver las válvulas, filtros y empaques que normalmente están instalados en estos tipos de circuitos. Es importante proteger las bombas con filtros. Las válvulas de aislamiento permiten dar mantenimiento al sistema sin

drenarlo totalmente, mientras que la válvula de esfera que se instala en la salida de la bomba sirve para ajustar el gasto. En la figura también se muestran las juntas de expansión y una base de soporte rígido para aislar la bomba.

Criterio para seleccionar el tamaño de las tuberías

Con frecuencia las tuberías pasan a través de espacios ocupados, en donde el ruido que genera el paso de los fluidos resulta molesto. Por lo tanto, generalmente se recomienda una velocidad límite de 1.2 m/s para tubos de 2 pulgadas de diámetro o menos. Para tubos de mayor diámetro, se impone un límite de pérdida de altura de 4 pies por cada 100 pies de longitud, que equivale aproximadamente 0.4 kPa/m en unidades del Sistema Internacional. Estos criterios deben considerarse como lineamientos generales, no como reglas rígidas.

Los sistemas abiertos, tales como los circuitos con torres de enfriamiento, generalmente se encuentran en lugares alejados de los espacios ocupados, por lo que pueden utilizarse velocidades más altas en tales sistemas.

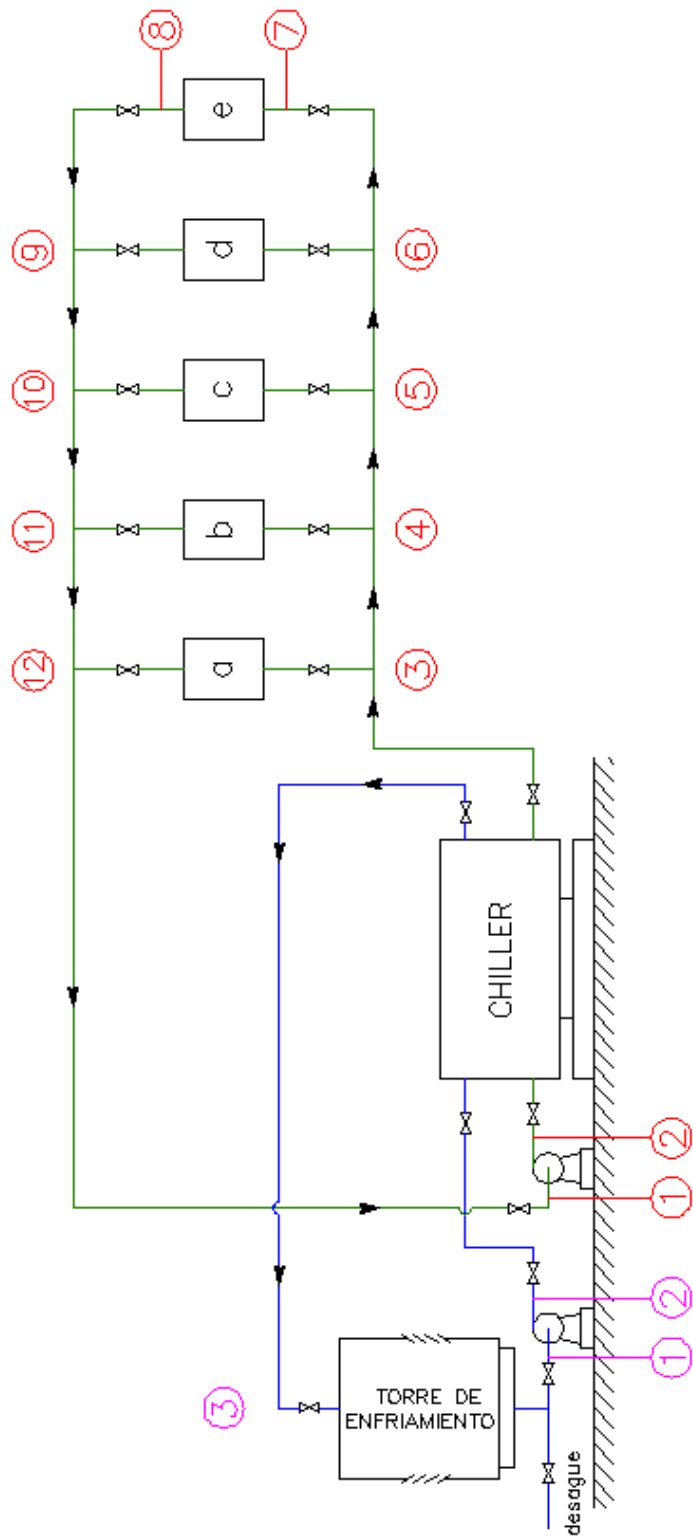


FIG. 4.4 DIAGRAMA DEL SISTEMA DE TUBERÍA

Elección del tamaño de la tubería

Una vez completada la elaboración del diagrama de instalación, se procede a seleccionar el tamaño de la tubería. Siempre que sea posible la tubería debe tener un tamaño tal que no requiera de ajustes drásticos en las válvulas.

La selección de tubería se la realiza en función del caudal que debe suministrarse a cada una de las UMAS y de la velocidad de flujo que debe ser casi constante, evitando que exista una elevada caída de presión en la misma por efecto de la rugosidad de la tubería.

Para la elección del tamaño de la tubería y el cálculo de la pérdida de altura de la energía total o carga hidráulica se utiliza una carta que se ha elaborado tal como se muestra en la **figura 4.5**, para tubería de acero comercial cedula 40.

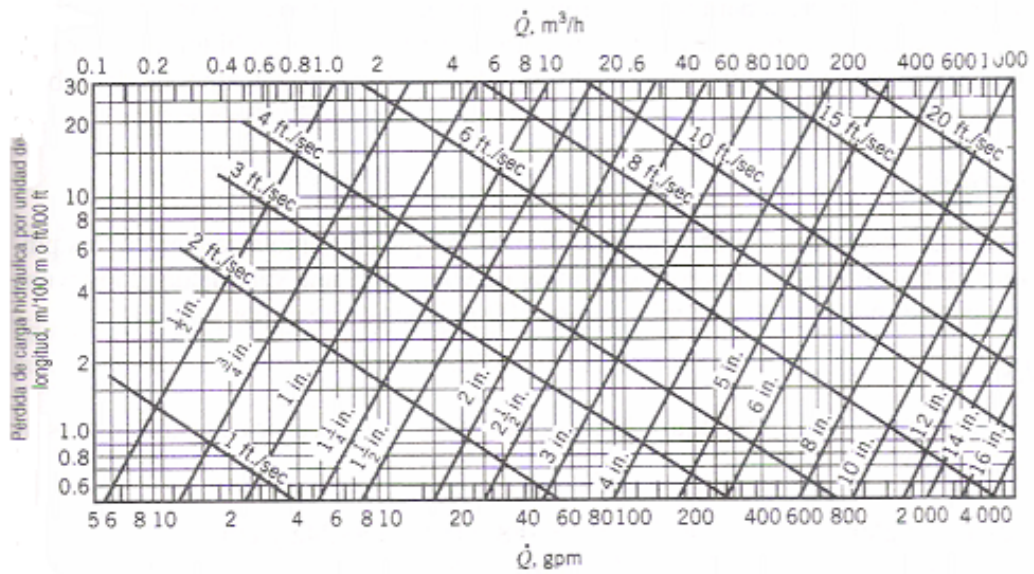


FIG. 4.5 PERDIDA POR FRICCIÓN DEBIDA AL FLUJO DE AGUA A TRAVÉS DE UN TUBO COMERCIAL DE ACERO (CÉDULA 40)

Los accesorios y válvulas también incrementan las pérdidas de carga o de altura de energía total. Este valor de pérdida se introduce al cálculo por medio del uso de un *coeficiente K de resistencia*, que indica la pérdida de carga como un número de veces en la carga dinámica debido a válvulas o accesorios por medio de:

$$l_f = K \left(\frac{V^2}{2g} \right)$$

De donde:

$$K = f \left(\frac{L}{D} \right)$$

La razón L/D es la longitud equivalente (en diámetros del mismo tubo) de un tubo recto que causaría la misma pérdida de presión que la válvula o accesorio bajo las mismas condiciones de flujo. En la **figura** y **Tabla del APÉNDICE B** se proporcionan los valores representativos de los coeficientes de resistencia para algunas válvulas y accesorios comunes.

Con el uso de la **figura del apéndice B** se realizan conversiones entre K , L/D y L para varios tamaños de tubo. Cuando se trabaja con unidades del Sistema Internacional, se emplea la misma figura para determinar la razón L/D y se utiliza el diámetro interior del tubo en metros para determinar la longitud equivalente en metros y de esta forma calcular la pérdida de carga hidráulica para una determinada longitud de tubo de diámetro continuo.

Criterios de Selección adoptados para este sistema de tuberías

Máxima Velocidad= 8 pies/s (2.4 m/s)

Máxima Pérdida de carga hidráulica= 11 pies por 100 pies (11m/100m)

Capacidad= 120 TR

GPM = 2.4xTR

Capacidad= 288 GPM

Selección del tamaño de tubería para la sección 2-3

Datos:

$$V = 8 \text{ pies/s}$$

$$Q = 288 \text{ GPM}$$

Con estos valores se ingresa a la carta de la figura 4.5 y se obtiene:

Diámetro de tubería = 4 pulgadas

Pérdida de carga hidráulica = 6 pies/100 pies

Longitud de tubo 2-3 (L) = 108.3 pies

Válvulas y accesorios:

Se procede a determinar la longitud equivalente de las válvulas y accesorios utilizando las figuras 4.6 - 4.7 y Tabla N° 15

Válvula de compuerta: $K_1 = 8 f_t$, $f_t = 0.017$

$$K_1 = 8(0.017) = 0.14$$

$$L/D = 7.5$$

$$L_e = 2.5 \text{ pies}$$

Codo: $K = 30 f_t$ $f_t = 0.017$

$$K_1 = 30(0.017) = 0.51$$

$$L/D = 0.51$$

$$L_e = 11 \text{ pies}$$

Tee: $K = 20 f_t$ $f_t = 0.017$

$$K_1 = 20(0.017) = 0.34$$

$$L/D = 22$$

$$L_e = 7.5 \text{ pies}$$

Por lo tanto la longitud equivalente es:

Longitud real del tubo: 108.3 pies

Dos Válvulas de compuerta: 5.0 pies

Tres Codos: 33.0 pies

Una Tee: 7.5 pies

Total: 153.8 pies

De acuerdo con la figura 4.5 la pérdida de carga l'_f es de 6 pies por

100 pies de longitud o: $l'_f = 6 \times 10^{-2} \text{ pies} / \text{pies}$ de longitud.

Por lo tanto la pérdida de carga hidráulica para todo el tramo de tubo

esta dada por: $l'_f = L_e l'_f = (153.8)6 \times 10^{-2} = 9.23m$

La pérdida de carga hidráulica para los cinco circuitos paralelos que comienzan en el punto 3 y terminan en el punto 12 se puede determinar utilizando los datos de la **tabla N° 14**:

$$\begin{aligned} H_e &= l_{3-4} + l_{4-5} + l_{5-6} + l_{6-7} + l_{8-9} + l_{9-10} + l_{10-11} + l_{11-12} \\ &= 4 + 3.9 + 4.7 + 6.8 + 6.8 + 4.7 + 3.9 + 3.3 = 38.1 \text{ ft} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H_d &= l_{3-4} + l_{4-5} + l_{5-6} + l_{6-9} + l_{9-10} + l_{10-11} + l_{11-12} \\ &= 4 + 3.9 + 4.7 + 3.9 + 4.7 + 3.9 + 3.3 = 28.4 \text{ ft} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H_c &= l_{3-4} + l_{4-5} + l_{5-10} + l_{10-11} + l_{11-12} \\ &= 4 + 3.9 + 3.9 + 4.7 + 3.9 + 3.3 = 23.7 \text{ ft} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H_b &= l_{3-4} + l_{4-11} + l_{11-12} \\ &= 4 + 3.9 + 3.3 = 11.2 \text{ ft} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H_a &= l_{3-12} \\ &= 27.6 \text{ ft} \end{aligned}$$

En este punto debe destacarse que los cinco circuitos o senderos paralelos tienen diferentes pérdidas de carga con el gasto especificado para cada serpentín. Con el fin de balancear el gasto requerido, los circuitos o rutas a, b, c y d deben ser ajustados por una válvula compensadora para incrementar sus pérdidas de carga hidráulica hasta igualarlas con la de la ruta e, que es de 38.1 pies. Entonces cada serpentín tendrá el gasto especificado.

Ahora se puede estimar la carga o altura útil de la bomba requerida sumando las pérdidas de los circuitos paralelos, la sección 12 – 1, el chiller y la sección 2 – 3

$$\begin{aligned}H_{bomba} &= l_{12-1} + l_{chiller} + l_{2-3} + l_{3-4} + l_{4-5} + l_{5-6} + l_{6-7} + l_{8-9} + l_{9-10} + l_{10-11} + l_{11-12} \\&= 9.9 + 15.4 + 9.2 + 4 + 3.9 + 4.7 + 6.8 + 6.8 + 4.7 + 3.9 + 3.3 \\&= 72.6 \text{ ft}\end{aligned}$$

Entonces la bomba puede especificarse para que produzca 288 GPM a una carga de 70 pies para el sistema primario y una carga de 20 pies para el sistema secundario.

4.4. Diseño del Sistema de Ductos

Condiciones generales

El propósito del sistema de ductos es suministrar una cantidad específica de aire a una presión predeterminada a los difusores de cada espacio acondicionado. Con esto se busca asegurar que las cargas de los espacios acondicionados sean absorbidas y que ocurra un apropiado movimiento del aire dentro de los espacios en los que va a ser liberado. Un sistema de ductos de baja velocidad generalmente tendrá una pérdida de presión de aproximadamente 0.08 a 0.15 pulg. de agua por cada 100 pies (0.65 a 1.23 Pa/m), mientras que los sistemas de alta velocidad tienen pérdidas de 0.40 a 0.70 pulg. de agua por cada 100 pies (3.3 a 5.7 Pa/m).

Diseño de sistemas de ductos de baja velocidad

Para diseñar sistemas de ductos de baja velocidad se puede aplicar el método de igual fricción o el de capacidad balanceada, para este diseño se emplea el método que se describe a continuación.

Método de igual fricción

El principio de este método consiste en hacer que la pérdida de presión por pie de ducto sea la misma para todo el sistema. Si la disposición es simétrica y todos los tramos desde el ventilador al difusor son aproximadamente de la misma longitud, este método producirá un diseño bien balanceado. Sin embargo, la mayoría de los sistemas de ductos tienen recorridos de diferentes longitudes, por lo que en los tramos cortos tendrían que instalarse reguladores de flujo, lo cual provoca una elevación del nivel de ruido.

El procedimiento usual consiste en seleccionar la velocidad del fluido en el ducto principal adyacente al ventilador, de acuerdo con los criterios expuestos anteriormente. Una vez conocido el gasto, se establece el diámetro o sección transversal del ducto y la pérdida de presión por unidad de longitud. Un rasgo deseable de este método sería que permitiera una disminución gradual de la velocidad del aire desde el ventilador hasta la salida, reduciendo con ello los problemas de ruido. Después de establecer las dimensiones del sistema, el diseñador debe incluir todos los conectores y transiciones.

Flujo de aire en los ductos.

La ecuación de energía para el flujo estable es válida para el caso del flujo de aire en ducto. Despreciando los términos de altura de carga, suponiendo que el flujo es adiabático y que no está presente ningún ventilador la ecuación se convierte en:

$$\frac{g_c}{g} \frac{P_1}{\rho_1} + \frac{\bar{V}_1^2}{2g} = \frac{g_c}{g} \frac{P_2}{\rho_2} + \frac{\bar{V}_2^2}{2g} + l_f$$

Y en términos de la altura de energía total, con ρ constante,

$$\frac{g_c}{g} \frac{P_{01}}{\rho} = \frac{g_c}{g} \frac{P_{02}}{\rho} + l_f$$

Para el flujo en ductos, es deseable tener unidades de presión para cada término de la ecuación, tomando la siguiente forma:

$$P_1 + \frac{\rho \bar{V}_1^2}{2g_c} = P_2 + \frac{\rho \bar{V}_2^2}{2g_c} + \frac{\rho g l_f}{g_c}$$

Para simplificar la notación, las ecuaciones pueden escribirse así:

$$P_{s1} + P_{v1} = P_{s2} + P_{v2} + \Delta P_f$$

Donde:

$$\Delta P_f = \frac{\rho g l_f}{g_c}$$

y:

$$P_{01} = P_{02} + \Delta P_f$$

De esta forma para el aire en condiciones estándar, la presión es:

$$P_v = \rho \left(\frac{\bar{V}}{1.414} \right)^2 = \left(\frac{\bar{V}}{1.29} \right)^2 Pa$$

Donde \bar{V} está en m/s y ρ está en kg/m³.

Y la pérdida de carga o de altura de energía total se expresa como:

$$l_f = f \frac{L \bar{V}^2}{D 2g}$$

Donde:

f = factor de fricción de Moody

L = longitud del ducto, m

D = diámetro del ducto, m

\bar{V}^2 = velocidad promedio dentro del ducto, m/s

g = aceleración debido a la gravedad, m/s²

La pérdida de presión debido a la fricción es mayor en un ducto rectangular que en uno circular de la misma área de sección transversal y capacidad, por tal razón se obtiene la siguiente ecuación para el equivalente circular de un ducto rectangular:

$$D_e = 1.3 \frac{(ab)^{\frac{5}{8}}}{(a+b)^{\frac{1}{4}}}$$

Donde a y b son las dimensiones del ducto rectangular, expresadas en unidades consistentes y D_e es el diámetro equivalente.

Flujo de aire en los acoplamientos y conectores

Siempre que ocurra un cambio en el área transversal o en la dirección de flujo en un ducto, o cuando el flujo se divide entre dos ductos y se manda parte del flujo a una ramificación, pueden ocurrir sustanciales pérdidas de presión total. Estas pérdidas, que generalmente son de mayor magnitud que las que ocurren a lo largo de tubo o un ducto, se denominan *pérdidas dinámicas*. Las pérdidas dinámicas varían al cuadrado de la velocidad, y se pueden representar con la siguiente ecuación:

$$\Delta P_0 = C_0 (P_v)$$

Donde el coeficiente de pérdida C_0 es una constante.

Distribución del caudal de aire

El sistema consta de cuatro manejadoras con una capacidad de flujo de aire de $4.93 \text{ m}^3/\text{s}$. (10500 CFM) para waffer y una manejadora de $4.01 \text{ m}^3/\text{s}$. (8500 CFM) para recubiertos, el aire es distribuido en su totalidad a toda la zona de trabajo. Tomando en cuenta que las manejadoras van hacer instaladas sobre una losa, la cual esta por encima del cielo falso que cubre toda el área a ser refrigerada, se ha establecido en el diseño que los ductos se instalen por debajo del cielo falso, o sea dentro del área refrigerada, con el fin de evitar deficiencia del equipo al colocar los ductos por encima del cielo falso ya que en esta zona el calor se encuentra confinado. Debido a que es un área totalmente libre de restricciones la que se va a climatizar no será necesario ramificaciones o ductos secundarios para una mejor distribución de aire, empleando únicamente un ducto principal para la respectiva distribución de aire en cada manejadora, la misma que se hará a través de 15 salidas de flujo de aire de $0.33 \text{ m}^3/\text{s}$ de capacidad cada una. La altura máxima que tendrá este sistema es de 0.7 metros y con variabilidad a lo alto y ancho del ducto. Se ha escogido difusores de techo de $0.33 \times 0.33 \text{ m}$. y $0.53 \times 0.20 \text{ m}$. para difusores laterales.

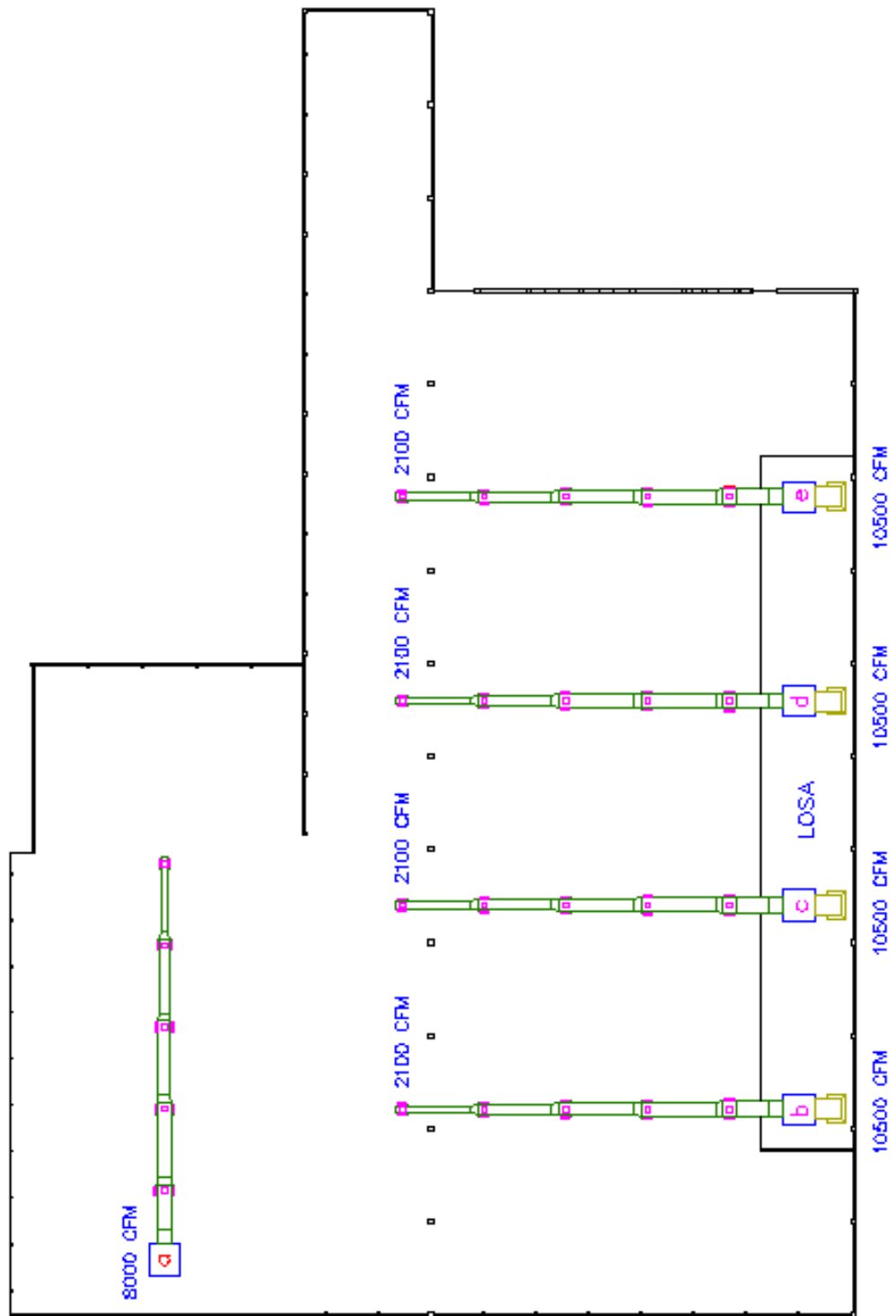


FIG. 4.6 DISTRIBUCIÓN DE AIRE DEL SISTEMA

Cálculos generales

Ductos principales o de mando

Sección A-B / Tramo 1 (ducto recto)

Datos

$$Q = 4.96 \text{ m}^3/\text{s}.$$

$$V = 7.62 \text{ m/s}$$

$$A = Q/V = 4.96/7.62 = 0.65 \text{ m}^2 \quad H = 0.7 \text{ m}^2$$

Dimensiones del ducto

$$A = a \times b = 0.7 \times 1 = 0.7 \text{ m}^2$$

Por lo tanto: **a** = 0.7m. y **b** = 1m.

Caída de presión en el tramo 1

$$\Delta P_f = \frac{\rho g l_f}{g_c}$$

Donde:

ρ = densidad de masa de una sección transversal = $1.1614 \text{ kg} / \text{m}^3$

g = aceleración local de la gravedad = $9.8 \text{ m} / \text{s}^2$

g_c = constante = $1(\text{kg} - \text{m}) / (\text{N} - \text{s}^2)$

l_f = pérdida de carga o de altura = $f \frac{L \bar{V}^2}{D 2g}$

donde:

f = 0.02 para ductos de hierro galvanizado terso

L = longitud del tramo de ducto = 1 m

\bar{V} = velocidad promedio dentro del ducto = 7.62 m/s

D = diámetro equivalente del ducto = $1.3 \frac{(ab)^{\frac{5}{8}}}{(a+b)^{\frac{1}{4}}}$

$D_e = 1.3 \frac{(0.7 \times 1)^{\frac{5}{8}}}{(0.7 + 1)^{\frac{1}{4}}} = 0.88 \text{ m};$

Entonces $l_f = f \frac{L \bar{V}^2}{D 2g} = (0.02) \frac{(1) (7.62)^2}{(0.88) 2(9.8)} = 0.068 \text{ m};$

Por lo tanto:

Pérdida de presión: $\Delta P_f = \frac{\rho g l_f}{g_c} = \frac{(1.1614)(9.8)(0.068)}{1} = 0.77 \text{ Pa}$

Sección A-B / Tramo 2 (Codo a 90°)**Datos**

$$Q = 4.96 \text{ m}^3/\text{s}.$$

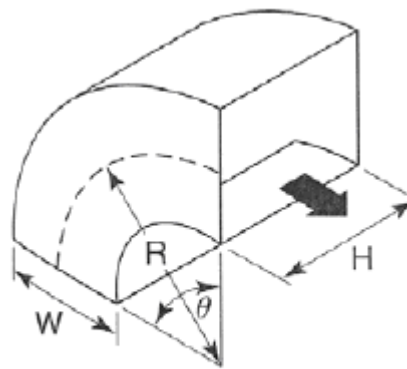
$$V = 7.62 \text{ m/s}$$

Dimensiones del codo

$$H = 1\text{m}.$$

$$W = 0.7\text{m}.$$

$$R = 1.05\text{m}.$$



$$\theta = 90^\circ$$

FIG. 4.7 CODO RECTANGULAR (RADIO SUAVE)

Pérdida de presión en el tramo 2

$$\Delta P_0 = C_0(P_v)$$

Donde:

C_0 = Coeficiente de pérdida = 0.15 (Tabla N° 15)

$$P_v = \text{Pérdida de presión dinámica} = \left(\frac{\bar{V}}{1.29} \right)^2 Pa$$

$$P_v = \left(\frac{\bar{V}}{1.29} \right)^2 = \left(\frac{7.62}{1.29} \right)^2 = 34.89 Pa$$

Por lo tanto la **Pérdida de presión**:

$$\Delta P_0 = C_0(P_v) = 0.15(34.89) = 5.23 Pa$$

TABLA N° 15
COEFICIENTES DE PÉRDIDA EN ACCESORIOS
CODO RECTANGULAR (RADIO SUAVE)

r/W	H/W										
	0,25	0,5	0,75	1	1,5	2	3	4	5	6	8
0,5	1,5	1,40	1,30	1,20	1,10	1,10	0,98	0,92	0,89	0,85	0,83
0,75	0,57	0,52	0,48	0,44	0,40	0,39	0,39	0,40	0,42	0,43	0,44
1	0,27	0,25	0,23	0,21	0,19	0,18	0,18	0,19	0,20	0,27	0,21
1,5	0,22	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,14	0,15	0,16	0,17	0,17
2	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,13	0,13	0,14	0,14	0,15	0,15

Sección A-B / Tramo 5 (Contracción)**Datos**

$$Q = 4.96 \text{ m}^3/\text{s}.$$

$$V = 7.62 \text{ m/s}$$

Dimensiones de la contracción

$$H_1 = 0.7\text{m}.$$

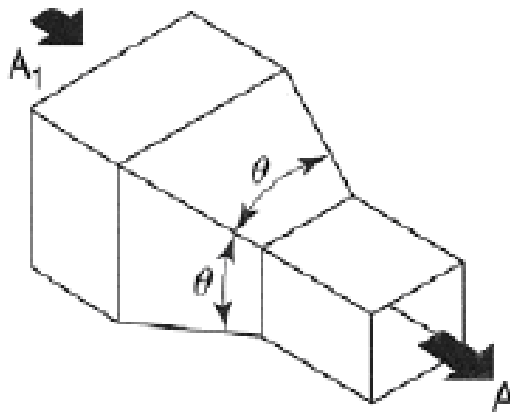
$$W_1 = 1\text{m}.$$

$$H_0 = 0.65\text{m}.$$

$$W_0 = 0.9\text{m}.$$

$$A_1 = 0.7 \text{ m}^2$$

$$A_2 = 0.6 \text{ m}^2$$

**FIG. 4.8 CONTRACCIÓN**

Pérdida de presión en el tramo 5

$$\Delta P_0 = C_0(P_v)$$

Donde:

C_0 = Coeficiente de pérdida = 0.05 (Tabla N° 16)

$$P_v = \text{Pérdida de presión dinámica} = \left(\frac{\bar{V}}{1.29} \right)^2 Pa$$

$$P_v = \left(\frac{\bar{V}}{1.29} \right)^2 = \left(\frac{7.62}{1.29} \right)^2 = 34.89 Pa$$

Por lo tanto la **Pérdida de presión**:

$$\Delta P_0 = C_0(P_v) = 0.05(34.89) = 1.74 Pa$$

TABLA N° 16
COEFICIENTES DE PÉRDIDA EN ACCESORIOS
CONTRACCIÓN

A_1/A	θ						
	10°	15°-40°	50°-60°	90°	120°	150°	180°
2	0.05	0.05	0.06	0.12	0.18	0.24	0.26
4	0.05	0.04	0.07	0.17	0.27	0.35	0.41
6	0.05	0.04	0.07	0.18	0.28	0.36	0.42
10	0.05	0.05	0.08	0.19	0.29	0.37	0.43

A continuación se muestra una tabla con todas las secciones del ducto.

TABLA N° 17

DIMENSIONAMIENTO DE CONDUCTOS Y CONEXIONES

Sección	Componente	Salida	Flujo m ³ /s	Veloc. m/s	Ø m.	Dimen. Ducto (m.)	Long. (m.)
		0,33 m ³ /s					
A - B	Ducto		4.96	7.62	0.88	0.7 x 1	1
	Codo 90		4.96	7.62		0.7 x 1	
	Codo 90		4.96	7.62		0.7 x 1	
	Ducto	3	4.96	7.62		0.7 x 1	0.8
	Contracción		4.96	7.62		0.7 x 1 a 0.6 x 0.9	0.5
B - C	Ducto	3	3.96	7.62	0.78	0.6 x 0.9	4.8
	Contracción		3.96	7.62		0.6 x 0.9 a 0.5 x 0.8	0.5
C - D	Ducto	3	2.97	7.62	0.68	0.5 x 0.8	4.8
	Contracción		2.97	7.62		0.5 x 0.8 a 0.4 x 0.65	0.5
D -E	Ducto	3	1.98	7.62	0.55	0.4 x 0.65	4.8
	Contracción		1.98	7.62		0.4 x 0.65 a 0.3 x 0.45	0.5
E - F	Ducto	3	0.99	7.62	0.39	0.3 x 0.45	4.8

TABLA N° 18

CÁLCULO DE PÉRDIDA DE PRESIÓN DEL SISTEMA DE DUCTOS

Sección	Componente	Flujo m ³ /s	Veloc. m/s	C	Dimen. Ducto m.	Long. m.	ΔP (Pa)
A - B	Ducto	4.96	7.62		0,7 x 1	1	0.77
	Codo 90	4.96	7.62	0.15	0,7 x 1		5.23
	Codo 90	4.96	7.62	0.15	0,7 x 1		5.23
	Ducto	4.96	7.62		0,7 x 1	0.8	0.62
	Contracción	4.96	7.62	0.05	0.7 x 1 a 0.6 x 0.9	0.5	1.74
B - C	Ducto	3.96	7.62		0.6 x 0.9	4.8	4.13
	Contracción	3.96	7.62	0.05	0.6 x 0.9 a 0.5 x 0.8	0.5	1.74
C - D	Ducto	2.97	7.62		0.5 x 0.8	4.8	4.78
	Contracción	2.97	7.62	0.05	0.5 x 0.8 a 0.4 x 0.65	0.5	1.74
D - E	Ducto	1.98	7.62		0.4 x 0.65	4.8	5.85
	Contracción	1.98	7.62	0.05	0.4 x 0.65 a 0.3x0.45	0.5	1.74
E - F	Ducto	0.99	7.62		0.3 x 0.45	4.8	8.26
TOTAL							41.85

Ductos de Retorno

Codo a 90°

De manera análoga con los datos de caudal y velocidad de diseño se procede a calcular las dimensiones del ducto y la pérdida de presión.

Datos

$$Q = 4.96 \text{ m}^3/\text{s}.$$

$$V = 4.064 \text{ m/s}.$$

$$A = Q/V = 4.96/4.064 = 1.2 \text{ m}^2$$

Dimensiones del codo

$$H = 1.2 \text{ m}.$$

$$W = 1\text{m}.$$

$$R = 1.05\text{m}.$$

Pérdida de presión en el tramo de retorno

$$\Delta P_0 = C_0(P_v)$$

Donde:

C_0 = Coeficiente de pérdida = 0.15 (Tabla N° 15)

$$P_v = \text{Pérdida de presión dinámica} = \left(\frac{\bar{V}}{1.29} \right)^2 Pa$$

$$P_v = \left(\frac{\bar{V}}{1.29} \right)^2 = \left(\frac{4.064}{1.29} \right)^2 = 9.92 Pa$$

Por lo tanto la **Pérdida de presión**: $\Delta P_0 = C_0(P_v) = 0.15(9.92) = 5.23 Pa$

Campana de Captación (Contracción)

Datos

Q = 4.96 m³/s.

V = 4.064 m/s.

Dimensiones de la campana

$$H_1 = 1.2 \text{ m.}$$

$$W_1 = 1.8 \text{ m.}$$

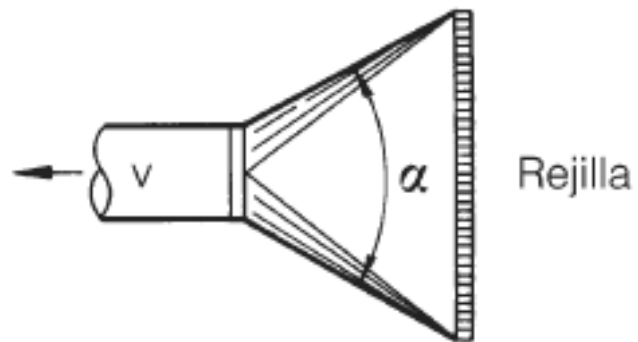
$$H_0 = 1 \text{ m.}$$

$$W_0 = 1.2 \text{ m.}$$

$$A_1 = 2.16 \text{ m}^2$$

$$A_0 = 1.2 \text{ m}^2$$

$$\alpha = 53^\circ$$

**FIG. 4.9 CAMPANA (CONTRACCIÓN)**

Pérdida de presión en la campana

$$\Delta P_0 = C_0(P_v)$$

Donde:

C_0 = Coeficiente de pérdida = 0.33 (Tabla N° 19)

$$P_v = \text{Pérdida de presión dinámica} = \left(\frac{\bar{V}}{1.29} \right)^2 Pa$$

$$P_v = \left(\frac{\bar{V}}{1.29} \right)^2 = \left(\frac{4.064}{1.29} \right)^2 = 9.92 Pa$$

Por lo tanto la **Pérdida de presión**: $\Delta P_0 = C_0(P_v) = 0.33(9.92) = 3.27 Pa$

TABLA N° 19
COEFICIENTE DE PÉRDIDA EN CAMPANAS

α°	Coeficiente n	
	Circular	Rectangular
20	0,42	0,53
40	0,3	0,38
60	0,24	0,31
90	0,2	0,29
120	0,29	0,39

Rejillas de Mando

Datos

$$Q = 0.33 \text{ m}^3/\text{s}.$$

$$V = 3.048 \text{ m/s}.$$

$$A = Q/V = 0.33/3.048 = 0.108 \text{ m}^2$$

Dimensiones de la rejilla de techo

$$A = a \times b = 0.305 \times 0.305 = 0.093 \text{ m}^2 \text{ (rejilla comercial)}$$

Dimensiones de la rejilla laterales

$$A = a \times b = 0.508 \times 0.205 = 0.104 \text{ m}^2 \text{ (rejilla comercial)}$$

Rejillas de Retorno

Datos

$$Q = 4.96 \text{ m}^3/\text{s}.$$

$$V = 2.296 \text{ m/s}.$$

$$A = Q/V = 4.96/2.296 = 2.16 \text{ m}^2$$

Dimensiones de la rejilla de techo

$$A = a \times b = 1.2 \times 1.8 = 2.16 \text{ m}^2 \text{ (rejilla comercial)}$$

4.5. Detalles y especificaciones de construcción

A continuación se describe las especificaciones de construcción e instalación de los diferentes componentes del sistema de climatización. Las características han sido tomadas en base a normas, datos suministrados por los fabricantes de los equipos y accesorios recomendados en el diseño.

Especificaciones de instalación de la unidad de amoniaco

La adecuada instalación del chiller de refrigeración y de todos sus accesorios es uno de los aspectos más importantes del diseño del sistema de climatización. Llevando a cabo todos los procedimientos necesarios, se asegura un óptimo desempeño y eficiencia de la unidad de compresión.

Localización de la unidad

Antes de anclar la unidad y de conectar las tuberías de refrigerante y las líneas eléctricas, existen diversos factores que deben considerarse.

Drenajes.- La unidad debe colocarse próxima a un canal de drenaje, puesto que una considerable cantidad de agua debe ser transportada lejos de la unidad cuando están siendo drenados los condensadores enfriados por agua.

Ventilación de locales.- Durante el funcionamiento normal de la instalación, la renovación del aire de los locales debe asegurarse por ventilación natural o mecánica para evitar el estancamiento eventual del amoníaco. En caso de fuga, el sistema de ventilación debe ser activado por un detector. El caudal de aire mínimo del sistema de evacuación debe ser igual a:

$$V = 14 m^{2/3}$$

Siendo:

V: caudal (en l/s).

m: masa del fluido frigorígeno, en Kg., en el sistema frigorífico.

Instalaciones eléctricas.- Debe preverse un corte automático de la alimentación de todos los circuitos eléctricos de la instalación frigorífica a excepción de los motores de los extractores de aire, de la iluminación y de la sirena de la central de detección. Estos interruptores deben ser enteramente blindados o estar situados en el exterior.

Espacio de servicio.- Suficiente espacio debe ser proporcionado alrededor de la unidad para dar servicio y mantenimiento a la unidad. El espacio debe ser el suficiente para que uno o dos operarios puedan trabajar en la unidad de forma cómoda y segura. También debe ser suficiente para que las piezas puedan ser fácilmente ensambladas y desensambladas.

Cimentación

Todas las piezas rotativas están ya balanceadas, sin embargo, siempre existe alguna vibración. Las vibraciones se transmiten de dos maneras; a través de la base y los cimientos de la unidad, y a través de las tuberías de conexión. Los procesos de cimentación adecuados deben llevarse a cabo para asegurar la mínima transmisión de vibración, de lo contrario surgirán problemas de ruido.

Instalación de la unidad sobre el suelo.- La unidad de compresión posee una base de acero. Esta debe colocarse sobre una losa de concreto elevada, esto permite llevar a cabo una adecuada limpieza, además de proporcionar una posición nivelada para la unidad. Los pernos de la fundición deben anclarse a la losa de concreto y deben de colocarse alineados con los agujeros de la estructura de acero del Chiller. En la **figura 4.10** se muestra la instalación del compresor sobre el suelo.

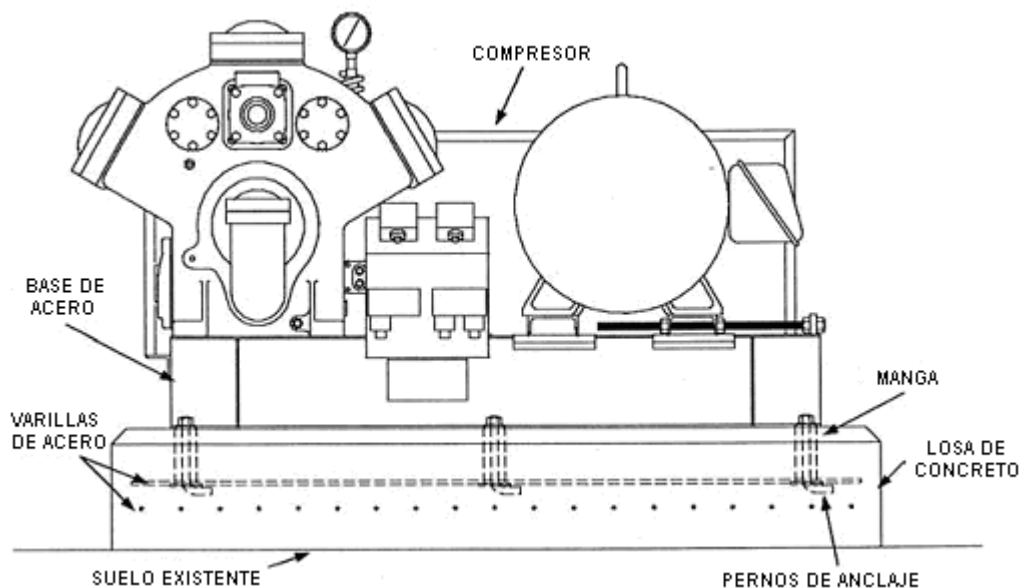


FIG. 4.10 INSTALACION DEL COMPRESOR SOBRE EL SUELO

Formas y patrones.- Al colocar la losa de concreto recordar que debe permitir un espacio adecuado para el servicio del compresor.

Utilizar una forma como la de la **figura 4.11** para fabricar la losa de concreto.

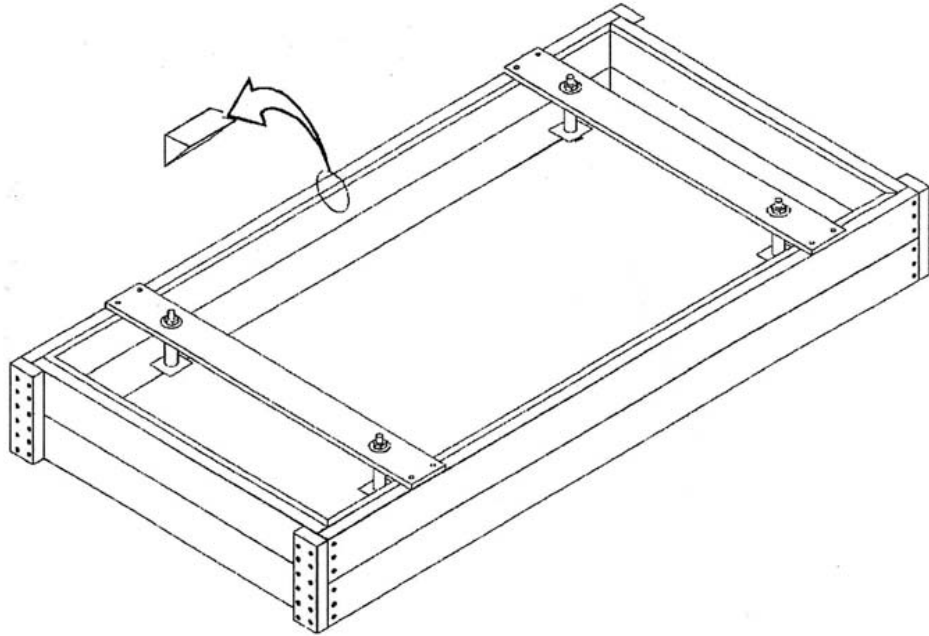


FIG. 4.11 FORMA PARA LOSA DE CONCRETO

El peso de la losa de concreto debe igualar o exceder el peso de la unidad. Las dimensiones de la losa de concreto deben exceder en al menos 20 cm. las dimensiones externas de la estructura base de acero y debe ser de, por lo menos, 30 cm. de profundidad.

Nivelación de la unidad.- Ya que el equipo ha sido colocado sobre la losa de concreto, verificar que se encuentre nivelado tanto a lo largo como a lo ancho. Use cuñas bajo la base de acero si la nivelación no es la adecuada.

Instalación

Algunas buenas prácticas a seguir en la instalación de plantas son las siguientes:

- Construir las Salas de máquinas separadas.
- Ubicar Condensadores y recibidores fuera de los edificios.
- Los Separadores y otros recipientes deben ubicarse separados de las áreas de trabajo, en la sala de máquinas o fuera de los edificios.
- Las válvulas de seguridad deben ser instaladas donde haya riesgo de que líquido pueda quedar atrapado.
- Evitar cualquier operación que pueda causar un cambio brusco de presión o temperatura.
- Reducir la carga de amoníaco.
- Usar alarmas y equipo de detección.
- Se deben proteger toda la tubería contra la corrosión antes de ser aislada.
- Toda la tubería se contrae y dilata con los cambios de temperatura. Un tubo de acero se expande aproximadamente 1mm por metro por 100°C. No deben de hacerse las conexiones demasiado rígidas. Use conexiones flexibles si fuera necesario.
- Todas las áreas de servicio deben ser de fácil acceso.

- Las descargas de las válvulas de seguridad deben ser conducidas a un recipiente con agua.
- Toda la tubería debe estar correctamente soportada.
- Haga una revisión concienzuda antes de cargar amoníaco.
- Las instrucciones de seguridad deben estar localizadas en la entrada a la sala de máquinas.
- Señales de advertencia de amoníaco deben localizarse en todas las puertas de sala de máquinas.
- Toda la tubería de amoníaco debe estar apropiadamente marcada.

Pruebas de Estanqueidad.- Uno de los pasos más importantes al poner un sistema de refrigeración en funcionamiento, es la prueba de fugas. Esto se debe hacer para asegurar un sistema hermético que opera sin cualquier pérdida apreciable de refrigerante.

Para la prueba de presión se debe utilizar amoníaco seco para elevar la presión. Para detectar si existen fugas grandes en bridas y accesorios, se pasa agua jabonosa observando si se forman burbujas en los puntos probados, así como los cordones de soldadura.

Evacuación de gases no condensables.- Después de las pruebas de fugas es necesaria la evacuación de los gases no condensables,

el aire y los gases no-condensables tenderán a alojarse en el condensador, disminuyendo de esta forma el espacio para el líquido condensado y causando que las presiones de descarga se eleven.

Especificaciones de tuberías y accesorios para agua helada

Como aspectos generales del sistema de tubería se menciona que debe constatarse previamente la calidad de toda la tubería suministrada, además que esta debe ser instalada en forma limpia y adecuada. Todas las tuberías y sus conexiones, válvulas, etc. se instalarán lo suficientemente separados de otras obras para obviar interferencias en su operación o servicio.

La tubería se debe instalar en forma tal que se asegure la circulación sin restricciones de fluido, sin bolsillos de aire y que permita el drenaje independiente de los diversos circuitos. Un sistema de tuberías debe incorporar válvulas de purga de aire (venteo) en los puntos más altos de los diversos niveles del sistema y válvulas para el drenaje en los puntos más bajos.

La instalación de la tubería preverá su libre expansión o contracción, sin causar daños a los equipos con que este conectada. De ser

posible, los requerimientos horizontales de la tubería de agua deben tener una ligera inclinación ascendente, realizable por medio del uso de reducciones excéntricas localizadas en las uniones donde la tubería cambia de diámetro. En el caso de las tuberías de drenaje, deben tener una pendiente descendente en la dirección del flujo, no menos del 2%.

Material de tubería:

Tubería de agua de enfriamiento.- La tubería especificada para el sistema de agua de enfriamiento será sin costura, de acero negro al carbono, ASTM A53 GRADO A, conforme al ASA B 36.10. El espesor de la pared deberá comprender a la serie cedula 40, con una presión de trabajo de 150 PSI y de peso estándar.

Tubería de drenaje.- Será de acero galvanizado, con conexiones de acero galvanizadas, peso estándar para rosca. El uso de tubería PVC de drenaje es también permitida.

Accesorios:

Válvulas.- Las válvulas de 2 ½” de diámetro o mayor, serán de cuerpo de hierro, para conexión en brida. Las válvulas de 2” o menos serán de cuerpo de bronce y tendrán conexiones de rosca. Todas las válvulas estarán diseñadas para soportar presiones de 150 PSI.

Uniones.- Las uniones de 2½” y mayores serán de acero al carbono ASTM A234 GRADO A o B, y según ASA B 16.9 del tipo para soldar a tope. Las uniones de 2½“ o menores serán de acero al carbono según ASTM A, GRADO B, ASA B 16.3 para 150 PSI y con extremos roscados hembra.

Bridas.- Las bridas a utilizarse en las conexiones entre la tubería y los accesorios o equipos deberán ser de clase ASA 150 PSI, de acero forjado, ASTM A 181, GRADO I, con cuello para soldar y junta en la cara de contacto. El estándar adicional será ASA 16.5

En aquellos sitios donde sea necesario emplear otro tipo de brida por razones de espacio, se puede utilizar la brida tipo “slip-on” de la clase ASA 150 PSI, de acero forjado ASTM 181, GRADO I, con junta en la cara de contacto. El estándar dimensional será ASA B 16.5

Pernos.- Las bridas serán sujetadas con pernos y tuercas de acero ASTM A 307, GRADO B. El estándar dimensional para los pernos será ASA-B18 2.1, cabeza regular cuadrada. El estándar dimensional para las tuercas será ASA-B18 2.2, serie pesada hexagonal.

Juntas Flexibles.- Se suministra e instala juntas flexibles para conectar la tubería a los equipos de bombeo, enfriadores, unidades paquetes enfriadas por agua y en todos los pases de la tubería por las juntas estructurales del edificio. El objetivo de estas juntas es minimizar la transmisión de vibraciones.

Las juntas flexibles iguales o mayores a 2 ½" de diámetro deben poseer conexión bridada, similares al modelo VMS, y las de 2" o menores deben ser roscadas, similares al modelo VMU. En cambio, las conexiones de la tubería a las unidades paquetes enfriadas por agua serán del tipo "manguera flexible" con alma de malla de acero.

Instalación

Soportes.- Los tramos horizontales de tubería reposarán sobre una estructura metálica así como de soportes directamente sujetos a las paredes. Estos soportes deberán ser galvanizados, e incluirán varilla

roscada también galvanizada, y el taco de expansión para fijarse a la pared. Para los tramos verticales de tubería, el sistema de sujeción debe ser del tipo de abrazaderas sobre perfiles tipo canal.

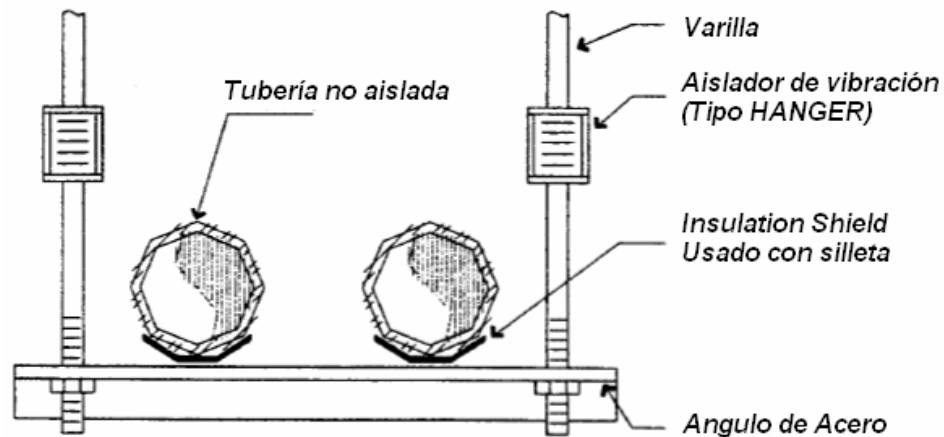


FIG. 4.12 ESTRUCTURA DE SOPORTE

Soldadura y Roscado.- Las roscas de las tuberías deben ser conforme a las especificaciones de AMERICAN STÁNDAR TAPER THREADS, con lubricante de rosca aplicado únicamente a la rosca macho. Las roscas machos deben cortarse con una longitud tal que sobren tres hileras de roscas después de hecha la conexión.

La tubería de acero al carbono será soldada por el método de arco eléctrico metálico protegido, de acuerdo a los estándares de la AMERICAN WELDING SOCIETY. Los filetes de las soldaduras podrán ser cóncavos o convexos.

Cualquier grieta o perforación que ocurra en la superficie de cualquier cordón de soldadura, será cincelado o esmerilado de forma tal que se muestre una superficie apropiada, donde se pueda obtener una fusión completa con el siguiente cordón de soldadura.

Pruebas.- Cuando el sistema de tuberías este completamente instalado y antes de ser puesto definitivamente en servicio, debe llenarse completamente de agua y deberá soportar sin fugas una prueba a una presión no menor de 1.5 veces la presión normal del diseño del sistema.

Luego se procede a balancear el sistema durante el tiempo de prueba, que será de 24 horas de duración al menos. Cualquier fuga o defecto que presente la tubería en alguna parte de su recorrido deberá ser reparada de manera adecuada, y luego se debe probar nuevamente la totalidad del sistema.

Pinturas.- A manera de facilitar la identificación se recomienda que todas las tuberías contenidas en el interior de la sala de máquinas sean pintadas externamente con pinturas de colores diferentes según su uso. Por ejemplo, para suministro de agua de enfriamiento, usar

verde oscuro, para el retorno del agua de enfriamiento, verde claro.
En drenajes se puede usar gris.

Especificaciones de construcción e instalación de ductos

El diseño de un sistema de transporte de aire, o sistema de ductos, debe considerar en cada aspecto la aplicación de prácticas destinadas a proteger, la salud de los ocupantes, la seguridad y protección de la propiedad, así como ser eficiente energéticamente. Para cumplir con estos objetivos se debe seguir las especificaciones técnicas regidas por los siguientes códigos y estándares:

- ASHRAE, American Society of Heating Refrigeration and Air Conditioning Engineers.
- SMACNA, Sheet Metal Air Conditioning Contractor National Association, Inc.
- NFPA, Pamphlets 90A & 96, para la instalación de sistemas de aire acondicionado comercial y sistemas de extracción de grasas y humo para cocinas.

Materiales:

Lámina.- Los ductos se construirán con lámina de acero galvanizado ASTM 525. Los espesores de las láminas y los métodos que deben emplearse para las costuras longitudinales y transversales deben ajustarse a los indicados en la norma SMACNA. Esta última especifica los espesores como “calibres”, los cuales tienen una tolerancia de acuerdo a la norma citada. En la **TABLA N° 20** se presenta los calibres de plancha requeridos en la elaboración de ductos de baja presión.

TABLA N° 20

CALIBRES DE PLANCHA GALVANIZADA

Tamaño de ducto	Calibre	Tolerancia de plancha galvanizada según SMACNA, en mm.		
		Nominal	Mínimo	Máximo
0 a 18"	26	0.5512	0.475	0.6312
19" a 30"	24	0.701	0.601	0.801
31" a 84"	22	0.8534	0.7534	0.9534
84" y mayor	20	10.058	0.906	11.060

Aislamiento Térmico para ductos de aire acondicionado.- Los ductos de aire acondicionado deben estar aislados térmicamente, salvo casos especiales. Normalmente la fibra de vidrio flexible (Ductwrap) se utiliza para el aislamiento exterior o interior de los conductos metálicos. Su principal uso es controlar la transferencia de calor del aire interior al ducto y al medio ambiente, así como la

condensación de la humedad relativa del medio; evitando la corrosión del ducto metálico.



FIG. 4.13 FIBRA DE VIDRIO FLEXIBLE

Las dimensiones del rollo de fibra de vidrio flexible son:

- 15.24 m (600" largo) x 1.22 m (48" ancho) x 38 mm (1 ½" espesor).
- 30.48 m (1200" largo) x 1.22 m (48" ancho) x 38 mm (1 ½" espesor).

Construcción:

Pliegues diagonales.- Deben realizarse pliegues diagonales en la cara de todos los ductos mayores de 12 pulgadas de ancho, incluyendo codos y transformaciones.

Codos curvos.- Los codos curvos deberán poseer un radio interior de por lo menos tres cuartas partes del ancho mayor de la cara. Podrán construirse codos curvos de radio corto, pero con deflectores de aire.

Transformaciones.- Las reducciones y ampliaciones serán de transformación gradual, en ángulos no mayores de 15 grados, esto es en relaciones 4:1 como mínimo y 7:1 como máximo.

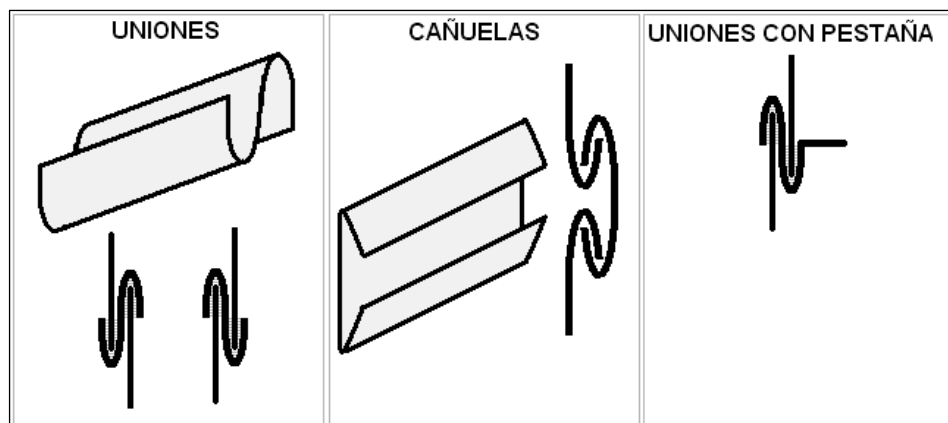


FIG. 4.14 PIEZAS PARA ACOPLER ELEMENTOS DE DUCTOS

Instalación:

Soportes.- Todos los ductos deben fijarse en forma segura a las paredes o techos, según el caso, asegurando de esta manera un conjunto fabricado e instalado a prueba de vibración, sacudida o

cualquier otra perturbación externa, objetables bajo condiciones normales de operación.

Los soportes se construyen de fleje, platinas, varillas o ángulos (todos galvanizados) de acuerdo al tamaño de los ductos, siguiendo la norma SMACNA, y se fabrican e instalarán siguiendo las instrucciones de la norma que se encuentra en la **figura 4.15**

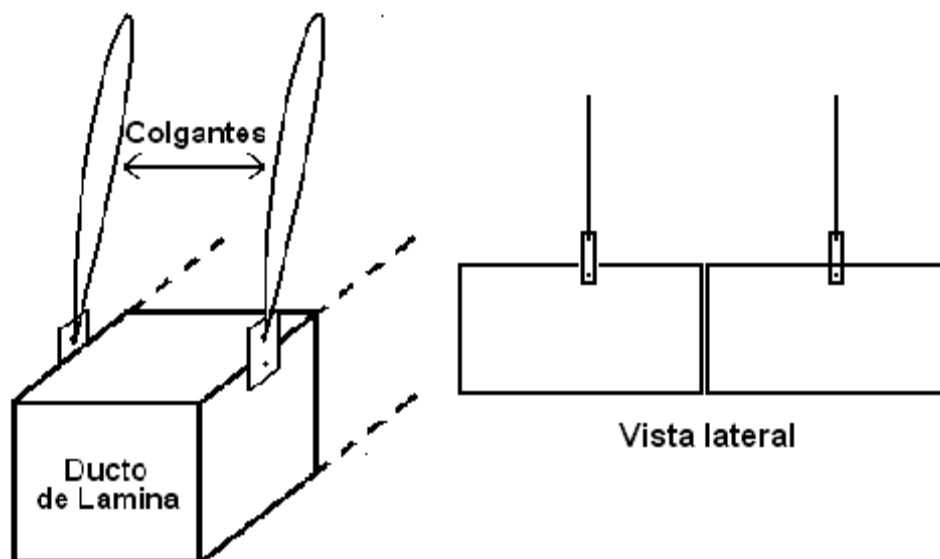


FIG. 4.15 SOPORTE DE DUCTOS

Juntas flexibles.- Estas se emplean para evitar la transmisión de la vibración de los equipos hacia el sistema de ductos. La junta flexible se aplica normalmente en la unión entre descarga del ventilador de suministro de aire y el ducto principal conectado a la descarga. Estas

conexiones son fabricadas con lonas flexibles y se fijan firmemente mediante abrazaderas galvanizadas.

Pruebas.- Se balancea totalmente el sistema de ductos midiendo el caudal en cada una de las rejillas. La medición en difusores normalmente se efectúa con campanas de medición.

4.6. Cronograma de Montaje del Sistema de Refrigeración

El cronograma de trabajo se inicia en el mes de Diciembre del 2009 con el estudio de factibilidad del proyecto, existiendo tareas como la importación de los equipos cuya transportación coincidirá con el avance de la obra civil, montaje de tuberías y otras tareas que no interfieran con el funcionamiento de la planta.

La llegada y puesta en sitio de los equipos coincidirá con un mantenimiento general, en donde se hace un alto total de la planta, y de esta manera proceder a realizar el cambio de unidades.

A continuación se presenta un cronograma de trabajo en donde se detalla el tiempo de duración de cada una de las etapas del proyecto.

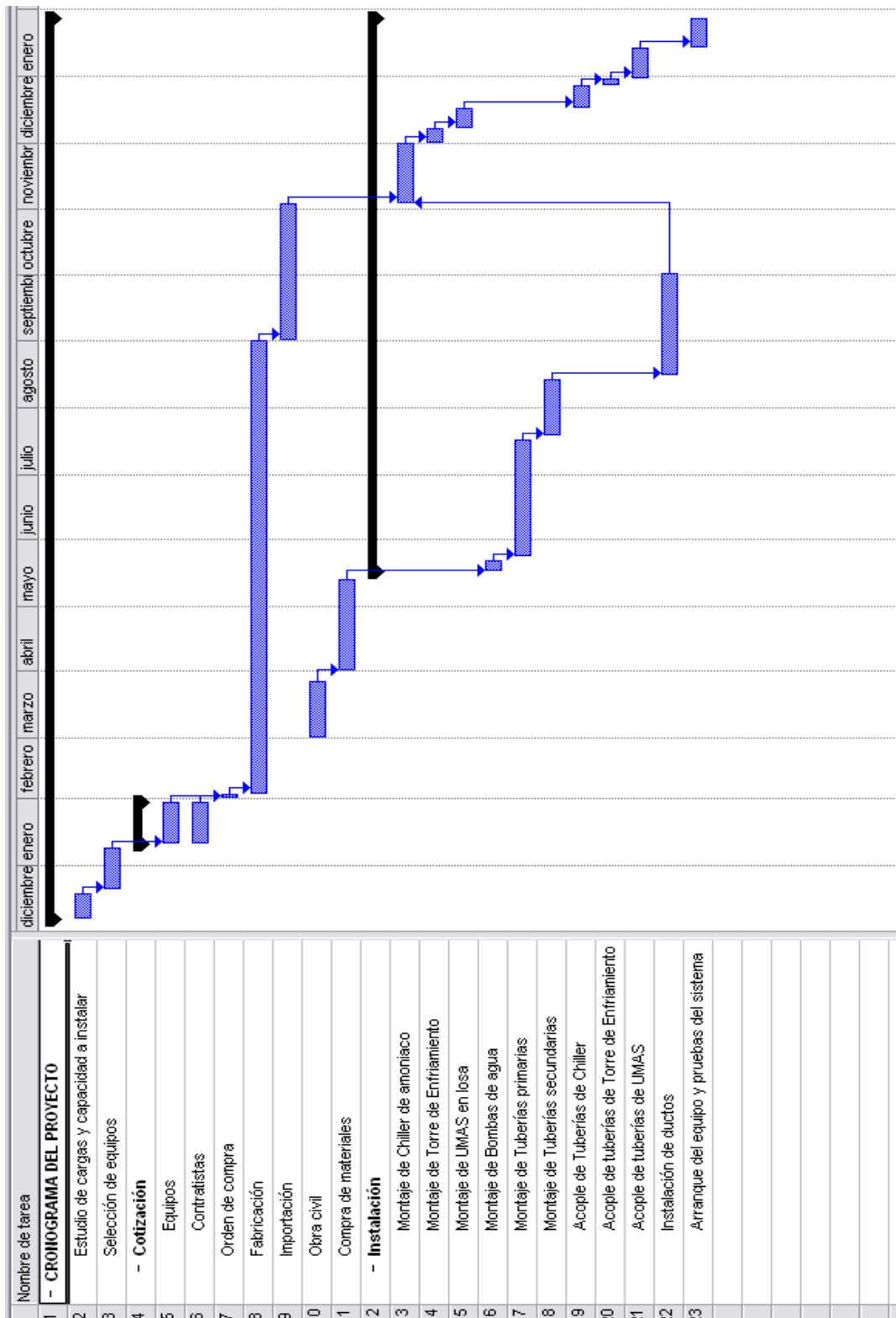


FIG. 4.16 CRONOGRAMA DE TRABAJO

CAPITULO 5

5. ANALISIS DE COSTOS.

Es importante cuando se realiza el estudio de la implementación de un nuevo sistema de refrigeración, realizar un estudio de mercado o análisis de mercado, ya que esto da una idea de cuanta es la inversión del proyecto, pues, muy ligado con las características de funcionamiento y mejora se encuentra el aspecto económico, ya que si este es muy alto tiene que verdaderamente justificarse su uso o implementación, es decir, las características de operación deben ser muy favorables.

5.1. Costo de Materiales y Equipos.

En esta primera parte de costos se mostrará un cuadro con todos los equipos y materiales de importación, así como los que se adquirirán localmente.

Para obtener el costo por ductos se obtiene su peso en kilogramos y se multiplica por un estimado en dólares por kilogramo de plancha galvanizada y se aplica el mismo principio en la instalación de tubería.

TABLA N° 21
COSTO DE MATERIALES Y EQUIPOS DE IMPORTACIÓN

Cantidad	Descripción	Valor (\$)
1	Chiller de Amoniaco FRICK de 120 TR	159,816.64
1	Torre de Enfriamiento	28,584.00
5	Manejadoras de Aire	30,000.00
4	Bombas centrifugas	12,320.00
80	Difusores, rejillas, y filtros	4,552.00
	TOTAL	235,272.64

TABLA N° 22
COSTO DE MATERIALES Y EQUIPOS DE ADQUISICIÓN LOCAL

Cantidad	Descripción	Valor (\$)
3,958	Kilos de ductos galvanizados aislados con fibra de vidrio de 1½ pulgada de espesor.	17,811.00
370	Metros de tubería sin costura ASTM A53 cédula 40 desde 2 hasta 4 pulgadas.	5,621.28
Lote	Accesorios de tubería	3,258.59
	TOTAL	26,690.87

5.2. Costos de Mano de Obra.

Es muy importante conocer el costo por mano de obra de los contratistas, que en la mayoría de los casos se debe tratar de que esta sea local, y en casos específicos o puntuales contratar mano de obra importada.

TABLA N° 23
COSTO DE MANO DE OBRA

Descripción	Valor (\$)
Izada e instalación de un Chiller de amoniaco de 122.9 TR.	2,640.00
Instalación de una Torre de Enfriamiento	1,980.00
Instalación de 5 UMAS	1,500.00
Instalación de 4 Bombas de agua	600.00
Instalación de 4,781.4 kg. de tubería sin costura ASTM A53 cédula 40, soldadas y roscadas	9,562.80
Instalación de 80 difusores y rejillas	400.00
Administración, arranque, pruebas y calibración del sistema de refrigeración.	5,000.00
TOTAL	21,682.80

5.3. Costo de Mantenimiento del Sistema de Refrigeración.

La principal razón de la mayoría de las fallas en los equipos de acondicionamiento de aire es por no tener un buen mantenimiento preventivo o simplemente por no realizar un mantenimiento. Este mantenimiento es aplicado a los sistemas de refrigeración con el fin de alargar la vida útil del equipo y mantener su eficiencia. Los sistemas de aire acondicionado provocan altos costos de operación, cuando se encuentra funcionando por debajo de su eficiencia.

TABLA N° 24
COSTO DE MANTENIMIENTO MENSUAL DEL SISTEMA DE
REFRIGERACION

Cantidad	Equipo	Costo por unidad (\$)
1	Unidad de refrigeración CHILLER	100
5	Manejadora de aire	250
1	Torre de enfriamiento	150
4	Bomba	200
	TOTAL	700

5.4. Comparación con el sistema actual

La característica que se toma como patrón para realizar una comparación entre el sistema de refrigeración que actualmente está en funcionamiento con el que se va a instalar, radica en su consumo de energía, por que una disminución del consumo de energía por Tonelada de Refrigeración, refleja la eficiencia del sistema y por ende se podrá recuperar el monto de la inversión.

Actualmente las instalaciones de refrigeración que presentan alto consumo de energía, se deben a que han sido realizadas con:

- Mal diseño.
- Mala selección de equipos.
- Falta de mantenimiento preventivo.
- Manejo inadecuado de los equipos.

TABLA N° 25

DATOS DE CONSUMO DE ENERGIA EN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

PARAMETROS DE COMPARACION	SISTEMA ACTUAL	SISTEMA NUEVO
Consumo de energía del sistema (KW)	110.73	124.85
Factor de coincidencia	1.00	1.00
Capacidad del sistema (TR)	100	122.9
Factor de eficiencia	0.7	1
Factor de consumo (KW/TR)	1.58	1.02

Como se puede observar el nuevo sistema tiene un menor consumo de energía por cada TR, por lo tanto es más eficiente.

TABLA N° 26

COSTO ELECTRICO DE UNIDADES DE REFRIGERACIÓN

PARAMETROS DE COMPARACION	SISTEMA ACTUAL	SISTEMA NUEVO
Consumo de energía del sistema (KW)	110.73	124.85
Factor de coincidencia	1.00	0.65
Costo de energía USD/kwh.	0.08	0.08
Costo total en USD por día (24horas)	212.60	155.81
Costo total en USD por año	77,599.58	56,871.67

TABLA N° 27

COSTO ELECTRICO DE LAS BOMBAS INSTALADAS

PARAMETROS DE COMPARACION	SISTEMA ACTUAL	SISTEMA NUEVO
Consumo de energía del sistema (KW)	15	16.875
Factor de coincidencia	1.00	1.00
Costo de energía USD/kwh.	0.08	0.08
Costo total en USD por día (24horas)	28.8	32.4
Costo total en USD por año	10,512	11,826

TABLA N° 28

COSTO ELECTRICO TOTAL

PARAMETROS DE COMPARACION	SISTEMA ACTUAL	SISTEMA NUEVO
Costo total en USD por año	88,111.58	68,697.67
Capacidad Total Instalada (TR)	100	122.9
Deficiencia del Sistema	0.7	0.95
Capacidad Real de Enfriamiento (TR)	70	116.755
Costo en USD/TR por año	1,258.74	588.39

Como se observa, los costos del nuevo sistema son menores, a pesar de haber incrementado la capacidad de enfriamiento del sistema, de igual forma este sistema resulta muy económico al comparar el costo por cada Tonelada de Refrigeración generada, básicamente esto se debe a la deficiencia del actual sistema.

Esto permite un ahorro de energía de USD 78,266.15 con lo cual se puede recuperar la inversión realizada en el nuevo sistema de climatización en un periodo de 4 años.

CAPITULO 6

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

6.1. Recomendaciones.

Antes de empezar la realización del diseño del sistema de refrigeración, se sugiere compartir la información necesaria entre todas las personas involucradas en el proyecto, con el fin de prevenir datos erróneos e intervenciones durante el desarrollo del proyecto.

Para el cálculo de materiales especialmente en lo que respecta al sistema de ductos y tubería, estimar una cantidad mayor al calculado para evitar la elevación del costo al adquirir el material faltante durante el proceso de construcción e instalación.

Para evitar una caída de presión alta y lograr una mayor eficiencia del sistema, es recomendado hacer una buena distribución de aire considerando distancias cortas y pocas conexiones.

Colocar los equipos del sistema de refrigeración en un lugar adecuado para facilitar el mantenimiento del mismo, así como que la unidad sea colocada en un lugar nivelado, con buena ventilación y con un drenaje cerca.

Los equipos de control de temperatura y limpieza de aceite, deben mantenerse en perfecto estado para prevenir arranques en frío, sobrecalentamiento, corrosión y desgaste. Todos los problemas mencionados son propiciados si las condiciones apropiadas de aceite no son adecuadas.

Promover en el medio el uso eficiente de la energía. Específicamente en sistemas de climatización, los diseñadores deben ser apremiados a recomendar el uso de tecnología eficiente, así como los propietarios de sistemas deben estar consientes de que la eficiencia energética representará un horro de recursos, económicos principalmente, a lo largo de la vida útil del proyecto.

6.2. Conclusiones.

La realización de este estudio permite concluir lo siguiente:

Con la instalación del sistema de refrigeración que emplea al amoníaco como refrigerante, la empresa demuestra su compromiso con el medio ambiente cumpliendo con el Protocolo de Montreal, y de esta manera disminuir la destrucción de la capa de ozono y así contribuir a la calidad de vida en el Planeta.

Se seleccionó un sistema de refrigeración con amoníaco como reemplazo del actual sistema, ya que el costo operacional (Tonelada de refrigeración / Brake Horse Power) con refrigerante amoníaco es mucho más bajo que con cualquier otro refrigerante, siendo este un factor importante a considerar por que este sistema industrial de refrigeración tiene que operar, 24 horas, los 365 días del año.

Este nuevo sistema de refrigeración es más eficiente que el que se encuentra instalado actualmente, con lo que se genera un menor consumo de energía por toneladas de refrigeración, siendo factible y real el retorno de la inversión realizada en el proyecto, por medio del ahorro en el consumo de energía.

Fugas de refrigerante presentes en el sistema, son un factor que tiene un gran efecto sobre la eficiencia, vida útil y costo de operación del equipo. En este caso particular, debido a que el líquido refrigerante es amoníaco, evitar fugas es también un factor de seguridad para el personal, pues el amoníaco es una sustancia tóxica, pero que con el cumplimiento de normas de seguridad se puede trabajar con toda normalidad.

Finalmente el tener un plan de mantenimiento preventivo, es uno de los mejores métodos de asegurar un buen funcionamiento de la unidad de compresión. Previniendo y detectando posibles fallas en los componentes o en el sistema.

APENDICE A
TABLA DE DATOS EMPLEADAS EN EL CÁLCULO DE LA CARGA
TERMICA

COMPENSACIÓN POR EFECTO SOLAR

	Pared	Pared	Pared	Techo
Típicos tipos de Superficie	Este, K	Sur, K	Oeste, K	Plano, K
<i>Superficie de color oscuro</i>				
Tejados de pizarra	5	3	5	11
Cubiertas de alquitrán				
Pintura Negra				
<i>Color de Superficie, media</i>				
Madera sin pintar	4	3	4	9
Ladrillo				
Teja roja				
Cemento oscuro				
Pintura roja, gris o verde				
<i>Color de Superficie, claro</i>				
Piedra blanca	3	2	3	5
Cemento claro				

CALOR GENERADO POR TÍPICOS MOTORES ELÉCTRICOS

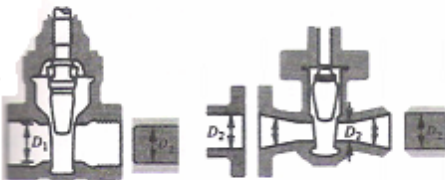
Motor KW	Tipo de Motor	Veloc. rpm	Carga completa del motor Eficienci a, %	ubicación de motor y de equipo impulsado con respecto a condiciones de espacio o aire		
				A	B	C
				Motor dentro, equipo impulsad o dentro, W	Motor fuera, equipo impulsad o dentro, W	Motor dentro, equipo impulsad o fuera, W
	Polo	1500				
0.04	sombreado		35	105	35	70
0.06			35	170	59	110
0.09			35	264	94	173
0.12			35	340	117	223
0.19	Fase dividida	1750	54	346	188	158
0.25			56	439	246	194
0.37			60	621	372	249
0.56	3 - Fase	1750	72	776	557	217
0.75			75	993	747	249
1.1			77	1453	1119	334
1.5			79	1887	1491	396
2.2			81	2763	2238	525
3.7			82	4541	3721	817
5.6			84	6651	5596	1066
7.5			85	8760	7178	1315
11.2			86	13009	11192	1820
14.9			87	17140	14913	2230
18.6			88	21184	18635	2545
22.4			89	25110	22370	2765
30			89	33401	29885	3690
37			89	41900	37210	4600
45			89	50395	44289	5538
56			90	62115	55962	6210
75			90	82918	74719	8290
93			90	103430	93172	10342
110			91	123060	111925	11075
150			91	163785	149135	14738
190			91	204805	186346	18430



APENDICE B
DATOS UTILIZADOS EN EL DISEÑO DE TUBERÍAS

COEFICIENTES DE RESISTENCIA K PARA VARIOS TIPOS DE VALVULAS, ACOPLAMIENTOS Y ACCESORIOS


Válvulas de compuerta.
Tipo disco de cuña, doble disco, o tipo pistón



Si: $\beta = 1, \theta = 0, K_1 = 8 f_t$
 $\beta < 1, \text{ y } \theta \approx 45^\circ, K_2 = \text{Formula 1}$
 $\beta < 1, \text{ y } \theta > 45^\circ \approx 180^\circ, K_2 = \text{Formula 2}$


Codos estándar

90°



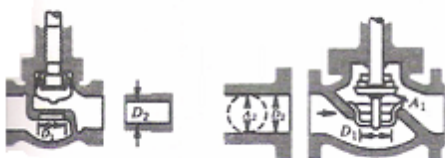
$K = 30 f_t$

45°



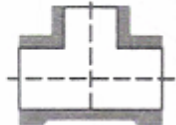
$K = 16 f_t$

Válvulas de globo y de ángulo




Si: $\beta = 1, K_1 = 340 f_t$

Tes estándar



Flujo a través del tramo $K = 20 f_t$
 Flujo a través de la derivación $K = 60 f_t$

Tubo con una curvatura de 90 grados y codo con borde soldado a tope

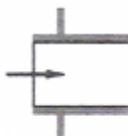


r/D	K	r/D	K
1	20 f_t	10	30 f_t
2	12 f_t	12	34 f_t
3	12 f_t	14	38 f_t
4	14 f_t	16	42 f_t
6	17 f_t	18	46 f_t
8	24 f_t	20	50 f_t

El coeficiente de resistencia K_B para tubos con una curvatura distinta de 90 grados puede determinarse como sigue:
 $K_B = (n - 1) (0.25 + f_t \frac{r}{D} + 0.5 K) + K$
 $n =$ número de curvas de 90 grados
 $K =$ coeficiente de resistencia para una curva de 90 grados (ver tabla)

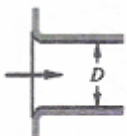
Entradas de tubo

Con proyección hacia adentro



$K = 0.78$

A tope

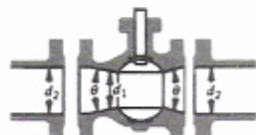


(Para conocer el valor de K, ver tabla)

r/D	K
0.00*	0.5
0.02	0.28
0.04	0.24
0.06	0.15
0.10	0.09
0.15 & up	0.04

* de borde en ángulo

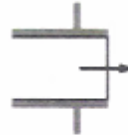
Válvulas de globo



Si: $\beta = 1, \theta = 0, K_1 = 3 f_t$
 $\beta < 1, \text{ y } \theta \approx 45^\circ, K_2 = \text{Formula 1}$
 $\beta < 1, \text{ y } \theta > 45^\circ \approx 180^\circ, K_2 = \text{Formula 2}$

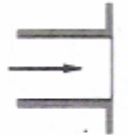
Salida de tubo

Con proyección



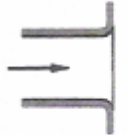
$K = 1.0$

De borde anguloso



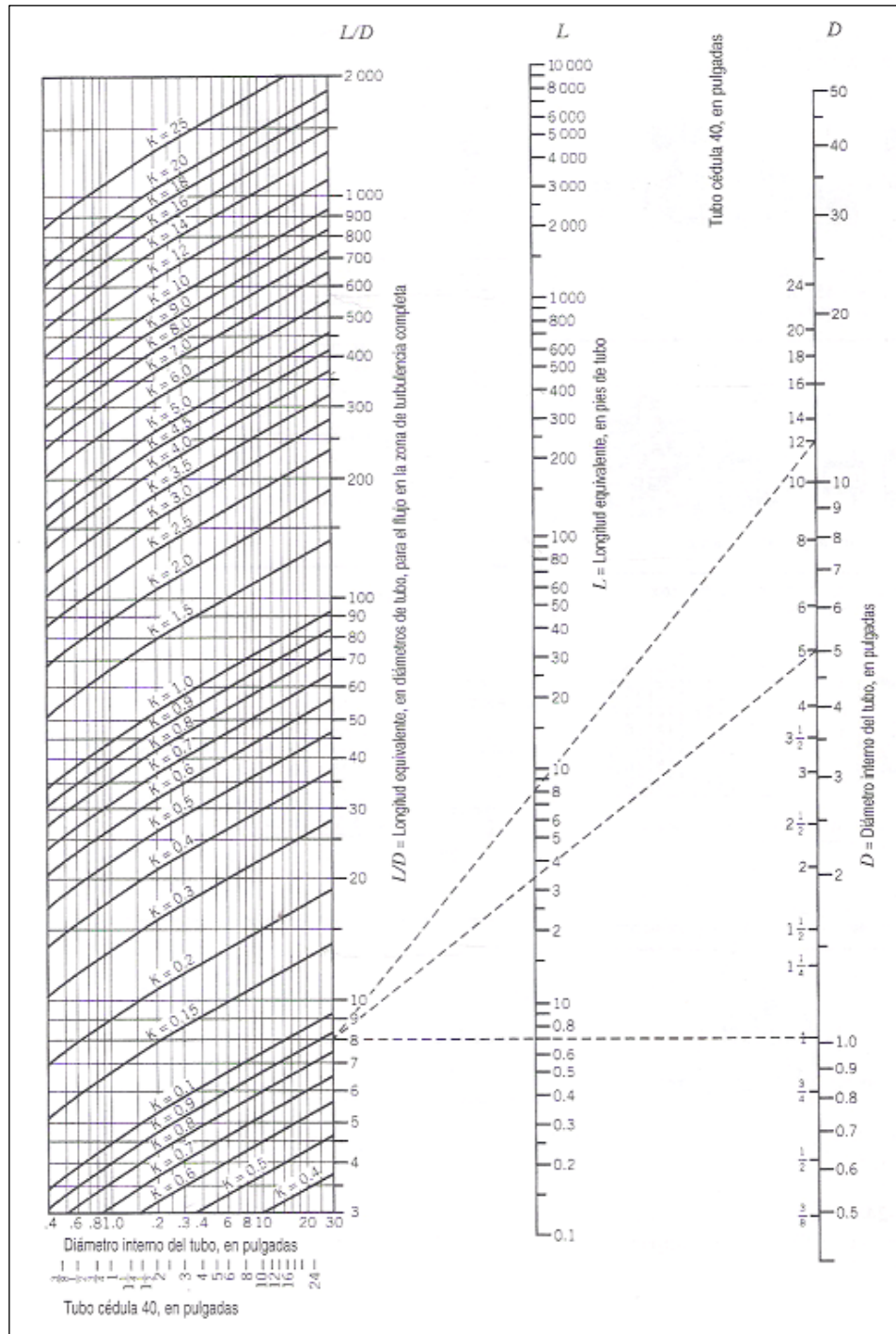
$K = 1.0$

De borde redondeado



$K = 1.0$

LONGITUDES EQUIVALENTES L Y L/D Y COEFICIENTE DE RESISTENCIA K



VALORES DE f_t PARA LA FIGURA 4.6

Tamaño nominal, pulgadas	Factor de fricción, f_t	Tamaño nominal, pulgadas	Factor de fricción, f_t
$\frac{1}{2}$	0.027	4	0.017
$\frac{3}{4}$	0.025	5	0.016
1	0.023	6	0.015
$1\frac{1}{4}$	0.022	8-10	0.014
$1\frac{1}{2}$	0.021	12-16	0.013
2	0.019	18-24	0.012
$2\frac{1}{4}$, 3	0.018		

**DIMENSIONES DE LOS TUBOS DE ACERO, EN UNIDADES INGLESAS Y
DEL SISTEMA INTERCIONAL**

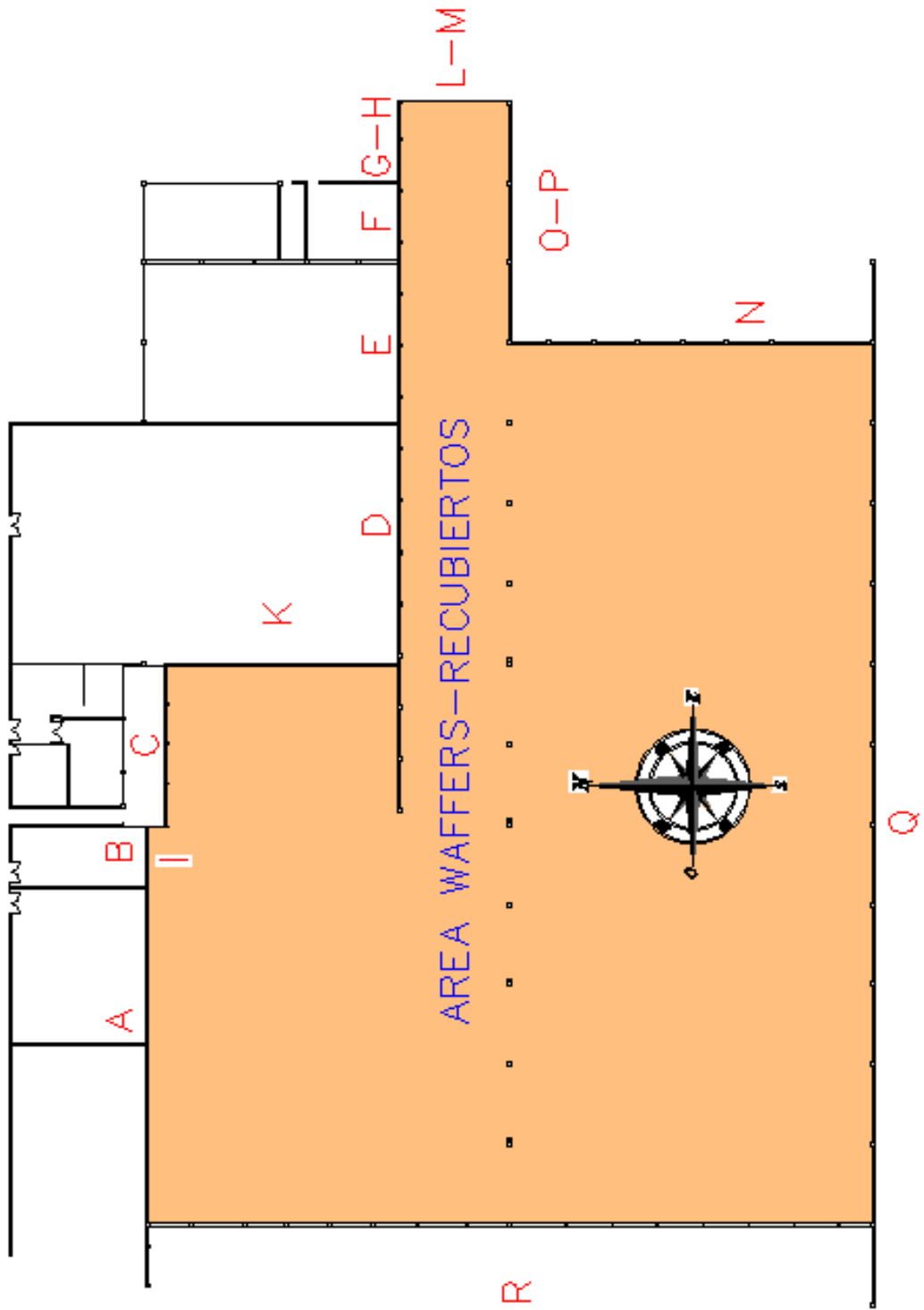
Tamaño nominal del tubo, pulg	Número de cédula	Diámetro				Grueso de pared		Área de la sección transversal interior	
		Diámetro ext.		Diámetro int.		pulg	mm	ft ²	10 ⁻³ m ²
		pulg	mm	pulg	mm				
$\frac{1}{4}$	40	0.540	13.7	0.364	9.25	0.088	2.23	0.00072	0.067
	80			0.302	7.67	0.119	3.02	0.00050	0.046
$\frac{3}{8}$	40	0.675	17.1	0.493	12.5	0.091	2.31	0.00133	0.124
	80			0.423	10.7	0.126	3.20	0.00098	0.091
$\frac{1}{2}$	40	0.840	21.3	0.622	15.8	0.109	2.77	0.00211	0.196
	80			0.546	13.9	0.147	3.73	0.00163	0.151
$\frac{3}{4}$	40	1.050	26.7	0.824	20.9	0.113	2.87	0.00371	0.345
	80			0.742	18.8	0.154	3.91	0.00300	0.279
1	40	1.315	33.4	1.049	26.6	0.133	3.38	0.00600	0.557
	80			0.957	24.3	0.179	4.55	0.00499	0.464
$1\frac{1}{2}$	40	1.900	48.3	1.610	40.9	0.145	3.68	0.01414	1.314
	80			1.500	38.1	0.200	5.08	0.01225	1.138
2	40	2.375	60.3	2.067	52.5	0.154	3.91	0.02330	2.165
	80			1.939	49.3	0.218	5.54	0.02050	1.905
$2\frac{1}{2}$	40	2.875	73.0	2.469	62.7	0.203	5.16	0.03322	3.086
	80			2.323	59.0	0.276	7.01	0.02942	2.733
3	40	3.500	88.9	3.068	77.9	0.216	5.49	0.05130	4.766
	80			2.900	73.7	0.300	7.62	0.04587	4.262
4	40	4.500	114.3	4.026	102.3	0.237	6.02	0.08840	8.213
	80			3.826	97.2	0.337	8.56	0.07986	7.419
5	40	5.563	141.3	5.047	128.1	0.258	6.55	0.1390	12.91
	80			4.813	122.3	0.375	9.53	0.1263	11.73
6	40	6.625	168.3	6.065	154.1	0.280	7.11	0.2006	18.64
	80			5.761	146.3	0.432	11.0	0.1810	16.82
8	40	8.625	219.1	7.981	202.7	0.322	8.18	0.3474	32.28
	80			7.625	193.7	0.500	12.7	0.3171	29.46
10	40	10.75	273.1	10.020	254.5	0.365	9.27	0.5475	50.86
	80			9.750	247.7	0.500	12.7	0.5185	48.17

Fuente: Adaptado de A.S.A. Standards B36.10.

PLANOS

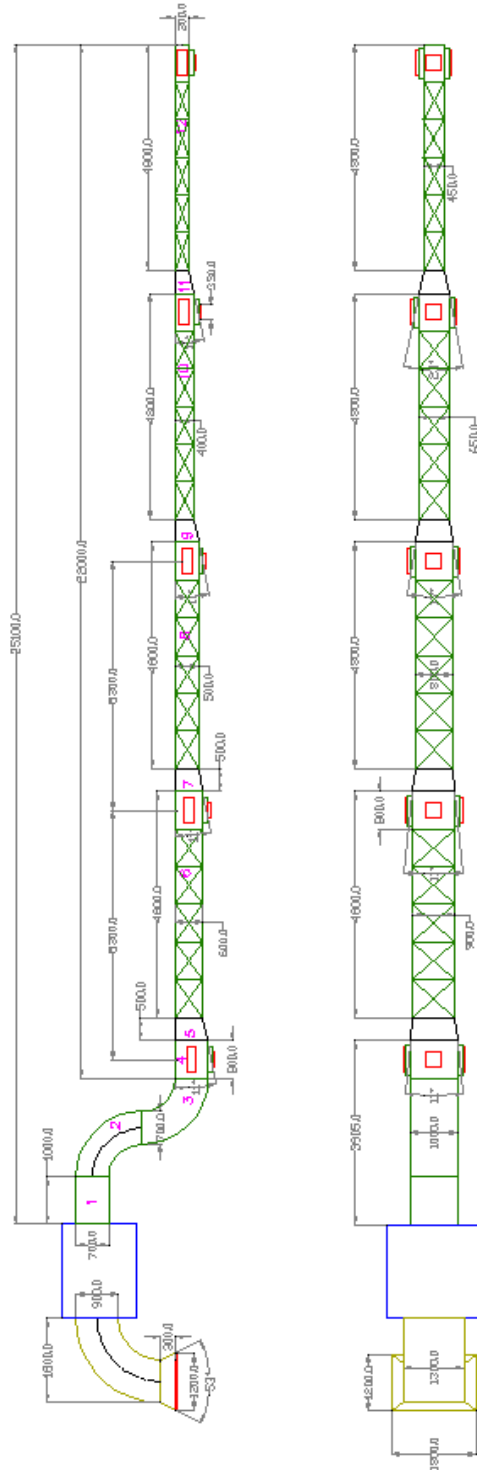
PLANO 1

AREA WAFFERS - RECUBIERTOS



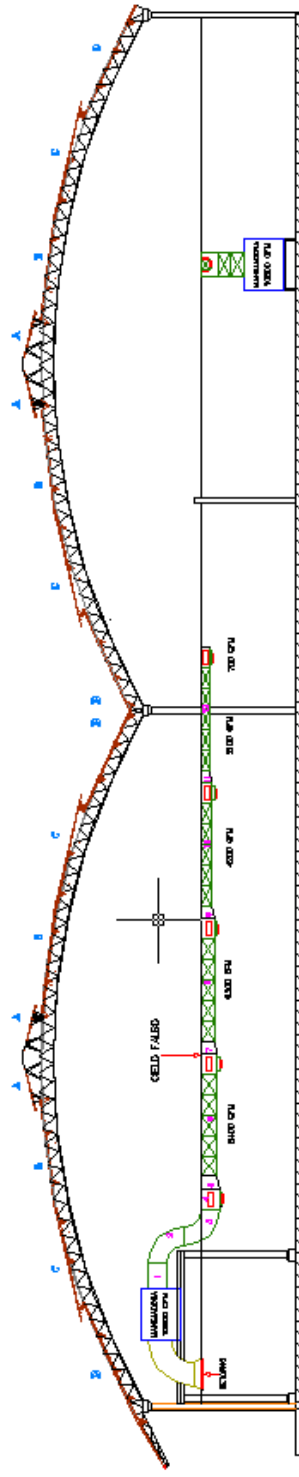
PLANO 2

DISEÑO DE DUCTOS



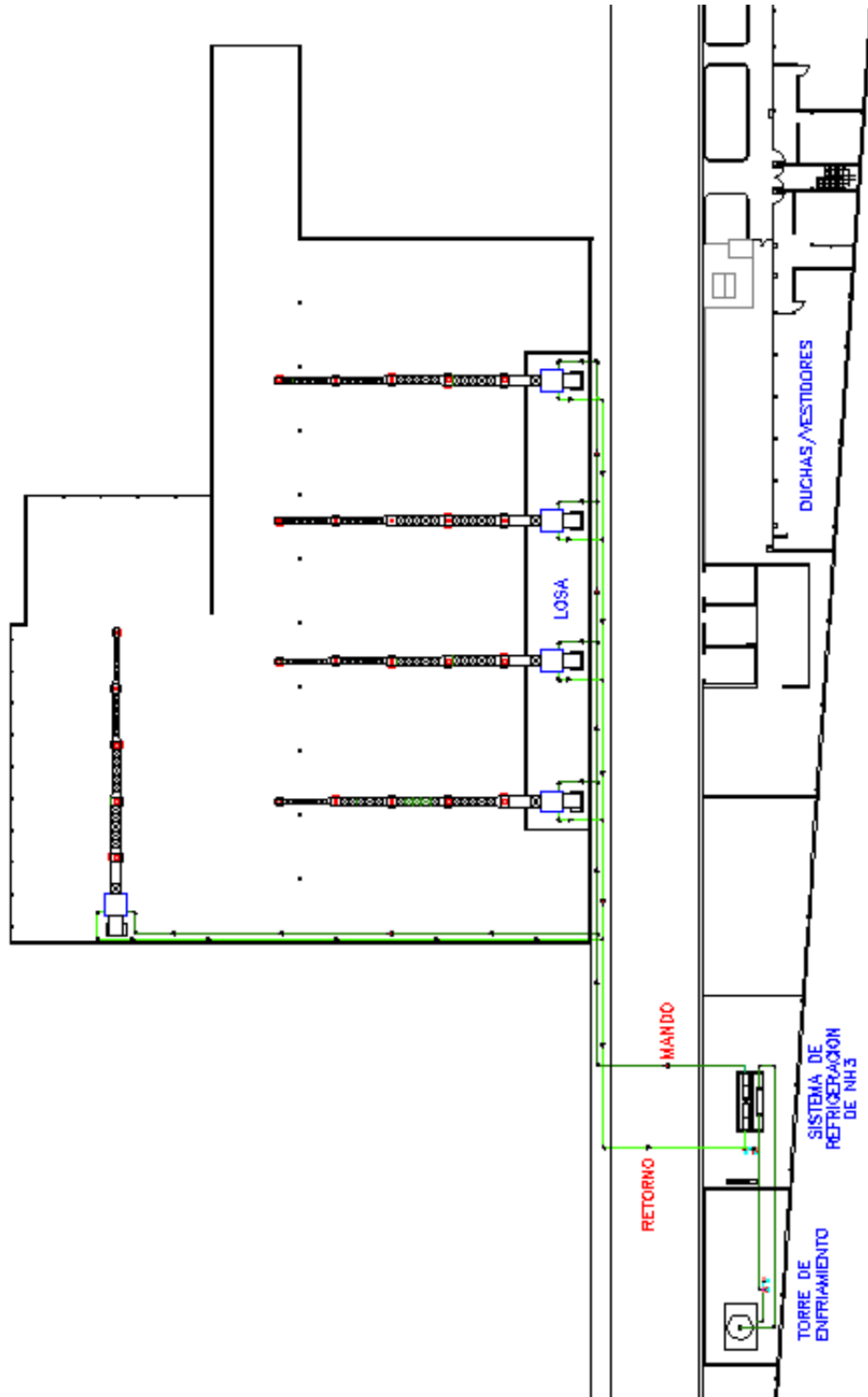
PLANO 3

CORTE TRANSVERSAL DEL AREA Y UBICACIÓN DE DUCTOS



PLANO 4

LAYOUT DEL SISTEMA DE REFRIGERACION



BIBLIOGRAFIA

1. ASHRAE HANDBOOK, Refrigeration, Systems and Applications, 2006
2. ASHRAE HANDBOOK, Refrigeration, 1998
3. ASHRAE HANDBOOK, Fundamentals, 1997
4. HEATING, VENTILATING AND AIR CONDITIONING, Analysis and design, Editorial LIMUSA, SA. 2006 - McQuiston – Parker - Spitler
5. MANUAL PRÁCTICO DE VENTILACIÓN, Catálogo Técnico. Editorial Salvador Escoda S.A. - Soler & Palau, 2^{da} Edición.