

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

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

“Ventilación de Bodega de Almacenamiento de Producto
Terminado en una Fábrica de Balanceado”

TESIS DE GRADO

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Jamil Roberto Sanga Chavarría

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año: 2012

AGRADECIMIENTO

Al Ingeniero Francisco Andrade Sánchez Director de Tesis, por su ayuda y colaboración en la realización de este trabajo.

A todas las personas que de manera desinteresada me brindaron su ayuda.

DEDICATORIA

A Dios, a mis padres, a mi hermano y a mi familia que siempre estuvieron conmigo apoyándome día a día en mi vida estudiantil.

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN

Dr. Kleber Barcia V., Ph. D.
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE

Ing. Francisco Andrade S.
DIRECTOR

Ing. Jorge Duque R.
VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

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

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)

Jamil Roberto Sanga Chavarría

RESUMEN

Este trabajo de Tesis presenta el caso de una bodega usada para almacenar el producto terminado en una fábrica de elaboración de balanceado. Esta edificación es totalmente hermética lo cual provoca un incremento de calor en el interior y por ende un aumento de temperatura perjudicando tanto al producto almacenado como a los obreros que laboran en su interior. Por este motivo se necesita de alguna manera evacuar el calor almacenado dentro del local. Se ha escogido la ventilación mecánica como la mejor opción, ya que es un local de un gran volumen y además se necesita que el aire viciado sea renovado constantemente.

Para implementar el sistema de ventilación en la bodega, se necesitó calcular la carga térmica total del local; por lo tanto se tuvo que realizar un análisis detallado de las distintas ganancias de calor, como lo son: ganancia térmica solar por muros y cubierta, ganancia térmica por ocupantes y ganancia térmica por iluminación y equipos. Cabe recalcar que para realizar estos cálculos se utilizó como referencia el Manual de Carrier. Una vez obtenida la carga térmica total, se empleó una ecuación mencionada en el Manual de Ventilación de Woods, donde; a partir de este valor, se pueden obtener la cantidad de cfm (pies cúbicos por minuto), que se necesitan en la bodega para una correcta ventilación.

Una vez obtenida la cantidad de ventilación necesaria se procedió a seleccionar y ubicar dentro de la bodega los distintos equipos de ventilación como lo son: extractores, louvers y filtros. Los extractores y los louvers fueron seleccionados con la ayuda del software CAPS de la compañía estadounidense GREENHECK FAN CORPORATION.

El diseño del sistema de control automático y la selección de sus distintos componentes se lo hizo con la ayuda del software FPM perteneciente a la compañía JHONSON CONTROLS, el cual también facilitó la obtención de los costos de los distintos componentes del sistema de control.

Cabe recalcar que para determinar las condiciones óptimas de trabajo de los obreros se recurrió al Reglamento de Seguridad y Salud de los Trabajadores y Mejoramiento del Medio Ambiente de Trabajo (Decreto 2393), donde se especifica el límite máximo permisible de ruido y la cantidad mínima de renovaciones de aire por hora.

Por último se realizó un análisis económico básico del costo total del Sistema de Ventilación y Control Automático, empleando precios nacionales y mano de obra referente a la ciudad de Guayaquil y por último se realizaron diagramas de conexión tanto del Sistema de Ventilación como del Sistema de Control Automático.

ÍNDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	IV
ABREVIATURAS.....	VIII
SIMBOLOGÍA.....	IX
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XI
ÍNDICE DE TABLAS.....	XIII
ÍNDICE DE PLANOS.....	XIV
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO 1	
1. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO.....	4
1.1 Generalidades.....	4
1.2 Objetivos.....	6
1.3 Ubicación y Descripción de la Bodega.....	6
1.4 Condiciones para el Diseño del Sistema de Ventilación y Control Automático.....	7
CAPÍTULO 2	
2. VENTILACIÓN Y CONTROL AUTOMÁTICO.....	9
2.1 Ventilación.....	9
2.1.1 Definición.....	9

2.1.2	Funciones de la ventilación.....	9
2.1.3	Sistemas de ventilación.....	10
2.1.3.1	Ventilación Natural.....	10
2.1.3.2	Ventilación Mecánica.....	12
2.1.3.2.1	Ventilación Ambiental o General.....	12
2.1.3.2.2	Ventilación Localizada.....	18
2.1.4	Requisitos de la ventilación.....	19
2.1.5	Ventilación basada en incrementos de calor.....	20
2.1.6	Ventiladores.....	21
2.1.6.1	Tipos de Ventiladores.....	21
2.1.6.2	Selección de Ventiladores.....	24
2.1.6.3	Curva Característica de un ventilador.....	25
2.1.6.4	Leyes de los Ventiladores.....	27
2.1.7	Ruido en las instalaciones de ventilación.....	29
2.2	Control de la ventilación.....	31
2.2.1	Control Automático de la Ventilación.....	32
2.2.2	Elementos de un Sistema de Control Automático.....	33

CAPÍTULO 3

3.	BALANCE DE CARGA TÉRMICA Y CÁLCULO DE VENTILACIÓN NECESARIA.....	38
3.1	Introducción a cargas térmicas.....	38

3.1.1	Definición.....	38
3.1.2	Cargas térmicas en edificaciones.....	38
3.2	Características constructivas de la bodega.....	40
3.3	Ganancia de calor debido a radiación solar (muros y cubierta).....	40
3.3.1	Coeficiente global de transferencia de calor (U).....	42
3.3.2	Diferencia equivalente de temperatura.....	46
3.3.3	Cálculo de áreas.....	50
3.3.4	Cálculo de ganancia de calor por muros y cubierta.....	51
3.4	Ganancia de calor por ocupantes.....	52
3.5	Ganancia de calor por iluminación.....	54
3.6	Ganancia de calor por motores eléctricos	57
3.7	Resumen de balance de carga térmica	57
3.8	Cálculo de ventilación necesaria basada en incrementos de calor	58

CAPÍTULO 4

4.	DISEÑO Y SELECCIÓN DE EQUIPOS.....	61
4.1	Sistema de Ventilación.....	62
4.1.1	Equipos para el Sistema de Ventilación.....	63
4.1.1.1	Selección de extractores.....	64
4.1.1.2	Selección de louvers.....	79
4.1.2	Ubicación de los equipos de ventilación en la bodega.....	82
4.2	Control automático.....	83

4.2.1	Equipos para el sistema de control automático.....	84
4.2.1.1	Selección del Controlador.....	84
4.2.1.2	Selección del Transformador.....	89
4.2.1.3	Selección de Relays.....	90
4.2.1.4	Selección de Sensores de Temperatura.....	93
4.2.2	Diagramas del circuito de control automático.....	96
4.3	Plano de ubicación y conexión de equipos de ventilación y control automático.....	97

CAPÍTULO 5

5.	ANÁLISIS ECONÓMICO BÁSICO DEL PROYECTO.....	98
5.1	Costos directos.....	98
5.2	Costos indirectos.....	102
5.3	Costo total de la obra.....	103

CAPÍTULO 6

6.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	105
----	-------------------------------------	-----

APÉNDICES

BIBLIOGRAFÍA

ABREVIATURAS

AWG:	Calibre de Cable Americano.
Btu:	Unidad Térmica Inglesa.
RPM:	Revoluciones por minuto
PLC:	Controlador Lógico Programable.
PFM:	Presto Folder Manager.
CAPS:	Computer Aided Product Selection Program.
EXT:	Extractor.
LOU:	Louver.

SIMBOLOGÍA

Hz:	Frecuencia
dB:	Decibelio
cfm:	Pies cúbicos por minuto
mA:	Miliamperio
V:	Voltaje
cm:	Centímetro
ft ² :	Pie cuadrado
°C:	Grado centígrado
°F:	Grado Fahrenheit
h:	Hora
A:	Area
ΔT_{eq} :	Diferencia equivalente de temperatura
U:	Coeficiente global de transferencia de calor
h_o :	Coeficiente de convección exterior
h_i :	Coeficiente de convección interior
R:	Resistencia térmica
l:	Espesor
k:	Coeficiente de conductividad térmica
F.S:	Factor solar
R_s :	Aportación solar máxima según el día, la latitud y el mes.
R_m :	Aportación solar máxima a 40° latitud norte en el mes de julio
Kcal:	Kilocaloría
m ³ /h:	Metro cúbico por hora
Q:	Caudal de aire
v:	Velocidad del aire
f:	Coeficiente de fricción
L:	Longitud por donde pasa el aire
R_h :	Radio hidráulico
g:	Gravedad
n:	Espesor de cada material
Re:	Número de Reynolds
ρ :	Densidad
μ :	Viscosidad dinámica
D_h :	Diámetro hidráulico
ε :	Rugosidad

h_f :	Pérdidas de presión
hp:	Caballo de fuerza
Lb:	Libra
In:	Pulgada
P_1 :	Cabezal de presión del extractor
Q_1 :	Caudal de trabajo del extractor
mb:	Megabyte
Kb:	Kilobyte
VDC:	Voltaje continuo
VAC:	Voltaje alterno
$k\Omega$:	Kilohmio
mmH ₂ O:	Milímetros de columna de agua
psi:	Libras sobre pulgada al cuadrado
m ² :	Metro cuadrado

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1 Vista actual de bodega	5
Figura 1.2 Vista interna actual de bodega.....	5
Figura 2.1 Ventilación natural	11
Figura 2.2 Ventilación por inyección de aire	11
Figura 2.3 Ventilación por extracción de aire	16
Figura 2.4 Ventilación – combinación y extracción	17
Figura 2.5 Ventilación localizada	18
Figura 2.6 Ventilador axial	22
Figura 2.7 Ventilador centrífugo.....	23
Figura 2.8 Curvas características de ventiladores	26
Figura 2.9 Niveles sonoros	30
Figura 2.10 Elementos de un sistema de Control Automático.....	33
Figura 3.1 Resistencias Térmicas de una pared compuesta.....	43
Figura 3.2 Datos del clima referente a la ciudad de Guayaquil	50
Figura 3.3 Temperaturas máximas y mínimas según el mes del año.....	50
Figura 3.4 Conversión de la energía eléctrica en calor y luz en lámparas incandescentes.....	55
Figura 3.5 Conversión de la energía eléctrica en calor y luz en lámparas fluorescentes	56
Figura 4.1 Disposición de equipos de extracción (1).....	63
Figura 4.2 Disposición de equipos de extracción (2).....	64
Figura 4.3 Vista de planta de la disposición de las estanterías dentro de la bodega	66
Figura 4.4 Copia de pantalla – Selección de extractores en CAPS.....	73
Figura 4.5 Vista del extractor seleccionado.....	75
Figura 4.6 Curva de operación del extractor seleccionado.....	76

Figura 4.7 Vista del louver seleccionado.....	81
Figura 4.8 Vista de filtros seleccionados.....	82
Figura 4.9 Instalación de los extractores en las paredes	83
Figura 4.10 Controlador Modelo MS-FEC2611-0.....	85
Figura 4.11 Entradas y salidas del controlador seleccionado.....	88
Figura 4.12 Transformador modelo Y64T15-0	89
Figura 4.13 Relay modelo CSD-SAE1-1	92
Figura 4.14 Termostato modelo TE-6314P-1	94
Figura 4.15 Panel para controladores modelo PA00000018H0	96
Figura 4.16 Conexión de controladores	96
Figura 4.17 Ubicación de controladores en el panel	97

ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1 Detalle de coeficientes de convección, conducción y resistencias térmicas de las paredes.....	44
Tabla 2 Detalle de coeficientes de convección, conducción y resistencia térmica de las compuertas metálicas.....	45
Tabla 3 Detalle de áreas de cada sección de la bodega.....	52
Tabla 4 Factores de ganancia de calor por ocupantes.....	55
Tabla 5 Resumen de ganancias térmicas.....	58
Tabla 6 Características del extractor.....	74
Tabla 7 Características del louver.....	80
Tabla 8 Características del controlador.....	86
Tabla 9 Especificaciones técnicas del controlador.....	87
Tabla 10 Características del transformador.....	90
Tabla 11 Especificaciones técnicas del transformador.....	91
Tabla 12 Características del relay.....	93
Tabla 13 Especificaciones técnicas del relay.....	93
Tabla 14 Especificaciones técnicas del termostato.....	95
Tabla 15 Costos de equipos.....	99
Tabla 16 Costos de mano de obra.....	100
Tabla 17 Costos de materiales.....	101
Tabla 18 Resumen de costos directos.....	101
Tabla 19 Resumen de costos indirectos.....	103
Tabla 20 Costo total de la obra.....	104

ÍNDICE DE PLANOS

- Plano 1. Plano de ubicación y conexión de equipos de ventilación y control automático.
- Plano 2. Detalle de conexión Controlador # 1, Extractores 1-4.
- Plano 3. Detalle de conexión Controlador # 2, Extractores 5-8.
- Plano 4. Detalle de conexión Controlador # 3, Extractores 5-8.
- Plano 5. Detalle de conexión Arranque de Extractores.

INTRODUCCIÓN

Debido al desarrollo de las empresas industriales ecuatorianas, hoy en día se construyen una serie de edificaciones que son indispensables para que las industrias puedan ejercer sus respectivas actividades, pero muchas veces estas edificaciones no alcanzan los objetivos para los cuales fueron diseñadas, debido a varios factores que los ingenieros no consideran al momento de realizar el diseño.

En este proyecto, se presenta el caso de una bodega de almacenamiento de producto terminado perteneciente a una fábrica de balanceado, la cual se encuentra funcionando de forma inadecuada, ya que por ser cerrado en el interior se alcanzan temperaturas por encima de 32 °C, razón por la cual el producto almacenado sufre daños y los obreros que laboran en el interior sienten molestias térmicas. De aquí, el objetivo de este proyecto es el diseñar un sistema de Ventilación Mecánica que permita una correcta temperatura de almacenamiento y el buen desempeño de los obreros que laboren dentro de la bodega.

Como requerimientos técnicos o condiciones de diseño se tiene lo siguiente: la temperatura en el interior de la bodega debe ser máxima 27 °C, se debe

controlar automáticamente los equipos de ventilación y el polvo no debe ingresar al interior.

Una vez que se ha puesto en manifiesto el objetivo principal de este proyecto y los respectivos requerimientos técnicos, se detalla en el primer capítulo las características de la bodega, en el segundo capítulo se describe en qué consiste un sistema de ventilación, detallando conceptos, clasificación, usos y componentes; de igual manera se detalla el sistema de control automático. En el capítulo 3 se calcula la cantidad de ventilación que se necesita en la bodega, basándose en ganancias térmicas; para efectuar este cálculo se recurre al Manual de Carrier y a la ecuación obtenida del Manual de Ventilación de Woods, obteniendo de esta manera la cantidad de pies cúbicos por minuto necesarios de caudal de aire. En la parte de diseño y selección de equipos se determina el Sistema de Ventilación más adecuado, que se ajuste a la geometría y requerimientos de la bodega; para seleccionar los equipos se emplean dos programas, el primero llamado CAPS para seleccionar los equipos de ventilación y el segundo denominado FPM para seleccionar los equipos del Sistema de Control Automático.

Para verificar el cumplimiento de las condiciones óptimas de trabajo de los obreros que laboran dentro de la bodega se recurre al Reglamento de Seguridad y Salud de los Trabajadores y Mejoramiento del Medio Ambiente

de Trabajo (Decreto 2393), en el cual se detallan: el límite máximo de ruido permisible, corrientes de aire máxima y el número mínimo de renovaciones de aire por hora (ventilación).

El Sistema de Control Automático se lo emplea con la finalidad de que los equipos de ventilación no funcionen permanentemente, sino cuando las condiciones dentro de la bodega lo ameriten; la implementación de este sistema se traduce en un ahorro de energía eléctrica y en una reducción casi al mínimo de la intervención humana ya que el Sistema de Ventilación se vuelve inteligente.

Por último, en el capítulo 6 se realiza un análisis económico básico de lo que costaría la implementación del Sistema de Ventilación y Control Automático en la bodega.

CAPÍTULO 1

1. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

1.1 Generalidades

La bodega para almacenamiento de producto terminado, actualmente se encuentra construida y operativa. Debido a circunstancias no previstas en el diseño de la bodega la infraestructura no posee algún sistema de evacuación de calor acumulado en el interior, por lo cual, se alcanzan temperaturas de más de 32 °C y esto trae repercusiones tanto para el producto que se encuentra almacenado como a las personas que laboran en el lugar.

Como respuesta a este inconveniente, en la presente tesis se implementará un sistema de ventilación mecánica y además un sistema de control automático. Para lo cual se harán uso de normas y criterios de ingeniería mencionados en capítulos posteriores.

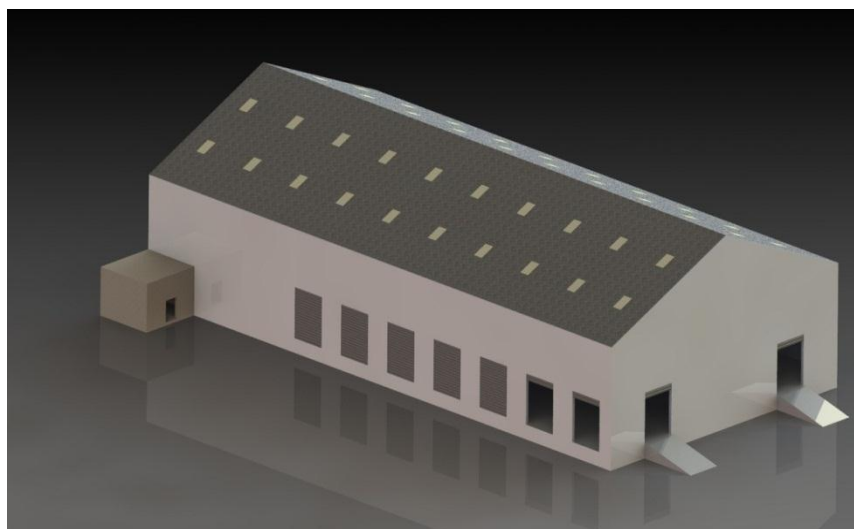


FIGURA 1.1 VISTA ACTUAL DE BODEGA

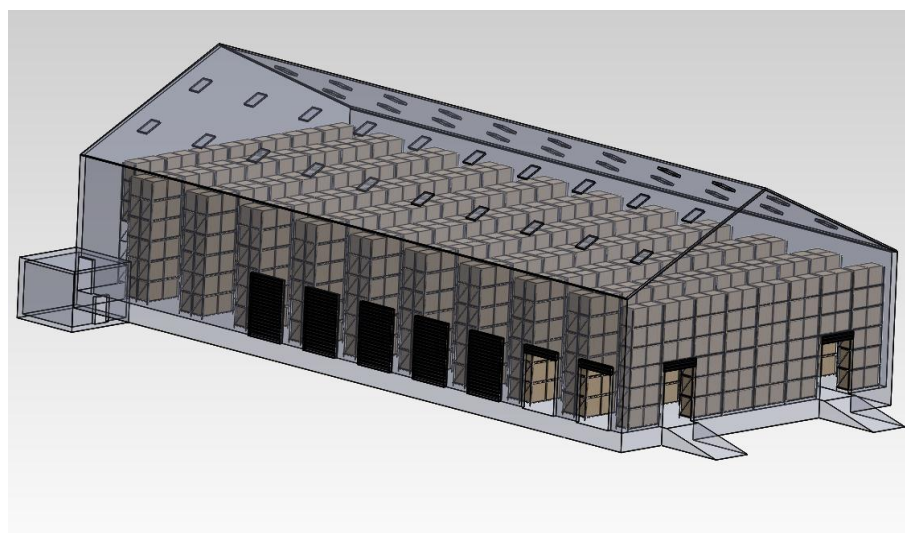


FIGURA 1.2 VISTA INTERNA ACTUAL DE BODEGA

1.2 Objetivos

Objetivo general

Diseñar un sistema de ventilación y control automático para una bodega de almacenamiento de producto terminado en una fábrica de balanceado.

Objetivos específicos

- Calcular las cargas térmicas que actúan en la bodega.
- Seleccionar equipos para los sistemas de ventilación y control automático.
- Ubicar los equipos de la mejor manera posible para un correcto funcionamiento.
- Calcular el costo total de la obra.

1.3 Ubicación y Descripción de la Bodega.

La bodega a la cual se le implementará el sistema de ventilación y control automático se encuentra ubicado a las afueras de la ciudad de Guayaquil con la pared frontal ubicada a 10° latitud norte.

Consta de una sola zona, la cual posee un área de total 1800 m². La cubierta es de Stilpanel, además la cubierta posee 40 paneles traslúcidos, los cuales se utilizan para iluminación natural. Las

paredes norte y sur son de bloque enlucidas, cubiertas por una capa de pintura reflectiva. Además las paredes este y norte constan de compuertas enrollables metálicas para el embarque y desembarque del producto terminado.

1.4 Condiciones para el Diseño del Sistema de Ventilación y Control Automático.

Las condiciones para el diseño del sistema de ventilación y control automático en la bodega exige que se ejecuten varias funciones simultáneas, tales como renovar el aire y asegurarse que esta renovación llegue a todos los lugares, controlar y mantener la temperatura, el movimiento, la pureza, el nivel de ruido y presión diferencial del aire, todo esto en un espacio con límites predeterminados para la correcta conservación del producto almacenado y de los ocupantes que laboran en el interior de la bodega. La temperatura en el interior de la bodega será establecida como límite superior en 27 °C.

Se requiere además que los extractores no se encuentren funcionando permanentemente, sino en determinados momentos, cuando la temperatura en el interior de la bodega alcance el máximo permisible. Debido a esta condición se tiene que aplicar un

sistema de control, con la finalidad de disminuir el ruido, disminuir el consumo energético y controlar de manera automática y sin necesidad de intervención humana el sistema de ventilación de la bodega.

CAPÍTULO 2

2. VENTILACIÓN Y CONTROL AUTOMÁTICO

2.1 Ventilación

2.1.1 Definición

Puede definirse la Ventilación como aquella técnica que permite sustituir el aire ambiente del interior de un local, considerado como un inconveniente por su falta de pureza, temperatura inadecuada o humedad excesiva, por otro exterior de mejores características.

2.1.2 Funciones de la Ventilación

A los seres vivos, personas principalmente, la ventilación les resuelve funciones vitales como la provisión de oxígeno para su respiración y el control de calor que producen a la vez que les proporciona mejores condiciones afectando a la

temperatura del aire, la velocidad del mismo y la dilución de olores indeseables.

A las máquinas, instalaciones y procesos industriales la ventilación permite controlar el calor, la toxicidad o la potencial explosividad de su ambiente.

2.1.3 Sistemas de Ventilación.

2.1.3.1 Ventilación Natural

La ventilación natural es un mecanismo utilizado en climas cálidos para eliminar el exceso de calor de los espacios interiores. Se consigue normalmente mediante aperturas en muros exteriores opuestos que contribuyen a la formación de corrientes de aire cruzadas. Para conseguir que la ventilación natural sea óptima los muros abiertos deberán estar orientados a la zona de viento dominante del entorno. La ventilación, sin embargo debe realizarse de una manera controlada para que la pérdida de calor que produce sea admisible con la sensación de confort. Las juntas de las aperturas de muros para ventilar también deben ser tratadas para evitar las

infiltraciones de aire sobre todo en momentos de mucho viento.



FIGURA 2.1 VENTILACIÓN NATURAL

La ventilación natural no permite más que la regulación manual y es difícil dar respuesta a cambios bruscos de temperatura. Debido a que con la ventilación natural no se puede asegurar el caudal de aire extraído y, por lo tanto, no es posible regular el ambiente interior, se tomará en consideración la ventilación mecánica.

2.1.3.2 Ventilación Mecánica.

También llamada ventilación dinámica, es la que el movimiento del aire se consigue gracias a ventiladores accionados por un motor.

Según la forma en que se renueva el aire a su vez se subdivide en:

- Ventilación Ambiental o General
- Ventilación Localizada.

2.1.3.2.1 Ventilación Ambiental o General

El aire que entra en el local se difunde por todo el espacio interior antes de alcanzar la salida. Este tipo de ventilación tiene el inconveniente de que, de existir un foco contaminante concreto, como es el caso de cubas industriales con desprendimiento de gases y vapores molestos o tóxicos, el aire de una ventilación general esparce el contaminante por todo el local antes de ser captado hacia la salida.

Este tipo de ventilación mecánica a la vez se subdivide en:

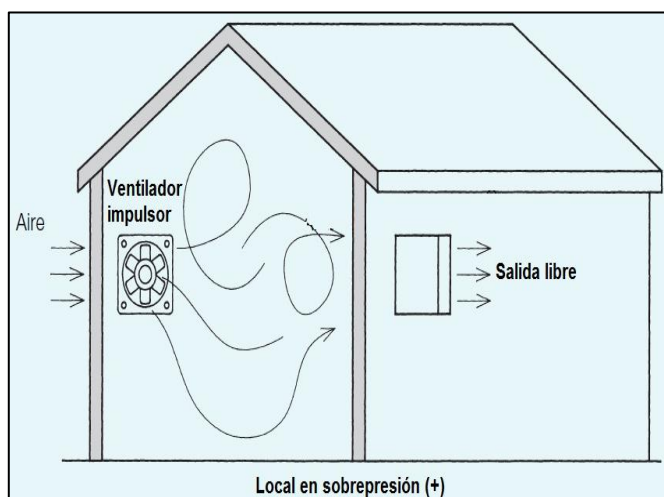
- Ventilación por Inyección de aire (Sobrepresión).
- Ventilación por Extracción de aire (Depresión).
- Combinación de Inyección y Extracción.

Ventilación por Inyección de aire

Se obtiene insuflando aire a un local, poniéndole en sobrepresión interior respecto a la presión atmosférica. El aire fluye entonces hacia el exterior por las aberturas dispuestas para ello. A su paso el aire barre los contaminantes interiores y deja el local lleno de aire puro exterior.

Las ventajas de la Ventilación por Inyección son tales que el aire fresco se introduce en el espacio ocupado de manera positiva por medio de ventiladores, y puede mantenerse un control sobre su distribución, volumen y

velocidad. El aire entrante puede también ser depurado y calentado cuando sea necesario. Además, con un sistema de Inyección de aire puede realizarse más convenientemente el importante proceso de recirculación interior de aire durante los meses de invierno. Otra ventaja es que la presión del aire interior es ligeramente aumentada sobre la ambiental exterior (Sobrepresión), la cual tiende a evitar la entrada de aire en lugares no convenientes y ayuda a evitar aspiraciones.



**FIGURA 2.2 VENTILACIÓN POR
INYECCIÓN DE AIRE**

Ventilación por Extracción de aire

Se logra colocando el ventilador extrayendo el aire del local, lo que provoca que éste quede en depresión respecto de la presión atmosférica. El aire penetra desde fuera por la abertura adecuada, efectuando una ventilación de iguales efectos que la anterior.

El método de extracción de aire es el más empleado. En muchos casos se puede recomendar por su simplicidad y economía. Antes de aplicar este método se deben tomar en cuenta dos puntos: el primero es evitar que hayan entradas de aire cerca del punto de extracción, ya que esto reducirá la ventilación en las partes alejadas del espacio y el segundo es que el aire exterior que penetra por las aberturas se contamina progresivamente a medida que atraviesa el espacio ocupado. Para evitar filtraciones se

hace necesario instalar filtros en las tomas de aire.

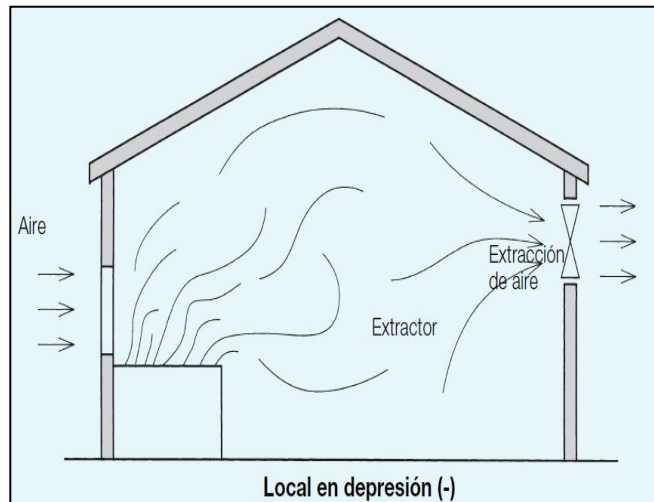


FIGURA 2.3 VENTILACIÓN POR EXTRACCIÓN DE AIRE

Combinación Extracción e Inyección

Un completo control de ventilación se logra usando a la vez ventiladores de aspiración e inyección. Una uniforme distribución del aire fresco es así asegurada. El aire fresco puede introducirse en el lugar preciso y su distribución vendrá determinada por un flujo entre las aberturas de alimentación y las de expulsión. Los sistemas combinados pueden tomar diversas formas, desde la

simple disposición de ventiladores de hélice hasta un sistema de acondicionamiento total.

Los ventiladores de entrada están seleccionados para dar un 20% más de caudal de aire que los de expulsión. Esto mantiene el aire del edificio a una presión superior a la ambiental exterior y así reduce la posibilidad de infiltración de polvo y otras poluciones arrastradas por el aire.

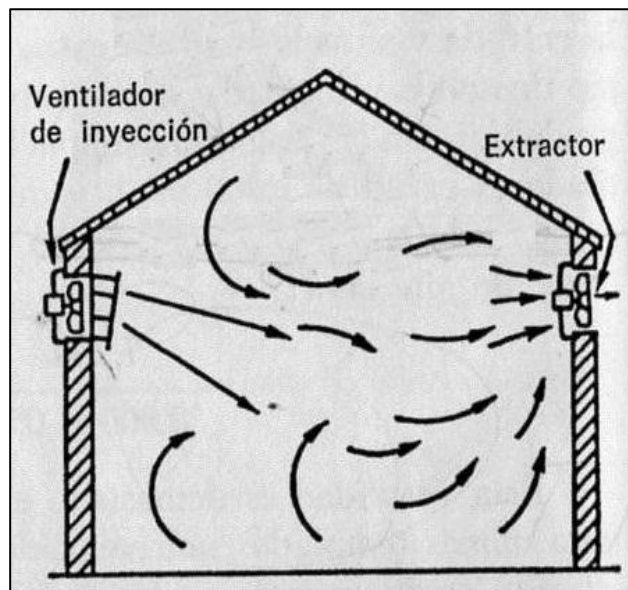


FIGURA 2.4 VENTILACIÓN - COMBINACIÓN INYECCIÓN Y EXTRACCIÓN

2.1.3.2 Ventilación Localizada.

En esta forma de ventilación el aire contaminado es captado en el mismo lugar que se produce evitando su difusión por todo el local. Se logra a base de una campana que abrace lo más estrechamente posible el foco de polución y que conduzca directamente al exterior el aire captado.

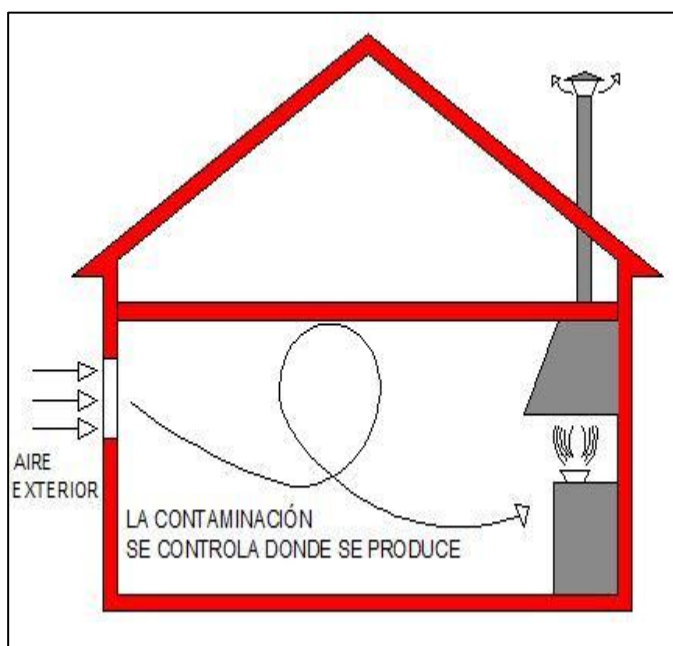


FIGURA 2.5 VENTILACIÓN LOCALIZADA

2.1.4 Requisitos de la Ventilación.

Algunas personas confunden el significado de aire acondicionado y ventilación. Aire acondicionado significa que se da suministro de aire a un lugar ocupado y es adaptado a las condiciones requeridas, limpieza, refrigeración, calefacción, secado y humidificación. Con estos procedimientos es posible normalizar cualquier clase de atmósfera, aunque a un precio sustancial. La ventilación significa suministro de aire fresco, la eliminación de los productos de contaminación y del calor, y también a un movimiento de aire para refrigerar o refrescar. En la mayoría de los casos la ventilación, sin tratamiento de aire, dará un aire ambiente satisfactorio. Esto se aplica particularmente en edificios industriales, especialmente en aquellos donde los procesos no requieren control de humedad ni eliminación de polvo de la atmósfera. No existe ninguna rígida demarcación entre la ventilación por sí misma y el acondicionamiento total de aire. Ciertos procesos de acondicionamiento de aire pueden combinarse económicamente con un sistema de ventilación primario. El aire inyectado puede ser calentado o enfriado, y el polvo contenido en él, eliminado por filtración.

El requisito esencial en ventilación es remplazar el aire contaminado y sobrecalentado, por aire fresco del exterior. Para determinar la cantidad de ventilación y el movimiento de aire requerido, hay que tener en cuenta los siguientes factores:

- Dimensiones del local o edificación.
- Número y tipo de los ocupantes y sus actividades.
- Aportación de calor de equipos y radiación solar.
- Temperatura del aire exterior y variación de temperatura.

2.1.5 Ventilación Basada en Incrementos de Calor.

En los lugares donde la reducción de la temperatura es el factor principal a considerar (climas muy calurosos), se aconseja calcular la ventilación tomando como base la cantidad de calor a eliminar. Es necesario tener en cuenta los incrementos de calor provenientes de las siguientes fuentes:

- El calor del cuerpo producido por los ocupantes.
- Aparatos eléctricos, otras máquinas y procesos exotérmicos.
- Rayos solares transmitidos a través de paredes y techo

2.1.6 Ventiladores.

Los ventiladores son máquinas rotatorias capaces de mover un determinado caudal de aire, a la que comunican una cierta presión, suficiente para que pueda vencer las pérdidas de carga que se producirán en la circulación por los conductos.

Un ventilador puede elevar la presión hasta aproximadamente 1.5 psi, más allá de ésta presión hasta 10 psi se denominan sopladores y a mayores presiones, compresor.

2.1.6.1 Tipos de ventiladores

Los ventiladores se dividen en dos grandes grupos: los ventiladores axiales y los ventiladores centrífugos.

Ventiladores Axiales

En los ventiladores axiales, el movimiento del flujo a través del rotor, con álabes o palas de distintas formas, se realiza conservando la dirección del eje de éste

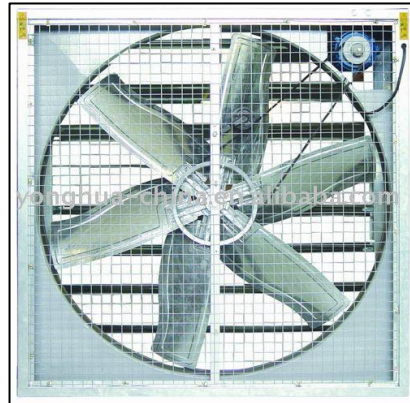


FIGURA 2.6 VENTILADOR AXIAL

Se usan para mover grandes cantidades de aire en espacios abiertos; como la resistencia al flujo es muy baja, se requiere generar una presión estática pequeña, del orden de los 5 a 100 milímetros de columna de agua (0.007-0.15 psi). Debido a esto, la principal aplicación de los ventiladores axiales se encuentra en el campo de la ventilación general y se los conoce con el nombre de extractores o inyectores de aire. Sin embargo, este tipo de ventiladores, cuando se los construye con álabes en forma de perfil ala y de paso variable, llegan a generar alturas de presión estáticas del orden de los 250 milímetros de columna de agua (0.35 psi) y se los usa en aplicaciones diversas.

Ventiladores Centrífugos

En estos ventiladores el aire ingresa en dirección paralela al eje del rotor, por la boca de aspiración, y la descarga se realiza tangencialmente al rotor, es decir, que el aire cambia de dirección noventa grados (90°).



FIGURA 2.7 VENTILADOR CENTRÍFUGO

Este tipo de ventiladores desarrolla presiones mucho mayores que los ventiladores axiales, alcanzando presiones de hasta 1000 milímetros de columna de agua (1.43 psi) y son empleados, mayormente en los sistemas de ventilación localizada.

El principio de funcionamiento de los ventiladores centrífugos es el mismo de las bombas centrífugas. Están constituidos por un rotor que posee una serie de paletas o álabes, de diversas formas y curvaturas, que giran aproximadamente entre 200 y 3600 RPM dentro de una caja o envoltura.

2.1.6.2 Selección de Ventiladores

Los principales parámetros que se deben tomar en cuenta para la selección del ventilador más adecuado, son la cantidad de flujo y la presión requerida en la aplicación, además se debe tomar muy en cuenta otros factores y consideraciones los cuales se indican a continuación:

- Sobredimensionamiento
- Velocidad de punta
- Altitud de la instalación
- Operación silenciosa
- Eficiencia
- Características de construcción
- Costo

Los fabricantes de los ventiladores proporcionan la información necesaria para realizar una correcta selección. Todos los ventiladores que entre sí poseen medidas proporcionales o sea que son semejantes, pertenecen a una misma serie.

2.1.6.3 Curva Característica de un Ventilador

El ensayo de ventiladores tiene por objeto determinar la capacidad del aparato para transferir la potencia al aire que mueve. El ventilador se hace funcionar a un régimen de giro constante, tomando valores de diferentes caudales movidos, según sea la pérdida de carga que debe vencerse.

La curva característica de un ventilador se obtiene dibujando en unos ejes de coordenadas los distintos valores caudal-presión, obtenidos mediante ensayo en un laboratorio.

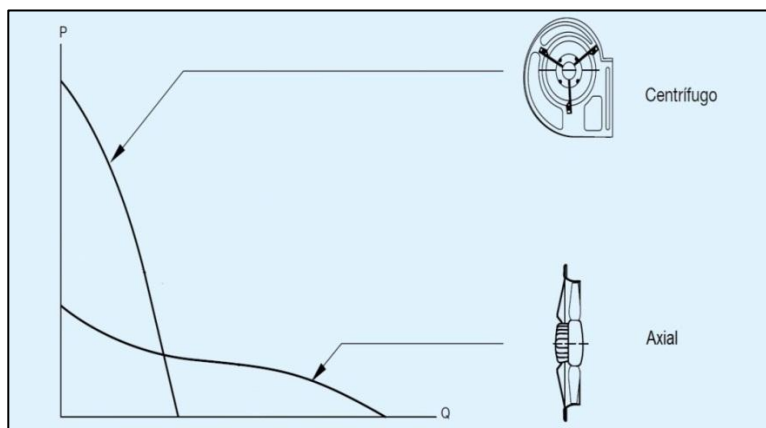


FIGURA 2.8 CURVAS CARACTERÍSTICAS DE VENTILADORES

Se observa la Figura 2.8 en que se han representado las curvas características de los tipos fundamentales de ventilación, para poder comprender mejor su comportamiento.

Los dos ventiladores que se comparan tienen el mismo diámetro de rodete.

Se puede ver que, a igualdad de caudal impulsado (Q), los ventiladores centrífugos dan más presión que los axiales.

También se observa que, los centrífugos mueven caudales menores que los axiales.

Por tanto, puede aceptarse que los ventiladores más adecuados cuando los caudales sean grandes y las presiones que deban vencer sean pequeñas son los axiales. Este tipo de ventilador tiene además la ventaja de la facilidad de instalación.

Los ventiladores indicados para mover caudales pequeños pero a elevada presión son los centrífugos.

2.1.6.4 Leyes de los Ventiladores.

Los ventiladores son generalmente fabricados en serie de dimensiones y velocidades diferentes, en una serie dada cada uno es idéntico al otro en tamaño, y se dice que son geoméricamente similares. Ciertas leyes rigen el funcionamiento de estos ventiladores trabajando en el mismo punto, de la característica presión-volumen; pudiendo ser clasificados como sigue:

Para un Mismo Diámetro de las Aspas.

- El flujo varía directamente con la velocidad de rotación del ventilador.

- La presión desarrollada varía con el cuadrado de la velocidad de rotación del Ventilador.
- La potencia absorbida varía con el cubo de la velocidad de rotación del ventilador.

Para una Misma Velocidad de Rotación

- El flujo varía con el cubo del diámetro de las aspas.
- La presión desarrollada varía con el cuadrado del diámetro de las aspas.
- La potencia absorbida varia con el diámetro de los alabes a la quinta.

Sí varía la velocidad de rotación y el diámetro de las aspas

- El flujo desarrollado varía con la velocidad de rotación multiplicado con el cuadrado del diámetro de las aspas.
- La presión desarrollada varía con el cuadrado de la velocidad de rotación multiplicada por el cubo del diámetro de las aspas.

- La potencia absorbida varía con el cubo de la velocidad de rotación multiplicada por el diámetro de las aspas a la quinta.

2.1.7 El Ruido en las Instalaciones de Ventilación.

La importancia del ruido en la vida moderna no necesita resaltarse. Aparte de ser molesto, tiene efectos adversos en el rendimiento de los empleados y obreros del comercio y la industria.

Al igual que cualquier otra máquina en movimiento, un ventilador inevitablemente genera algún ruido y es deber del fabricante asegurarse de que éste no sea excesivo, considerando su función. Las soluciones más tranquilas implican casi inevitablemente mayor coste de instalación, conductos y equipo diseñado ampliamente, así como ventiladores mayores girando a menor velocidad; la ventaja está en el menor ruido y que a veces el coste del funcionamiento es menor.

Se percibe un sonido cuando la presión en las proximidades del oído fluctúa alrededor del valor medio, en frecuencias comprendidas entre 20 y 20000 Hz, las fluctuaciones no necesitan ser grandes, en efecto si alcanzan una milésima de

la presión atmosférica (134dB) el sonido provocará dolor y causará heridas si se mantiene durante un cierto tiempo. En el otro extremo de la escala un oído fino, a la frecuencia que es más sensible puede detectar una fluctuación de sólo una diezmillonésima de atmósfera (6dB por debajo del límite).

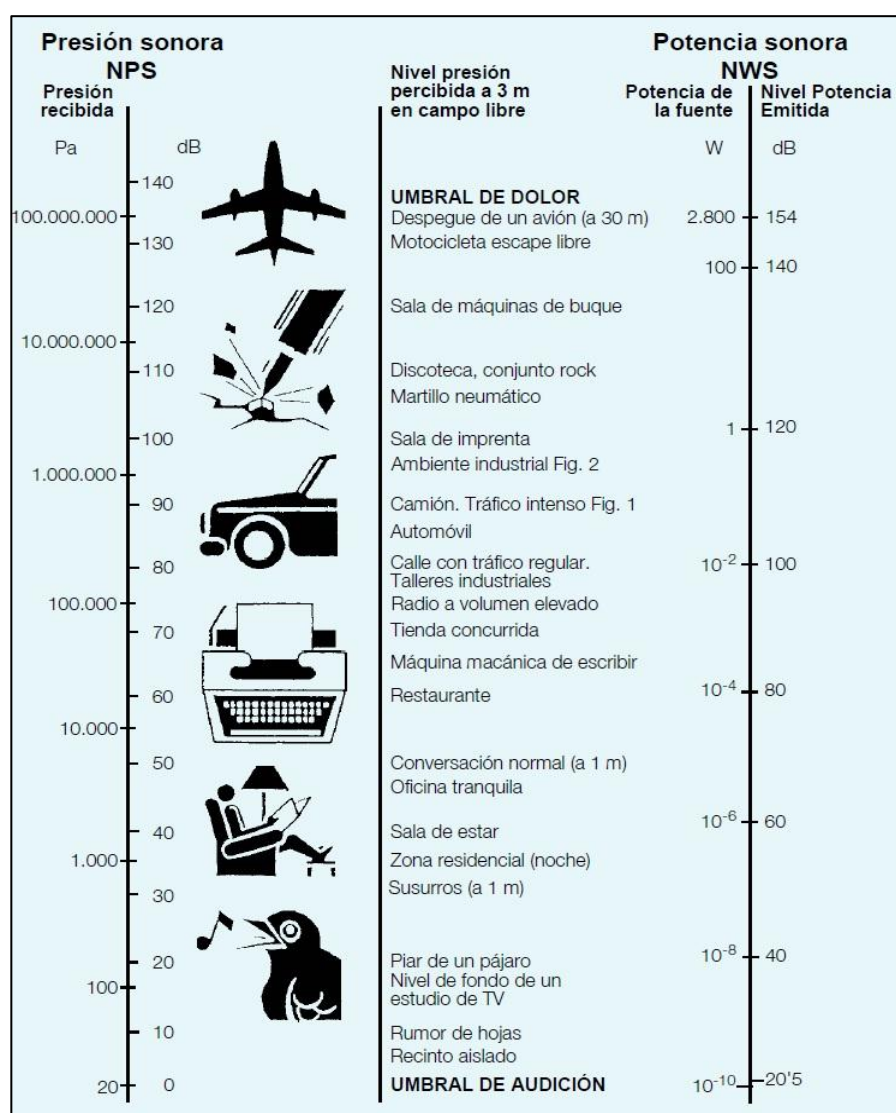


FIGURA 2.9 NIVELES SONOROS

Reglamento de Seguridad y Salud de los Trabajadores y Mejoramiento del Medio Ambiente de Trabajo (Decreto 2393).

En el artículo 55 denominado Ruidos y Vibraciones, se fija como límite máximo de presión sonora 85 decibeles escala A del sonómetro, medidos en el lugar en donde el trabajador mantiene habitualmente la cabeza, para el caso de ruido continuo con 8 horas de trabajo. No obstante, los puestos de trabajo que demanden fundamentalmente actividad intelectual, o tarea de regulación o de vigilancia, concentración o cálculo, no excederán de 70 decibeles de ruido.

2.2 Control de la Ventilación.

Debido a la diferencia entre las necesidades de aire en el día y en la noche, deberá efectuarse la instalación de ventilación para poder suministrar el máximo caudal, es decir, el necesario para las horas más calientes, pero previendo dispositivos que permitan disminuirlo, hasta conseguir el caudal mínimo necesario para las horas más frías en la noche.

No obstante, y dentro de un mismo día, al variar las condiciones exteriores puede ser necesario aumentar o disminuir el caudal de

aire de ventilación (encendiendo o apagando los extractores), según que la temperatura interior sobrepase o no unos niveles determinados.

Esta variación de la ventilación se consigue mediante un sistema de regulación del caudal, pudiendo conseguirlo actuando sobre el número de ventiladores en marcha o sobre la velocidad de los mismos. Aunque esta regulación puede lograrse por accionamiento manual de los ventiladores, por regulación automática "control de 2 posiciones" o por regulación automática, variando la velocidad de giro de los aparatos.

2.2.1 Control Automático de la Ventilación

Este tipo de control puede hacerse a base de un temporizador horario que conecte los aparatos o los detenga a intervalos fijados de antemano, según sea la estación del año o las condiciones ambientales que se deseen obtener. Otra forma de control automático, más perfecto, es a base de regular electrónicamente la velocidad de los ventiladores que, ordenado por los elementos sensibles a la temperatura, humedad, gases, etc., deciden su marcha.

Así, desde la ventilación mínima vital antes señalada, ligera pero constante en invierno, hasta la máxima posible en verano, se pasa por todos los valores intermedios, sin necesitar la intervención del hombre.

En cualquier momento, ya sea por un descenso brusco de temperatura provocado por una tormenta, de día o de noche, o bien una alza súbita del termómetro, el control automático reaccionará inmediatamente ordenando la marcha de los ventiladores para proporcionar la ventilación adecuada en aquel momento, manteniéndose por mientras duren tales circunstancias y volviendo a las anteriores, una vez haya cesado el fenómeno perturbador.

2.2.2 Elementos de un sistema de Control Automático

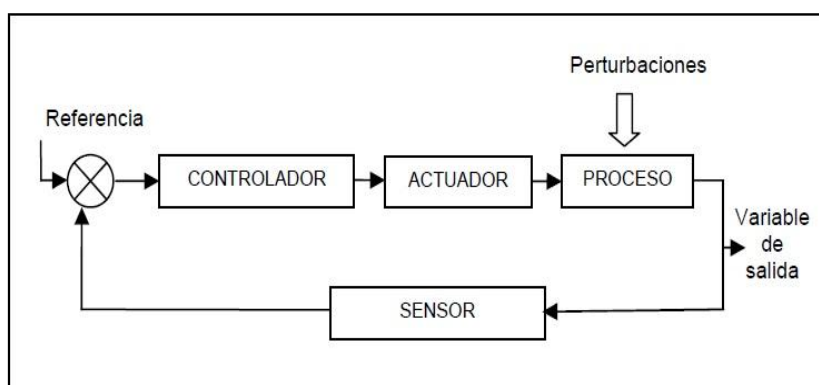


FIGURA 2.10 ELEMENTOS DE UN SISTEMA DE CONTROL AUTOMÁTICO

Así se tiene 4 elementos que conforman el sistema de control:

i. Controlador

Es aquel instrumento que compara el valor medido con el valor deseado, en base a esta comparación calcula un error (diferencia entre valor medido y deseado), para luego actuar a fin de corregir este error. Tiene por objetivo elaborar la señal de control que permita que la variable controlada corresponda a la señal de referencia.

Los controladores pueden ser de tipo manual, neumático, electrónico; los controladores electrónicos más usados son: computadoras con tarjetas de adquisición de datos, PLC (controladores lógicos programables), microcontroladores (PIC).

El tipo de controlador más común es el PLC, el cual es un equipo electrónico basado en microprocesadores, hace uso de memorias programables y regrabables (RAM), en donde se almacenan instrucciones a manera de algoritmos que van a permitir seguir una lógica de control. Contiene interfaces que le permiten manejar gran número de entradas y salidas tanto analógicas como digitales.

ii. Actuador

Es aquel equipo que sirve para regular la variable de control y ejecutar la acción de control, es conocido como elemento final de control, estos pueden ser de 3 tipos:

Actuadores eléctricos.- Son usados para posicionar dispositivos de movimientos lineales o rotacionales.

Ejemplos: motor, relé, switch, electroválvulas.

Actuadores neumáticos.- Trabajan con señales de presión, éstas señales son convertidas a movimientos mecánicos.

Ejemplo: pistones neumáticos, válvulas.

Actuadores hidráulicos.- Operan igual a los neumáticos, son usados en tareas que requieren mayor fuerza por ejemplo levantar compuertas, mover grúas, elevadores, etc. Ejemplo: Pistones hidráulicos.

iii. Proceso

Está referido al equipo que va a ser automatizado, por ejemplo puede ser una bomba, tolva, tanque, compresor, molino, intercambiador de calor, horno, secador, caldera, etc.

iv. Sensor

Es un elemento de medición de parámetros o variables del proceso. Los sensores pueden ser usados también como indicadores, para transformar la señal medida en señal eléctrica. Los sensores más comunes son los de nivel, temperatura, presencia, proximidad, flujo, presión, entre otros. Pueden ser de varios tipos:

Sensores de contacto.- Son aquellos que realizan la media en contacto directo, real y físico con el producto o materia. Ejemplo: sensores de boya para medir el nivel de un tanque, termocupla para medir temperatura, etc.

Sensores de no contacto.- Se basan en propiedades físicas de los materiales, son más exactos, pero propensos a interferencias del medio ambiente. Ejemplo: sensores ultrasónicos, sensores ópticos, etc.

Sensores digitales.- Trabajan con señales digitales, en código binario, pueden representar la codificación de una señal analógica, o también la representación de dos estados on/off. Ejemplo: sensores tipo switch.

Sensores analógicos.- Proporcionan medidas continuas, los rangos típicos son de 0 a 20 mA, 4 a 20 mA, 0 a 5v, entre otros. Ejemplo: sensores piezoresistivos.

Sensores mecánicos.- Son aquellos que traducen la acción física del elemento medido en un comportamiento mecánico, típicamente de movimiento y/o calor. Ejemplo: barómetro, termómetro de mercurio, etc.

Sensores electro-mecánicos: Este tipo de sensor emplea un elemento mecánico elástico combinado con un transductor eléctrico. Ejemplo: sensores resistivos, sensores magnéticos, etc.

CAPÍTULO 3

3. BALANCE DE CARGA TÉRMICA Y CÁLCULO DE VENTILACIÓN NECESARIA.

3.1 Introducción a Cargas Térmicas.

3.1.1 Definición.

Es la cantidad de energía que se requiere vencer en un área para mantener determinadas condiciones de temperatura para una aplicación específica

3.1.2 Cargas Térmicas en Edificaciones.

La ganancia de calor en un edificio tiene su origen en dos componentes bien definidos: ganancias de calor por envoltura (paredes y cubierta) y ganancias de calor internas (personas, luces, equipos, entre otros).

Cabe aclarar que la ganancia de calor no es igual a la carga de enfriamiento del espacio. La diferencia se debe al efecto de la radiación desde las superficies y objetos dentro del espacio, la cual fomenta el calentamiento de los mismos, calor que no es removido instantáneamente sino después de un cierto tiempo mediante el mecanismo de convección por aire circulando en el espacio.

Este tiempo de retraso en la conversión de ganancia a carga está dado por la masa y el calor específico de la construcción. Mientras mayor masa posee la estructura, el tiempo de liberación de calor será relativamente mayor. A manera de ejemplo, un cuarto con una pared de masa pesada con orientación Oeste y alta densidad de muebles, liberará el calor almacenado en horas de la noche (fenómeno denominado Isla de Calor), durante las cuales es posible que el sistema de ventilación no se encuentre operando. Por regla general, una ganancia de calor se convierte inmediatamente en carga de enfriamiento cuando es básicamente por convección su forma de transferir calor al espacio.

3.2 Características Constructivas de la Bodega.

Refiriéndonos a las prácticas de construcción del medio, es muy utilizada la pared de bloque de concreto, provista de mortero de cemento (enlucido) en su exterior e interior. Para fines de cálculo de la carga térmica de la bodega, se procede a analizar las paredes y los materiales que las componen, en este caso las paredes están compuestas de los siguientes materiales: bloque de concreto de 2 núcleos de 20 cm. de espesor, enlucido interior y exterior, y recubrimiento con pintura color blanca, además la pared este consta de 7 compuertas metálicas enrollables por donde se va a cargar y descargar el producto terminado que necesita ser almacenado.

En lo que respecta a la cubierta, la misma está conformada por planchas metálicas recubiertas con una aleación de aluminio y zinc, a este tipo de techado se lo conoce en el medio como "Stilpanel". La cubierta además consta de 40 planchas traslúcidas para iluminación natural.

3.3 Ganancia de Calor Debido a Radiación Solar (Muros y Cubierta).

El primer análisis que se debe efectuar al realizar un cálculo de carga para un determinado proyecto comienza primero verificando

las condiciones tanto de ubicación geográfica (latitud), del instante considerado (hora, mes) y finalmente, de su orientación, así como:

- Condiciones exteriores de la bodega.
- Condiciones interiores de la bodega.
- Correcciones de temperatura de acuerdo a la hora considerada.
- Correcciones de temperatura de acuerdo al mes considerado.
- Cálculo de las aportaciones solares a través de vidrio sencillo para estas Latitudes.
- Verificación de las aportaciones solares máximas a través de vidrio sencillo para Latitudes de 40° Norte para el mes de julio, para muros (164 Btu/h.ft²) y para techos (237 Btu/h.ft²) tomadas como base de acuerdo a cálculos en el manual de Carrier.
- Cálculo de la diferencia de temperatura para muros color oscuro a, 95°F(35°C) de temperatura exterior, 80.6°F (27°C) de temperatura interior y 18°F (10°C) de variación exterior en 24h mes de Enero y 0° de Latitud.
- Cálculo de la variación de temperatura exterior a las horas consideradas.

Para calcular la ganancia de calor a través de paredes y cubierta se usará la siguiente ecuación:

$$Q_p = U \times A \times (\Delta t_{eq}) \quad (1)$$

Donde:

U : Coeficiente global de transferencia de calor a través de paredes y techos.

A : Área de paredes y techos

Δt_{eq} : Diferencia equivalente de temperatura.

3.3.1 Coeficiente Global de Transferencia de Calor [U]

El coeficiente global de transferencia de calor representa la capacidad de la superficie para transferir calor.

Depende de los coeficientes convectivos individuales, (h_o y h_i , denotados así en la suposición de existir uno interno y otro externo), y de la resistencia conductiva de la superficie.

U está definida como:

$$U = \frac{1}{1/h_o} + \frac{1}{l_1/k_1} + \frac{1}{l_2/k_2} + \frac{1}{l_3/k_3} + \dots + \frac{1}{l_n/k_n} + \frac{1}{1/h_i} = \frac{1}{R_T} \quad (2)$$

Donde:

h_o : Coeficiente de convección exterior

k : Coeficiente de conductividad térmica

l_n : Espesor de cada material

h_i : Coeficiente convección interior

R_T : Suma de todas las resistencias

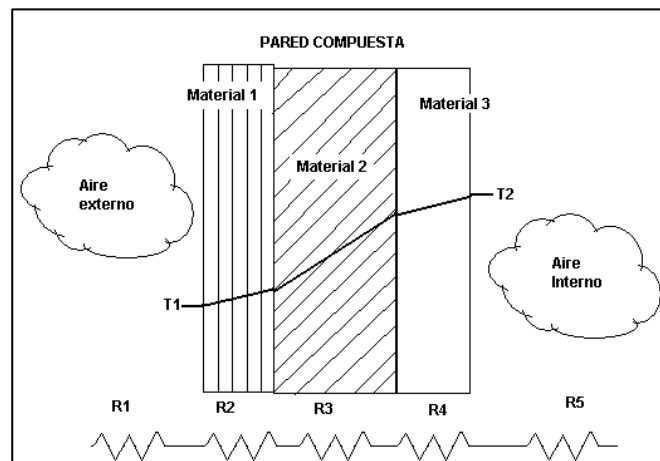


FIGURA 3.1 RESISTENCIAS TÉRMICAS DE UNA PARED COMPUESTA

Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor **para** paredes y cubierta.

Para las paredes:

Los valores de conductividad térmica (k) de los distintos materiales se pueden consultar en la Tabla A-1 que se encuentra en el Apéndice A.

Las paredes de la bodega tienen el siguiente tipo de construcción:

TABLA 1
DETALLE DE COEFICIENTES DE CONVECCIÓN, CONDUCCIÓN
Y RESISTENCIAS TÉRMICAS DE LAS PAREDES

Resistencias	Espesor (in)	k (BTU/h.Ft.°F)	h (Btu/h.Ft ² .°F)
Aire Exterior			4
Mortero de cemento	0,50	0,42	---
Bloque de concreto de 2 núcleos 20cm de espesor	7,87	0,64	---
Mortero de cemento	0,50	0,42	---
Poliestireno expandido	0,10	0,01	---
Aire Interior			1,5

Fuente: Elaboración propia

Se aplica la ecuación 2, y se tiene:

$$R_T = \frac{1}{4 \frac{Btu}{h.ft^2.°F}} + \frac{0.5/12 ft}{0.42 \frac{Btu}{h.ft.°F}} + \frac{7.87/12 ft}{0.64 \frac{Btu}{h.ft.°F}} + \frac{0.5/12 ft}{0.42 \frac{Btu}{h.ft.°F}} + \frac{1}{1.5 \frac{Btu}{h.ft^2.°F}} = 3 \frac{h.ft^2.°F}{Btu}$$

$$U_{Paredes} = \frac{1}{R_T} = \frac{1}{3 \frac{h.ft^2 \cdot ^\circ F}{Btu}} = 0.33 \frac{BTU}{h.ft^2 \cdot ^\circ F}$$

Para las compuertas metálicas en la pared este y norte:

TABLA 2
DETALLE DE COEFICIENTES DE CONVECCIÓN,
CONDUCCIÓN Y RESISTENCIA TÉRMICA DE LAS
COMPUERTAS METÁLICAS

Resistencias	Espesor (in)	k (BTU/h.Ft.°F)	h (Btu/h.Ft².°F)
Aire Exterior			4
Chapa de acero galvanizada 2 mm	0,08	4,97	
Aire Interior			1,5

Fuente: Elaboración propia

Se aplica la ecuación 2, y se tiene:

$$R_T = \frac{1}{4 \frac{Btu}{h.ft^2 \cdot ^\circ F}} + \frac{0.08/12 ft}{4.97 \frac{Btu}{h.ft \cdot ^\circ F}} + \frac{1}{1.5 \frac{Btu}{h.ft^2 \cdot ^\circ F}} = 0.92 \frac{h.ft^2 \cdot ^\circ F}{Btu}$$

$$U_{ParedesMetálicas} = \frac{1}{R_T} = \frac{1}{0.92 \frac{h.ft^2 \cdot ^\circ F}{Btu}} = 1.08 \frac{BTU}{h.ft^2 \cdot ^\circ F}$$

Para la cubierta:

EL coeficiente global de transferencia de calor para la cubierta se lo selecciona directamente del manual de Carrier (Ver Tabla A-2 Apéndice A).

Para una cubierta metálica con una capa protectora de material sintético (stilpanel), el valor del coeficiente de transferencia de calor [U] es:

$$U = 0.64 \frac{BTU}{h.ft^2.^{\circ}F}$$

Cabe recalcar que una parte de la cubierta está formada por 40 planchas traslúcidas, el coeficiente de transferencia de calor para estas planchas se selecciona de la Tabla A-3 (Apéndice A). Para planchas traslúcidas de fibra de vidrio color claro, se tiene:

$$Factor\ Solar = 0.59$$

3.3.2 Diferencia Equivalente de Temperatura.

La radiación solar y la diferencia de temperatura exterior e interior son esencialmente variables en el transcurso del día, por lo que la intensidad de flujo de calor a través de la estructura exterior es inestable. Para poder realizar este

cálculo se ha debido recurrir al Manual de Carrier, donde se expone el término conocido como Diferencia Equivalente de Temperatura, el cual se define como el resultado del flujo calorífico total a través de la estructura original por la radiación solar variable y la temperatura exterior.

La Tabla A-4 (Apéndice A) es concebida mediante cálculos de computadora usando el método de Schmidt y se ha calculado el término diferencia equivalente de temperaturas, basado en las siguientes condiciones:

- Intensidad de la radiación solar en Julio y a 40° de latitud Norte.
- Intervalo de variación de 11 °C. de la temperatura seca exterior en 24 horas.
- Temperatura máxima exterior de 35 °C. y temperatura interior de proyecto 27 °C; es decir, 8 °C. de diferencia.
- Un coeficiente de absorción de paredes y techos de 0.9. Este coeficiente de absorción es de 0.5 para las paredes de color claro y de 0.7 para las paredes de color medio.
- Las horas indicadas son horas Solares.

Como se sabe el método de Schmidt es un método gráfico que se utiliza para resolver problemas de conducción de

calor inestables y determina la distribución de temperatura y la rapidez de flujo de calor en la pared como una función del tiempo; su exactitud depende del número de aproximaciones usadas en la solución numérica.

Como las tablas donde se encuentran los valores de temperaturas equivalentes están tabuladas para Latitudes de 40° Norte, se tiene que hacer la respectiva corrección, empleando la siguiente ecuación:

$$\Delta t_{eq} = a + \Delta t_{es} + b \left(\frac{R_s}{R_m} \right) (\Delta t_{em} - \Delta t_{es}) \quad (3)$$

Donde:

Δt_{eq} : Diferencia equivalente de temperatura.

a : Corrección de temperatura cuando la variación de temperatura entre la zona exterior e interior es distinta a 15 °F.

Δt_{es} : Diferencia de temperatura exterior a la sombra.

b : Coeficiente de color del muro o pared.

R_s : Aportación solar máxima según el día, la latitud y el mes.

R_m : Aportación solar máxima a 40° de Latitud Norte en el mes de julio.

Δt_{em} : Diferencia de temperatura en la pared.

Cálculo de Diferencias Equivalentes de Temperatura

En esta sección se determinará la temperatura equivalente tanto para los muros como para la cubierta.

Para determinar el mes más crítico, es decir, el mes con mayor intensidad de radiación solar se recurre al software BLOCKLOAD que trabaja en base al Manual de Carrier. Según este software el mes más crítico es Enero específicamente a las 16:00 pm (ver figura 3.3). Se va a emplear la ecuación 3, asumiendo que el coeficiente “a” es igual a cero y el coeficiente “b” es igual a uno. Los valores de: Δt_{es} , Δt_{em} , R_s , R_m son tomados de las Tablas A-4, A-5, A-6, A-7 (Apéndice A).

Weather Properties - [Guayaquil]

Design Parameters | Design Temperatures | Design Solar | Simulation

Region: Central & South America
 Location: Ecuador
 City: Guayaquil

Latitude: -2.2 deg
 Longitude: 79.9 deg
 Elevation: 29.0 ft

Summer Design DB: 92.0 °F
 Summer Coincident WB: 76.0 °F
 Summer Daily Range: 13.3 °F

Winter Design DB: 67.0 °F
 Winter Coincident WB: 56.0 °F

Atmospheric Cleaness Number: 1.00
 Average Ground Reflectance: 0.20
 Soil Conductivity: 0.800 BTU/hr/ft/F
 Design Clg Calculation Months: Jan to Dec
 Time Zone (GMT +/-): 5.0 hours
 Daylight Savings Time: Yes No
 DST Begins: Apr 1
 DST Ends: Oct 31

Data Source: 2001 ASHRAE Handbook

OK Cancel Help

FIGURA 3.2 DATOS DEL CLIMA REFERENTE A LA CIUDAD DE GUAYAQUIL.

Weather Properties - [Guayaquil]

Design Parameters | Design Temperatures | Design Solar | Simulation

Monthly Max/Min

Month	Dry Bulb		Wet Bulb	
	Max	Min	Max	Min
ene	92.0	78.7	76.0	72.4
feb	92.0	78.7	76.0	72.4
mar	90.0	76.7	75.0	71.3
abr	88.0	74.7	74.0	70.2
may	85.0	71.7	73.0	69.1
jun	83.0	69.7	71.0	67.0
jul	82.0	68.7	70.0	65.9
ago	84.0	70.7	71.0	67.0
sep	87.0	73.7	73.0	69.1
oct	88.0	74.7	74.0	70.2
nov	89.0	75.7	75.0	71.3
dic	91.0	77.7	76.0	72.4

Hourly Detail View

Hour	ene DB	ene WB
0700	79.6	72.7
0800	80.8	73.0
0900	82.6	73.5
1000	84.6	74.0
1100	86.8	74.6
1200	88.9	75.2
1300	90.5	75.6
1400	91.6	75.9
1500	92.0	76.0
1600	91.6	75.9
1700	90.7	75.7
1800	89.2	75.3
1900	87.5	74.8
2000	85.7	74.3

OK Cancel Help

FIGURA 3.3 TEMPERATURAS MÁXIMAS Y MÍNIMAS SEGÚN EL MES DEL AÑO.

Las temperaturas equivalentes tanto para las paredes como para la cubierta están calculadas en la Tabla B-1 (Apéndice B).

3.3.3 Cálculo de Áreas.

En esta parte se realizará el cálculo de cada una de las secciones en que se divide la bodega. Esto incluye las paredes, las compuertas metálicas y la cubierta metálica junto con las planchas traslúcidas.

Cabe recalcar que tanto el área de la cubierta metálica como el de las planchas traslúcidas son áreas proyectadas, es decir, son áreas que tienen 0° de inclinación respecto al piso.

TABLA 4
DETALLE DE ÁREAS DE CADA SECCIÓN DE LA BODEGA

Sección	Área (ft ²)
Pared norte	3600
Pared sur	3954
Pared este	5216
Pared oeste	6455
7 compuertas metálicas en pared este	1239
2 compuertas metálicas en pared norte	354
Cubierta metálica	18685
Planchas traslúcidas	710

Fuente: Elaboración propia

3.3.4 Cálculo de Ganancia de Calor por Muros y Cubierta.

Este cálculo se lo realiza en base al mes con mayor intensidad de energía solar, de acuerdo a lo definido en la sección de cálculo de diferencias equivalentes de temperaturas, este mes corresponde a Enero.

Como se tiene que realizar el cálculo a la hora de mayor intensidad solar, pues se lo realizará para las horas de la tarde, para luego elegir el momento en que se produce la mayor ganancia de calor.

La Tabla C-1 (Apéndice C) muestra los cálculos de ganancia de calor por muros y cubierta.

3.4 Ganancia de Calor por Ocupantes.

En el cuerpo humano se producen transformaciones exotérmicas cuya intensidad es variable según el individuo y la actividad desarrollada. La temperatura interior más favorable a estas transformaciones es de 37 °C, con una tolerancia pequeña. El cuerpo humano es capaz de mantener esta temperatura dentro de variaciones bastantes amplias de temperatura ambiente, gracias a su facultad de expulsar hacia el exterior una cantidad más o menos importante de calor desarrollado.

El calor del cuerpo se disipa de las siguientes maneras:

- Por radiación hacia las paredes del local.
- Por convección en la piel y vías respiratorias hacia el aire ambiente.
- Por evaporación en la piel y vías respiratorias hacia el aire ambiente.

Los valores de la Tabla D-1 (Apéndice D) se han determinado basándose en la cantidad media de calor desarrollado por un hombre adulto de 68 kg. de peso, para diferentes grados de actividad y de una manera general, para una permanencia en los locales acondicionados superior a tres horas.

$$Q_{Sensible\ personas} = Factor_{calor\ sensible} \times N\acute{u}mero\ de\ personas \quad (4)$$

$$Q_{Latente\ personas} = Factor_{calor\ latente} \times N\acute{u}mero\ de\ personas \quad (5)$$

$$Q_{TOTAL\ personas} = Q_{Sensible\ personas} + Q_{Latente\ personas} \quad (6)$$

Se estima un número de 10 personas como máximo que se encontrarán laborando dentro de la bodega y con un grado de actividad medio. Se obtienen los valores de factor de calor sensible y latente a una temperatura de 82 °F. Se usan las

ecuaciones (4), (5) y (6) y se calcula el calor total debido a los ocupantes.

TABLA 4
FACTORES DE GANANCIA DE CALOR POR OCUPANTES

	Factores de calor (Btu/h)	Número de ocupantes	Calor (Btu/h)
Calor sensible (Btu/h)	190	10	1900
Calor latente (Btu/h)	560	10	5600
Total ganancia de calor debido a ocupantes			7500

Fuente: Elaboración propia

3.5 Ganancia de Calor por Iluminación.

El alumbrado constituye una fuente de calor sensible. Este calor se emite por radiación, convección y conducción. Un porcentaje de calor emitido por radiación es absorbido por los materiales que rodean el local, pudiendo también producirse estratificación de calor emitido por convección.

Las lámparas de incandescencia transforman en luz el 10% de la energía absorbida mientras que el resto se transforma en calor. Ver figura 3.4

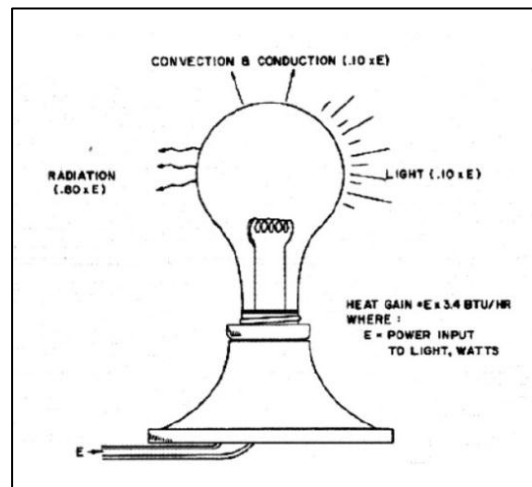


FIGURA 3.4 CONVERSIÓN DE LA ENERGÍA ELÉCTRICA EN CALOR Y LUZ EN LÁMPARAS INCANDESCENTES

Los tubos fluorescentes transforman un 25% de la energía absorbida en luz mientras que otro 25% se disipa por radiación hacia las paredes que rodean el local y el resto por convección y conducción. Debe tenerse en cuenta, además del color emitido por la reactancia o resistencia limitadora que representa un 25% de la energía absorbida por la lámpara. Ver figura 3.5

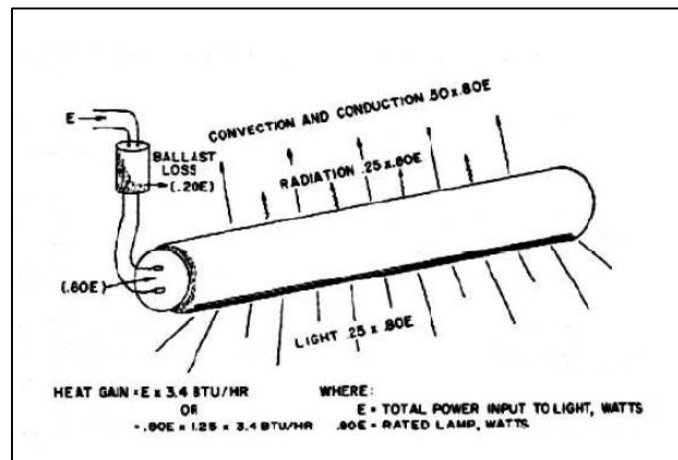


FIGURA. 3.5 CONVERSIÓN DE LA ENERGÍA ELÉCTRICA EN CALOR Y LUZ EN LAS LÁMPARAS FLUORESCENTES

El calor generado por lámparas incandescentes se lo calcula con la siguiente ecuación:

$$Q(\text{Btu} / h) = \text{Número de lámparas} \times \text{Potencia (watts)} \times 3.41 \quad (7)$$

El calor generado por lámparas fluorescentes se lo calcula, así mismo con la siguiente ecuación:

$$Q(\text{Btu} / h) = \text{Número de lámparas} \times \text{Potencia (watts)} \times 3.41 \times 1.25 \quad (8)$$

Para este caso, la bodega consta de 20 lámparas iluminarias tipo fluorescente con una potencia de 58 watts cada una, se aplica la ecuación (8) y se calcula la ganancia de calor por iluminarias.

$$Q_{\text{Iluminación}} = 4945 \text{ Btu} / h$$

3.6 Ganancia de Calor por Motores Eléctricos.

La mayor parte de los aparatos son, a la vez, fuente calor sensible y latente, los aparatos eléctricos sólo emiten calor latente en función de su utilización, mientras que, por causa de la combustión, los aparatos de gas producen calor latente suplementario. En la mayoría de los casos se produce una disminución importante de ganancias, tanto sensibles como latentes, por medio de campanas de extracción ventiladas mecánicamente y vienen concebidas.

En la bodega se tendrá un máximo de 2 montacargas eléctricos que trabajan con una potencia de 10Hp cada uno con una eficiencia del 85%. Mediante la Tabla D-2 (Apéndice D) se halla la ganancia de calor debido a los montacargas eléctricos.

$$Q_{Motores} = 2 \times 30000 = 60000 \text{ Btu} / h$$

3.7 Resumen de Balance de Carga Térmica.

En la Tabla 5 se muestra detalladamente la aportación de calor de cada de una de las variables que actúan en la bodega.

Cabe recalcar que la ganancia de calor por muros y cubierta se la seleccionó para las 16h00 ya que a esta hora según las figuras 3.2 y 3.3 es cuando existe la mayor aportación de calor.

TABLA 5
RESUMEN DE GANANCIAS TÉRMICAS

Variable	Ganancia de calor (Btu/h)
Muros y cubierta	666853.62
Ocupantes	7500.00
Iluminación	4945.00
Motores eléctricos	60000.00
Ganancia de Calor Total	739298.62

Fuente: Elaboración propia

3.8 Cálculo de Ventilación Basada en Incrementos de Calor.

La ventilación necesaria para eliminar el calor, puede calcularse a partir del incremento total de calor en Kcal/hora mediante la ecuación siguiente:

$$\frac{\text{Número de Kcal / h}}{0.288 \times \text{elevación de temperatura en } ^\circ\text{C}} = \text{Número de } \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (9)$$

Donde:

Número de Kcal / h : Ganancia de calor total

Elevación de temperatura en $^\circ\text{C}$: Diferencia entre la temperatura exterior a la sombra máxima y la temperatura interior máxima admisible.

Para la ciudad de Guayaquil la temperatura máxima a la sombra es de 32 °C mientras que la temperatura máxima admisible en el interior de la bodega es de 27 °C. Y la ganancia de calor total es de 739298.62 Btu/h [186691.6 Kcal/h].

Reemplazando estos valores en la ecuación (9) se obtiene:

$$\frac{186691.6}{0.288 \times (32 - 27)} = 129646.95 \frac{m^3}{h} [76248.72 \text{ cfm}]$$

Una vez obtenida la cantidad necesaria de ventilación se podría aplicar un factor de seguridad, con el cual se va a sobredimensionar el sistema para poder prevenir cualquier circunstancia. El factor escogido para este caso será 1.15

$$\text{Ventilación necesaria} = 76248.72 \text{ cfm} \times 1.15 = 87686.02 \text{ cfm}$$

Si se divide la cantidad de ventilación necesaria para el volumen de la bodega se obtienen aproximadamente 7.1 renovaciones de aire por hora.

Reglamento de Seguridad y Salud de los Trabajadores y Mejoramiento del Medio Ambiente de Trabajo (Decreto 2393).

En el artículo 53 denominado Condiciones Ambientales, se dice que en los locales de trabajo cerrados el suministro de aire fresco y limpio por hora y trabajador será de por lo menos de 30 metros cúbicos, salvo que se efectúe una renovación total del aire no inferior a 6 veces por hora.

La circulación de aire en los locales cerrado se procurará acondicionar de modo que los trabajadores no estén expuestos a corrientes molestas y que la velocidad no sea superior a 15 metros por minuto a temperatura normal, ni de 45 metros por minuto en ambientes calurosos.

CAPÍTULO 4

4. SELECCIÓN DE EQUIPOS, DISEÑO DE SISTEMA DE VENTILACIÓN Y CONTROL AUTOMÁTICO

En el capítulo anterior se estimó la carga térmica total en la bodega que fue de 739298.62 Btu/h, luego mediante la ecuación (9) y aplicando un factor de seguridad igual a 1.15 se calculó la cantidad de ventilación necesaria que resultó en 87686.02 cfm.

En esta sección se procederá a seleccionar los diferentes equipos que conforman un sistema de ventilación tradicional, tales como: ventiladores y louvers. De la misma manera se seleccionarán los diferentes elementos del sistema de control automático tales como: transformador, controlador, termostato y relays.

Una vez seleccionados todos los elementos y equipos se realizarán diagramas de conexión para su respectiva instalación en la bodega.

4.1 Sistema de Ventilación.

En el capítulo 2 se detalló cada uno de los sistemas de ventilación que se podrían usar con sus respectivas ventajas y desventajas, en este caso se decidió escoger el sistema de ventilación por extracción de aire debido a su simplicidad y economía.

Disposición de los extractores y las aberturas de entrada de aire

La gran variedad de construcciones existentes dificulta que se den normas fijas respecto a la disposición de los diversos equipos de ventilación.

A continuación se nombran las siguientes directrices que deberían seguirse en lo posible:

- Los extractores deben situarse diametralmente opuestos a las entradas de aire, de modo que el caudal de ventilación atraviese toda la zona contaminada.
- Los extractores se tienen que colocar cerca de los focos de contaminación para captar el aire nocivo antes que se difunda por el local.

- Se debe alejar el extractor de una ventana abierta o entrada de aire exterior, para evitar que el aire expulsado entre de nuevo al local.

Las figuras 4.1 y 4.2 ilustran los diversos casos con soluciones para lograr las recomendaciones nombradas anteriormente. Todas estas disposiciones suponen que el aire extraído se desecha y se lanza al exterior.

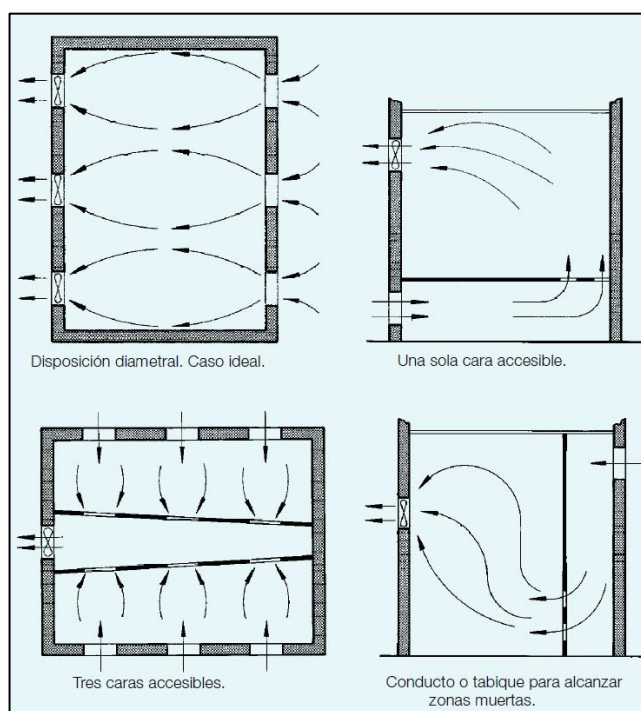


FIGURA 4.1 DISPOSICIÓN DE EQUIPOS DE EXTRACCIÓN (1)

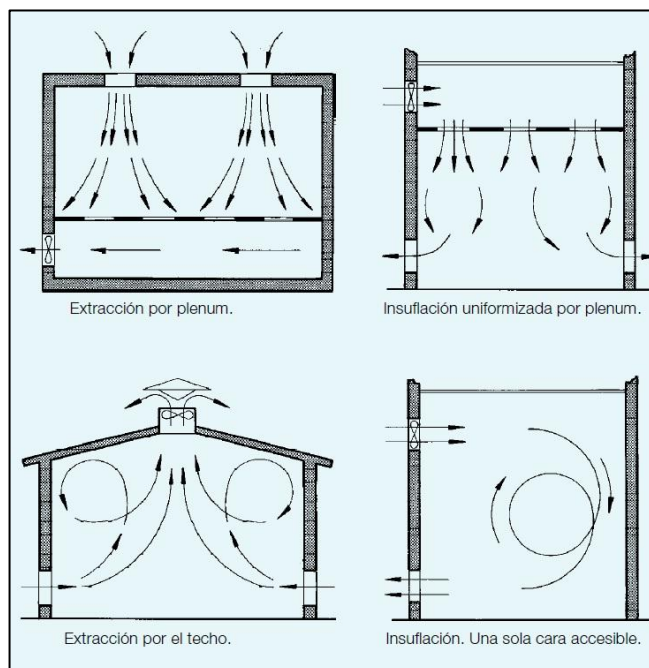


FIGURA 4.2 DISPOSICIÓN DE EQUIPOS DE EXTRACCIÓN (2)

Se selecciona el primer caso mostrado en la figura 4.1 denominado disposición diametral. Se elige este método debido a la disposición de las estanterías ubicadas dentro de la bodega.

4.1.1 Equipos para el Sistema de Ventilación

En esta parte se seleccionan los elementos que conforman el sistema de ventilación por extracción de aire como lo son los extractores y las entradas de aire (louvers) con sus respectivos filtros.

4.1.1.1 Selección de Extractores.

La selección de un extractor consiste en elegir aquel que satisfaga los requisitos de caudal y presión con que debe circular el aire, a la temperatura de operación y altitud de la instalación. Además se debe determinar el tamaño de los equipos, el número de revoluciones a las que debe girar el rotor, la potencia que debe ser entregada a su eje, el rendimiento con el que funciona, la disposición de la transmisión y el ruido generado. Los fabricantes de los extractores proporcionan la información necesaria para realizar una correcta selección.

Luego de haber determinado las variables principales, se procede a usar el software gratuito CAPS de la compañía GREENHECK FAN CORPORATION que selecciona el extractor que más se adapte a los requerimientos del proyecto.

Determinación del caudal de trabajo de los extractores

Como se necesitan 87686.02 cfm en la bodega, se procederá a dividir esta cifra según el número de extractores que se requieran colocar. La bodega ya está en funcionamiento y posee un arreglo ya determinado y éste no se lo puede cambiar, así que en función de estas variables se procederá a elegir el número de extractores.

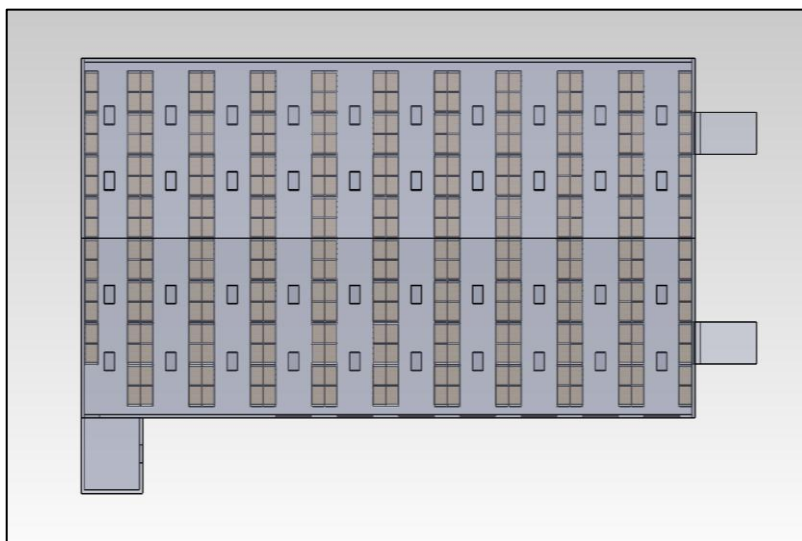


FIGURA 4.3 VISTA DE PLANTA DE LA DISPOSICIÓN DE LAS ESTANERÍAS DENTRO DE LA BODEGA

En la Figura 4.3 se muestra la disposición de las estanterías y se ve que forman corredores por donde

los montacargas cargan y descargan el producto. Como son 10 corredores en total, entonces se eligen 10 extractores para que cada uno de estos corredores esté ventilado y el producto no sufra algún tipo de desperfecto.

Partiendo de lo dicho anteriormente se obtiene el caudal de trabajo para cada extractor en aproximadamente 9000 cfm.

Se calcula la velocidad con que va a pasar el fluido a través del área de sección transversal.

$$v = \frac{Q}{A} \quad (10)$$

Donde:

Q : Caudal de aire

A : Sección transversal de corredores

Empleando la ecuación 10 se calcula la velocidad del aire por los corredores, entonces se tiene:

$$v = \frac{Q}{A} = 9000 \frac{ft^3}{min} \times \frac{1 min}{60 seg} \times \frac{1}{(3.5 \times 9.4)m^2} \times \frac{1m^3}{(3.28)^3} = 0.13 m/seg$$

Determinación de la caída de presión estática

La presión estática se la obtendrá sumando las pérdidas por recorrido del fluido dentro de la bodega y la resistencia del louver con su filtro.

Para determinar la presión estática referente al recorrido del fluido dentro de la bodega, se emplearán 2 métodos para al final seleccionar el más crítico. Como el fluido va a pasar por una sección que no es un ducto, se realizará una aproximación asumiendo que el fluido pasa por un canal abierto. Este cálculo se traduce en calcular el coeficiente de fricción para luego emplear la ecuación de Darcy Weisbach para hallar la pérdida de fricción.

$$h_f = f \times \frac{L \times v^2}{4 \times R_h \times g} \quad (11)$$

Donde:

f : Coeficiente de fricción

L : Longitud de ducto por donde pasa el fluido

R_h : Radio hidráulico

v : Velocidad del fluido

g : Gravedad

El coeficiente de fricción se lo obtiene de dos maneras, la primera es aplicando la ecuación de Manning y la segunda es aplicando el diagrama de Moody. Luego se selecciona el valor más crítico y se lo reemplaza en la ecuación de Darcy Weisbach para determinar la mayor pérdida por fricción.

Coeficiente de fricción usando la ecuación de Manning

$$C = \left(\frac{8 \times g}{f} \right)^{1/2} \approx \alpha \frac{R_h^{1/6}}{n} \quad (12)$$

Donde:

α : Coeficiente de convección exterior

n : Espesor de cada material.

R_h : Radio hidráulico

g : Valor de gravedad.

f : Factor de fricción.

Radio hidráulico:

$$R_h = \frac{\text{Área}}{\text{Perímetro mojado}} = \frac{b \times y}{2y + b} \quad (13)$$

Donde:

b : Lado más corto de la sección rectangular

y : Lado más largo de la sección rectangular

En el Apéndice E, se muestra en detalle los cálculos realizados, obteniéndose el valor de coeficiente de fricción igual a 0.01345.

Coeficiente de fricción usando el diagrama de MOODY

En este caso, se tiene que calcular primero el número de Reynolds luego la rugosidad relativa para con estos valores mediante el Diagrama de Moody (Ver Apéndice F) aproximar el coeficiente de fricción.

Número de Reynolds:

$$\text{Re} = \frac{\rho \times v \times D_h}{\mu} \quad (14)$$

Donde:

ρ : Densidad del aire a 27 °C

v : Velocidad del aire

D_h : Diámetro hidráulico

μ : Viscosidad dinámica a 27 °C

Rugosidad Relativa:

$$\text{Rugosidad relativa} = \frac{\varepsilon}{D_h} \quad (15)$$

Donde:

ε : Rugosidad del material

D_h : Diámetro hidráulico

En el Apéndice E, se muestra en detalle los cálculos realizados, obteniéndose el valor de coeficiente de fricción igual a 0.026.

Cálculo de pérdidas de presión por fricción

Una vez aplicados los dos métodos para hallar el coeficiente de fricción se procede a seleccionar el más crítico, es decir: $f = 0.026$

Por último se procede a aplicar la ecuación 11, para calcular las pérdidas por fricción:

$$h_f = 0.02 \text{ in } H_2O$$

Pérdida de presión estática debido al louver

Según manuales de especificaciones técnicas de louvers, éstos para una velocidad de circulación de aire baja (0.13 m/seg) tienen una pérdida de aproximadamente

$$h_{louver} = 0.08 \text{ in } H_2O$$

Pérdida de presión estática debido al filtro de aire

Para un filtro simple para partículas de polvo se tiene una caída de presión aproximada de:

$$h_{filtro} = 0.10 \text{ in } H_2O$$

Pérdida de presión estática total

La pérdida de presión estática total se la calcula sumando cada una de las pérdidas, de la siguiente manera:

$$h_{TOTAL} = h_f + h_{louver} + h_{filtro} \quad (16)$$

Se reemplaza los valores obtenidos en la ecuación 16, para de esta manera calcular la pérdida de presión estática total:

$$h_{TOTAL} = 0.20 \text{ in } H_2O$$

Entonces para seleccionar el extractor se tiene tanto la caída de presión estática así como el caudal:

$$h_{TOTAL} = 0.20 \text{ in } H_2O$$

$$Q = 9000 \text{ cfm (Caudal requerido para cada extractor)}$$

Usando el software CAPS se selecciona el extractor más adecuado, resultando ser el modelo SBE-2H36-10.

Model Name	Relative Cost	Operating Cost / Yr (\$)	Actual Volume (CFM)	Fan Speed (RPM)	Operating Power (hp)	Drive Loss (%)	Motor Size NEMA (hp)	Motor Size IEC (kW)	Base Fan Weight (lb)	Inlet dBA (dB)	Inlet Sones	Fast Pass	Best Lead Time
SBE-1L30	1.00	198	9,000	677	0.88	6.5	1	0.75	94	69	17.0	Yes	QD / Stock
SBE-2L30	1.17	198	9,000	677	0.88	6.5	1	0.75	100	69	17.0	Yes	3 Day
SBE-3L30	1.43	215	9,000	703	0.95	6.3	1	0.75	107	68	17.5	-	3 Day
SBE-2H30	1.17	201	9,000	894	0.89	6.4	1	0.75	100	73	22	Yes	3 Day
SBE-3H30	1.43	220	9,000	944	0.97	6.2	1	0.75	107	75	25	-	3 Day
SBE-1L36	0.88	186	9,000	470	0.75	6.9	3/4	0.55	107	64	13.6	Yes	QD / Stock
SBE-2L36	1.32	169	9,000	470	0.75	6.9	1	0.75	127	64	13.6	Yes	3 Day
SBE-3L36	1.77	181	9,000	495	0.8	6.7	1	0.75	137	63	12.4	-	3 Day
SBE-1H36	0.88	167	9,000	565	0.67	7.3	3/4	0.55	107	66	15.3	Yes	3 Day
SBE-2H36	1.32	152	9,000	565	0.67	7.3	1	0.75	127	66	15.3	Yes	3 Day
SBE-3H36	1.77	148	9,000	627	0.66	7.4	1	0.75	137	70	17.8	-	3 Day
SBE-1L42	1.17	201	9,000	380	0.89	6.4	1	0.75	146	65	13.3	Yes	3 Day
SBE-2L42	1.53	201	9,000	380	0.89	6.4	1	0.75	168	65	13.3	Yes	3 Day
SBE-3H42	2.02	135	9,000	437	0.6	7.7	1	0.75	183	65	13.5	-	3 Day
SBE-1L54	1.52	235	9,000	283	1.04	6.1	1	0.75	179	66	14.7	-	3 Day
SBE-2L54	2.09	235	9,000	283	1.04	6.1	1	0.75	209	66	14.7	-	3 Day

FIGURA 4.4 COPIA DE PANTALLA – SELECCIÓN DE EXTRACTORES EN CAPS

El extractor seleccionado tiene las siguientes características:

TABLA 6
CARACTERÍSTICAS DEL EXTRACTOR

Marca	Greenheck
Modelo	SBE-2H36-10
Caudal de trabajo	9000 cfm
Presión estática	0.20 in H ₂ O
Dimensiones de carcasa	44 x 44 in
Diámetro de aspas	36.625 in
Tipo de conexión	Por banda
Voltaje	220 V
Frecuencia	60 Hz
Número de fases	1
Temperatura de trabajo	95 °F
Peso del equipo	127 Lb
Revoluciones ventilador	565 RPM
Potencia motor	1 Hp
Revoluciones motor	1725 RPM
Ruido generado	66 dBA
Material de construcción	Acero galvanizado

Fuente: Greenheck Fan Corporation

Se selecciona el modelo SBE-2H36-10 ya que es el que más se aproxima a las recomendaciones mencionadas anteriormente. Este extractor cumple con el caudal y la presión estática requerida, tiene un tamaño justo, la conexión entre el motor y el ventilador es mediante una correa o banda para tener la posibilidad de ajustar el ventilador a otros puntos de operación, el voltaje es de 220 V que es el voltaje

que se tiene en la bodega, el motor es monofásico ya que el motor posee una potencia de 1hp, tiene un peso de 127 Lb que es maniobrable, el ventilador gira a no muy altas revoluciones lo cual se traduce en una disminución en el ruido generado y por último el material de construcción es acero galvanizado con lo cual se asegura un largo tiempo de vida de los equipos.

En la Figura 4.5 se aprecia las vistas del extractor seleccionado con las respectivas dimensiones.

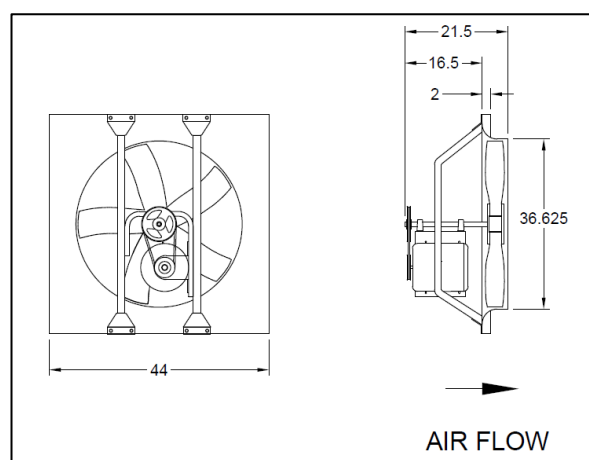


FIGURA 4.5 VISTAS DEL EXTRACTOR SELECCIONADO

La Figura 4.6 muestra la curva de operación del extractor, el punto de operación es la intersección entre la curva del sistema y la curva del extractor.

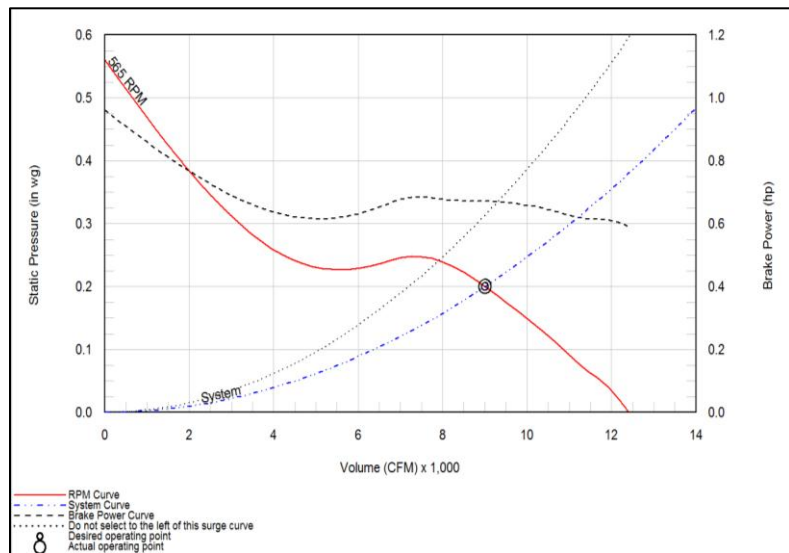


FIGURA 4.6 CURVA DE OPERACIÓN DEL EXTRACTOR SELECCIONADO

Curva de sistema

La curva del sistema es parabólica y tiene la siguiente forma:

$$P_2 = P_1 \times \left(\frac{Q_2}{Q_1} \right)^2 \quad (17)$$

Donde P_1 y Q_1 son las variables con las que se seleccionará el extractor, entonces reemplazando en la ecuación 17, se tiene:

$$P_2 = 2.469 \cdot 10^{-9} \times Q^2$$

Curva característica del extractor

La curva característica del extractor se obtiene en un laboratorio de ensayos debidamente equipado y por analistas especializados. Ello supone la sujeción a procedimientos según normalizaciones oficiales y aparatos, túneles y cámaras calibrados.

Zona de funcionamiento

Según sea el ventilador, tipo y tamaño, existe una zona de su curva característica en la que es recomendable su uso. Fuera de ella pueden producirse fenómenos que hacen aumentar desproporcionadamente el consumo disminuyendo el rendimiento, provocando un aumento intolerable del ruido e incluso produciendo flujos intermitentes de aire en sentido inverso. En este caso el fabricante recomienda seleccionar un punto de operación que

esté a la derecha de la curva de restricción, lo cual se cumple y por ende se asegura un correcto funcionamiento del extractor.

Ruido generado por los extractores

Dentro de la bodega laboran pocas personas por lo cual el ruido dentro de la misma no es un factor primordial, a pesar de esta situación a continuación se realizará un análisis del ruido total que producen los extractores.

En total van a existir 10 extractores, asumiendo que en un momento dado todos entren en funcionamiento, el ruido total se lo calcula de la siguiente manera:

$$dB_{TOTAL} = 10 \cdot \text{Log}_{10} \left(10^{\frac{X_1}{10}} + 10^{\frac{X_2}{10}} + \dots + 10^{\frac{X_n}{10}} \right) \quad (18)$$

Donde:

dB_{TOTAL} : Ruido total producido por diversas fuentes sonoras.

X_n : Valores de ruido expresados en decibelios a sumar.

En la Tabla 6 se muestra que cada extractor produce 66 dBA (decibelios ponderados), aplicando este valor en la ecuación 18, se obtiene:

$$dB_{TOTAL} = 76dB$$

4.1.1.2 Selección de Louvers

De la misma manera que se seleccionó los extractores se seleccionan los louvers, es decir, empleando el software CAPS.

Existen varios modelos de louvers cada cual para una aplicación determinada; existen louvers con aletas abatibles, con aletas fijas, louvers para inyección y para extracción. Como en la bodega se va a utilizar un sistema de extracción, se deberá emplear louvers para esta aplicación específica.

El modelo seleccionado es el GCI-402 De la empresa GREENHECK FAN CORPORATION, el cual posee las siguientes características:

TABLA 7
CARACTERÍSTICAS DEL LOUVER

Marca	Greenheck
Modelo	GCI-402
Dimensiones	55 x 55 x 4 in
Área libre	8.2 ft ²
Espesor de marco	0.081 in
Espesor de aletas	0.063 in
Material de construcción	Aluminio

Fuente: Greenheck Fan Corporation

Se debe tener en cuenta que para seleccionar el louver, el área libre debe ser mayor o igual al área de las hélices del extractor. En este caso el área libre del louver es de 8.2 ft² comparados con los 7.3 ft² de las hélices del extractor, por ende la selección está correcta.

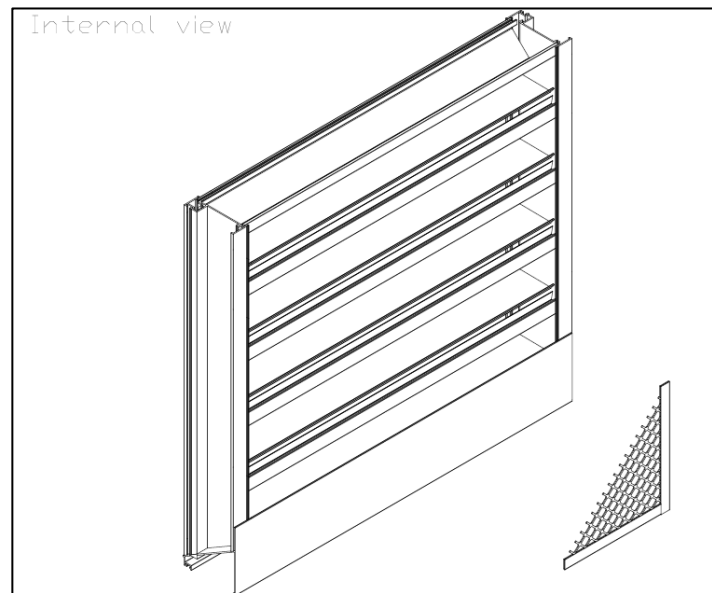


FIGURA 4.7 VISTA DEL LOUVER SELECCIONADO

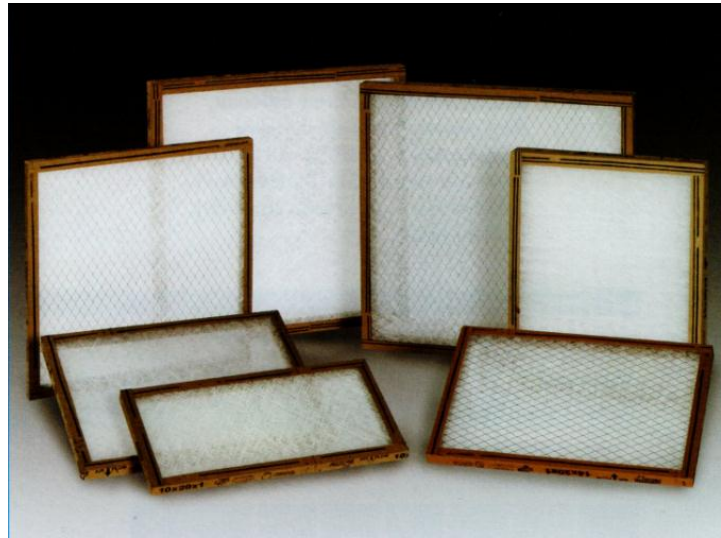
Filtros de aire

Como en la bodega se requiere que no entre polvo o alguna otra partícula por las tomas de aire (louvers) se instalarán filtros de fibra de vidrio en cada una de las aberturas.

Estos filtros cuentan con un material adhesivo de retención de polvo que fomenta la acumulación de partículas por tamaño, esto con el fin de maximizar la vida de servicio y la eficiencia del filtro.

Los filtros se pueden fabricar de tamaños personalizados.

La figura 4.8 muestra la forma que tienen los filtros seleccionados.



**FIGURA 4.8 VISTA DE LOS FILTROS
SELECCIONADOS**

4.1.2 Ubicación de Equipos de Ventilación Dentro de la Bodega

La selección de la posición de los extractores se determina en función de la distribución de las estanterías dentro de la bodega. Se colocará un extractor en cada pasillo de manera que no haya algún sitio sin ventilar.

En el Apéndice G se puede apreciar la distribución de los equipos de ventilación (louvers y extractores).

Instalación de los extractores en la pared

La Figura 4.8 muestra claramente la manera correcta de instalar el extractor, se puede apreciar que el motor debe quedar dentro de la bodega para protección del mismo y de la misma forma se aprecia la dirección del flujo de aire.

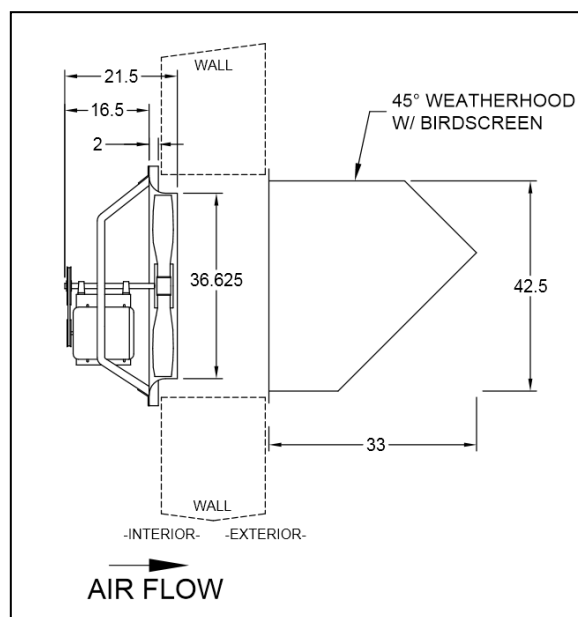


FIGURA 4.9 INSTALACIÓN DE LOS EXTRACTORES EN LA PARED

4.2 Control Automático

En el capítulo 1 se dijo que una de las restricciones para el sistema de ventilación es que los extractores no se encuentren en constante funcionamiento, sino cuando fuera necesario. En vista de este

detalle a continuación se implementará un sistema de control automático.

4.2.1 Equipos para el Control Automático.

En el capítulo 2 sección 2 se define el concepto de control automático y todos los elementos que conforman este sistema, a continuación se detalla la selección de cada uno de estos componentes con sus respectivas características.

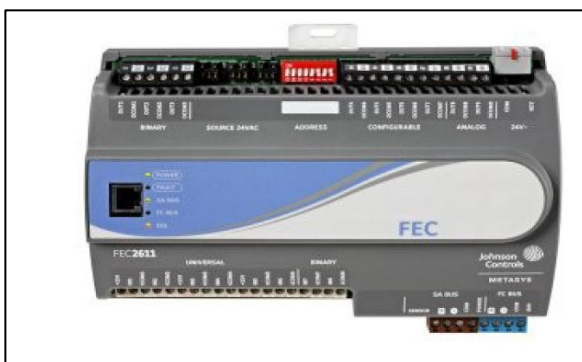
Cabe recalcar que la selección de estos dispositivos se la hizo con la ayuda del software PFM (PRESTO FOLDER MANAGER) de la compañía estadounidense JHONSON CONTROLS.

4.2.1.1 Selección de Controlador.

Para un sistema de ventilación mecánica y un control automático tipo ON/OFF o también llamado control de 2 posiciones, el controlador más adecuado es el Metasys modelo MS-FEC2611-0.

Estos controladores son diseñados para monitorear, controlar e integrar una amplia

variedad de equipos debido a su versatilidad.



**FIGURA 4.10 CONTROLADOR MODELO
MS-FEC2611-0**

A continuación se detallan tablas con las principales características de este controlador

TABLA 8
CARACTERÍSTICAS DEL CONTROLADOR

Características	Beneficios
Microprocesador 32 bits	Cumple con las especificaciones de la industria y asegura un rendimiento óptimo.
Protocolo BACnet Protocol	Permite a los controladores utilizar el protocolo estándar abierto para la construcción del sistema.
Plataforma de hardware estándar	Utiliza un diseño común en toda la línea de la familia para facilitar el cableado estandarizado.
Wireless, controlador de campo (FC), sensor, actuador (SA)	Proporciona una alternativa inalámbrica para cableados homólogos del sistema Metasys.
Bluetooth	Alternativa inalámbrica para entrar en la configuración y puesta en marcha.
Familia de productos completa	Proporciona la capacidad de satisfacer cualquier requisito de climatización.
Bucles de control automático	Para reducir el tiempo de puesta en marcha y reducir el desgaste de los dispositivos mecánicos.
Entradas universales y salidas configurables	Permiten múltiples opciones de señal de entrada y salida con mucha flexibilidad.
Display opcional para usuarios locales	Permite un constante monitoreo y capacidad de ajuste en el dispositivo local.

Fuente: Johnson Controls

TABLA 9
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL CONTROLADOR

Marca	Jhonson Controls
Modelo	MS-FEC2611-0
Voltaje de trabajo	24 VAC
Consumo de energía (sin display)	14 VA
Procesador	H8SX/166Xr Renesas microcontroller
Memoria	1 mb de memoria flash y 512 kb de memoria ram
Dimensiones	150x190x53 mm
Peso	1.1 Lb.
Temperatura de trabajo	0 a 50 °C
Temperatura de almacenamiento	-40 a 80 °C
Bus de comunicación	3 cables FC para supervisión y 4 cables SA para sensores y otros

Fuente: Johnson Controls

El controlador modelo MS-FEC2611-0 tiene las siguientes entradas y salidas:

- 6 entradas universales: definidas como 0-10 VDC, 4-20mA, 0-600 kΩ.
- 2 entradas binarias: definidas como contacto seco mantenido o pulsos contador/acumulador.

- 3 salidas binarias: definidas como 24 VAC Triac (fuente de poder interna o externa seleccionable).
- 4 salidas configurables: definidas como 0-10 VDC o 24 VAC Triac.
- 2 salidas analógicas: Definidas como 0-10 VDC o 4-20 mA.

A continuación se muestra un gráfico donde se ve con más detalle las entradas y salidas del controlador seleccionado.

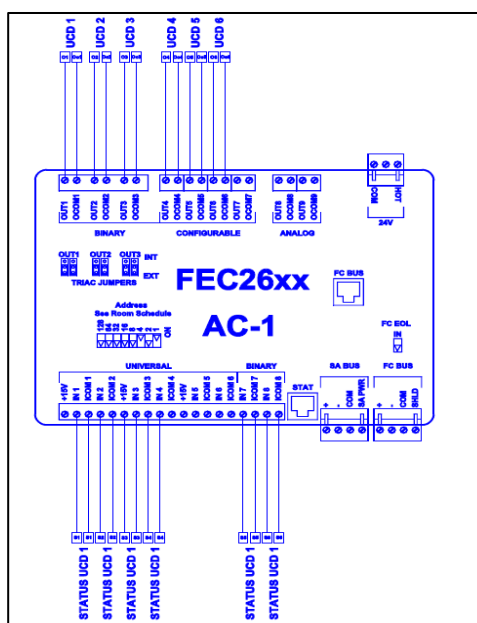


FIGURA 4.11 ENTRADAS Y SALIDAS DEL CONTROLADOR SELECCIONADO

4.2.1.2 Selección del Transformador

El siguiente elemento necesario para el sistema de control automático es el transformador, ya que las líneas de voltaje de la bodega son de 220 V, mientras que el controlador funciona con 24 V. Por ende para que el controlador pueda funcionar se hace indispensable la instalación de un transformador.

El transformador seleccionado es el modelo Y64T15-0 el cual es un producto que lo distribuye la compañía JHONSON CONTROLS.



**FIGURA 4.12 TRANSFORMADOR
MODELO Y64T15-0**

Las Tablas 10 y 11 muestran las características principales y las especificaciones técnicas del transformador seleccionado.

TABLA 10
CARACTERÍSTICAS DEL TRANSFORMADOR

Características	Beneficios
Diseño de la bobina	Mejor aislamiento en arrollamientos primario y secundario
Multi-tap en arrollamiento primario	Reduce los requisitos de almacenamiento y ofrece flexibilidad en aplicaciones
Selección de partes y carcasa	Permite flexibilidad en el montaje del dispositivo
Selección del voltaje primario	Amplio rango de requerimientos de voltaje
Código de colores	Permite simplicidad y estandarización
Fácil reposición de breakers	Elimina el tiempo de reposición y costos causados por quemaduras

Fuente: Johnson Controls

TABLA 11
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL
TRANSFORMADOR

Marca	Jhonson Controls
Modelo	Y64T15-0
Voltaje primario	120/208/240 V
Voltaje secundario	24 V
Voltiamperios	92 VA
Temperatura de trabajo	-40 a 40 °C
Temperatura de almacenamiento	-40 a 60 °C
Peso	4 Lb

Fuente: Johnson Controls

4.2.1.3 Selección de Relays

El relay actúa como el elemento actuador dentro del sistema de control automático y por ende su selección es primordial.

El relay que se selecciona pertenece a la serie CSD de interruptores de salida diseñados para detectar la corriente que fluye a través de un cable o hilo, facilitando el inicio y la parada del motor. Estos dispositivos son ideales para monitorear cargas de corriente muy pequeñas como

por ejemplo ventiladores, serpentines de calefacción y en iluminación. Estas unidades también proporcionan una salida universal de estado sólido y no requieren fuente de suministro de poder ya que son completamente auto-propulsados, ya que obtienen su poder de inducir corriente del cable o línea que está siendo monitoreado. El modelo seleccionado es el siguiente: CSD-SA1E1-1



FIGURA 4.13 RELAY MODELO CSD-SA1E1-1

Las tablas que se muestran a continuación ofrecen un detalle de las características principales y las especificaciones técnicas del relay seleccionado.

TABLA 12
CARACTERÍSTICAS DEL RELAY

Características	Beneficios
Función doble	Monitores de corriente y actuadores ON/OFF
100 % estado sólido de salida	No se mueven las piezas que puedan fallar
Insensible a la polaridad de salida	Simplifica la instalación
Pequeño tamaño	Cabe en lugares pequeños

Fuente: Johnson Controls

TABLA 13
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL RELAY

Marca	Jhonson Controls
Modelo	CSD-SA1E1-1
Rango de amperaje	1-135 A
Setpoint	Ajustable
Voltaje de salida	10 A a 260 VAC, 5 A a 30 VDC
Accionamiento de bobina	20-30 VAC/VDC, 40-85 mA máximo
Indicación LED	Sí
Calibre de cable	12-22 AWG
Voltaje de aislamiento	600 VAC rms
Temperatura de trabajo	-15 a 60 °C
Frecuencia	50/60 Hz
Dimensiones	65x65x40 mm
Peso	0.35 Lb

Fuente: Johnson Controls

4.2.1.4 Selección de sensores de temperatura

Como su nombre lo indica este dispositivo es el denominado sensor en los componentes del sistema de control automático. Este elemento se encargará de medir la temperatura en el interior de la bodega y enviar esta señal hacia el controlador para de esta manera los extractores se enciendan o apaguen según el setpoint que se seleccione.

El termostato seleccionado es el modelo TE-6341P-1.



FIGURA 4.14 TERMOSTATO MODELO TE-6314P-1

La tabla 14 muestra en detalle las especificaciones técnicas del termostato seleccionado.

TABLA 14
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL TERMOSTATO

Marca	Jhonson Controls
Modelo	TE-6314P-1
Tipo	Niquel 1k Ω
Tipo de montaje	De pared
Precisión	± 0.19 a 21 $^{\circ}\text{C}$
Coeficiente del sensor de temperatura	Aproximadamente 5.4 $\Omega/^{\circ}\text{C}$
Conexión eléctrica	22 AWG
Material de carcasa	Termoplástico rígido
Placa de montaje	Aluminio
Rango de medición	-46 a 50 $^{\circ}\text{C}$
Peso	0.2 Lb.
Dimensiones	53x79x46 mm

Fuente: Johnson Controls

Una vez escogidos los elementos de control automático se procede a seleccionar un panel con compartimientos para los controladores.



**FIGURA 4.15 PANEL PARA CONTROLADORES
MODELO PA0000001BH0**

4.2.2 Diagramas del Circuito de Control Automático

La figura 4.16 muestra la forma en que se conectarán los extractores con los controladores, de acuerdo a las entradas y salidas del controlador, se seleccionan 3 controladores; dos de ellos trabajarán con 4 extractores y el tercer controlador trabajará con 2 extractores.

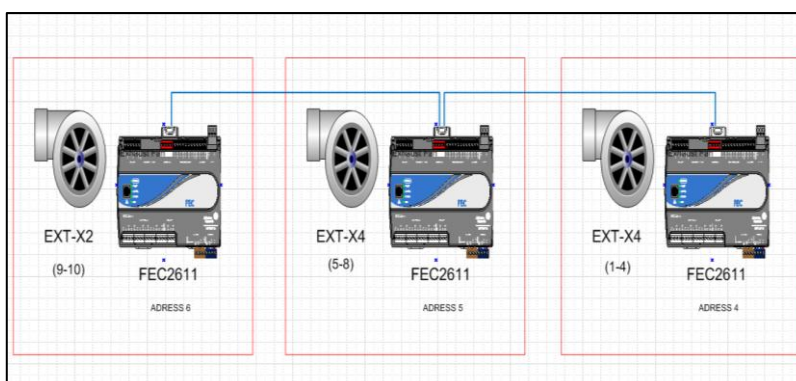


FIGURA 4.16 CONEXIÓN DE CONTROLADORES

La figura 4.17 muestra la manera en que los controladores van a ir montados en el panel.

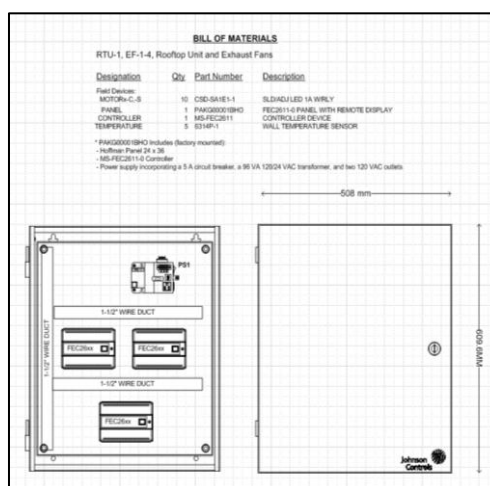


FIGURA 4.17 UBICACIÓN DE CONTROLADORES EN EL PANEL

En la sección de planos se muestra las conexión de los controladores con los extractores.

4.3 Plano de Ubicación y Conexión de Equipos de Ventilación y Control Automático.

El Plano 1 encuentra adjunto a este trabajo de tesis, en el mismo se puede apreciar de forma esquemática como va a estar conectado el sistema de ventilación con el sistema de control automático. Además en el Apéndice G, se muestra en detalle las diferentes vistas de la bodega con la disposición de los equipos de ventilación.

CAPÍTULO 5

5. ANÁLISIS DE COSTOS.

Este capítulo presenta un análisis del costo que conlleva la instalación del sistema de ventilación y control automático en la bodega, desde su diseño inicial hasta el montaje del mismo.

5.1 Costos Directos

Los costos directos son todos aquellos producidos por mano de obra, materiales y equipos, efectuados exclusivamente para la ejecución de un concepto de trabajo.

Para establecer los costos directos de la obra, se toma como referencia precios establecidos en el mercado nacional, en lo que se refiere a diseño y montaje.

Para un mejor entendimiento a continuación se presenta un detalle de los costos directos, los cuales se los ha dividido en: costos de equipos, costos de mano de obra y costos de materiales.

TABLA 15
COSTOS DE EQUIPOS

Equipos	Empresa proveedora	Modelo	Cantidad	Costo unitario, US\$.	Costo total, US\$.
VENTILACIÓN					
Extractor axial 9000 cfm, 0.2" H2O SP, 565 RPM, 1 Hp	Greenheck Fan Corporation	SBE-2H36-10	10	1,050.75	10,507.50
Louver 50" x 50" aluminio autoabatible	Greenheck Fan Corporation	GCI-402	10	725.24	7,252.40
Filtro de fibra de vidrio 24" x 24" x 1"	Centuriosa S.A.		40	7.55	302.00
CONTROL AUTOMÁTICO					
Controlador automático	Jhonson Controls	MS-FEC2611-0	3	339.69	1,019.07
Transformador	Jhonson Controls	Y64T15-0	1	46.16	46.16
Relay	Jhonson Controls	CSD-SA1E1-1	10	32.74	327.40
Sensor de temperatura	Jhonson Controls	TE-6341P-1	5	10.75	53.75
Panel para elementos de control	Jhonson Controls	PA0000001BH0	1	295.96	295.96
COSTO TOTAL EQUIPOS, US\$.					\$ 19,804.24

Fuente: Centuriosa S.A. y Jhonson Controls

TABLA 16
COSTOS DE MANO DE OBRA

Detalle de obra	Personal encargado de realizar la obra	Tiempo de ejecución de la obra (horas/trabajo)	Costo de hora/trabajo maestro o técnico principal, US\$.	Costo de hora/trabajo ayudante, US\$.	Costo total, US\$.
Boquetes para extractores	1 Maestro albañil y 1 ayudante	24	6.00	3.00	216.00
Boquetes para louvers	1 Maestro albañil y 1 ayudante	24	6.00	3.00	216.00
Instalación de extractores	1 Técnico y 1 ayudante	24	10.00	5.00	360.00
Instalación de Louvers	1 Técnico y 1 ayudante	16	10.00	5.00	240.00
Paso de cables de conexión	1 Electricista y 1 ayudante	16	10.00	4.00	224.00
Instalación de elementos de sistema de control	1 Técnico y 1 ayudante	16	12.00	6.00	288.00
Programación de sistema de control	1 Programador especializado	8	75.00	-----	600.00
COSTO TOTAL DE MANO DE OBRA, US\$.					\$ 2,144.00

Fuente: Elaboración propia

TABLA 17
COSTOS DE MATERIALES

Detalle	Cantidad	Costo Unitario, US\$.	Costo Total, US\$.
Bobina de cable 12AWG (300ft)	3	350.00	1050.00
Bobina de cable 2x22AWG (300ft)	2	250.00	500.00
Tubo EMT de 1/2 "	170	3.10	516.75
Uniones EMT 1/2"	170	0.20	33.69
Grapas EMT 1/2"	500	0.04	19.50
Cajas EMT 4X4	56	0.80	44.80
Tapa EMT para caja 4X4	56	0.30	16.80
Conectores EMT 1/2"	112	0.21	23.52
Tornillos 1X8	612	0.18	110.16
Taco Fisher F6	612	0.06	36.72
Funda BX 1/2"	10	1.70	17.00
Conectores de Funda BX 1/2"	10	0.70	7.00
COSTO TOTAL DE MATERIALES, US\$.			\$ 2,375.90

Fuente: Elaboración propia

TABLA 18
RESUMEN DE COSTOS DIRECTOS

Equipos, US\$.	\$ 19,804.24
Mano de obra, US\$.	\$ 2,144.00
Materiales, US\$.	\$ 2,375.90
COSTOS DIRECTOS TOTAL, US\$.	\$ 24,324.14

Fuente: Elaboración propia

5.2 Costos Indirectos.

Es la suma de los gastos técnico-administrativos necesarios para la realización de cualquier proceso productivo; es decir son todos aquellos gastos que se realizan para la ejecución del proyecto y que no han sido considerados como costos directos, tales como: contratar secretaria, alquiler de oficina, bodega, pagos de internet, pagos de agua potable, pagos de energía eléctrica, pagos de teléfono, artículos de limpieza, materiales de oficina, etc.

Además en esta sección se considerará el rubro por utilidad o ganancia igual al 10% de los costos directos y un rubro por imprevistos equivalente al 5% de los costos directos.

TABLA 19
RESUMEN DE COSTOS INDIRECTOS

Detalle	Unidad	Cantidad	Costo Unitario, US\$.	Costo Total, US\$.
Alquiler de oficina	mes	1	200.00	200.00
Alquiler de bodega	mes	1	100.00	100.00
Pago de agua	mes	1	15.00	15.00
Pago de luz	mes	1	15.00	15.00
Pago de teléfono	mes	1	12.00	12.00
Secretaria	mes	1	300.00	300.00
Copias	u	100	0.05	5.00
Impresiones	u	50	0.10	5.00
Varios	mes	1	100.00	100.00
Imprevistos	u	1	1,216.20	1,216.20
Utilidad	u	1	2,432.41	2,432.41
COSTOS INDIRECTOS TOTAL, US\$.				\$ 4,400.61

Fuente: Elaboración propia

5.3 Costo Total de la Obra

El precio final de la obra se lo calcula con la sumatoria de los costos directos y los costos indirectos.

TABLA 20
COSTO TOTAL DE LA OBRA

Costos directos	\$ 24,324.14
Costos indirectos	\$ 4,400.61
Costo total de la obra, US\$.	\$ 28,724.75

Fuente: Elaboración propia

CAPÍTULO 6

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

Conclusiones.

Se determinó la ganancia de calor solar dentro de la bodega usando el método de Diferencia Equivalente de Temperatura que se encuentra en el Manual de Carrier. Mediante la tabla C-1 (Apéndice C) se puede ver que la ganancia de calor comienza a aumentar desde las 2:00 pm y luego a partir de las 5:00 pm comienza a descender, obteniéndose el pico de ganancia térmica solar a las 4:00 pm el día 21 de enero.

Se calculó la cantidad de ventilación que se necesita en la bodega mediante la ecuación (9), la cual se basa en ganancia de calor.

La ventilación proporciona una renovación constante del aire dentro del local, lo cual provoca que el aire contaminado (calor) pueda salir al

exterior, asegurando de esta manera una temperatura interior aproximadamente igual a la temperatura exterior a la sombra.

Se eligió el sistema de ventilación por extracción de aire debido a su simplicidad y economía.

El número y la disposición de los extractores se los seleccionó en función del ordenamiento de las estanterías.

Para la selección de los diversos componentes del sistema de ventilación de utilizó el software CAPS de la compañía estadounidense Greenheck Fan Corporation.

Para seleccionar los extractores, primero se calculó el caudal de trabajo y luego la caída de presión estática usando dos métodos de cálculo (Ecuación de Manning y Diagrama de Moody) para finalmente seleccionar el más crítico.

Los extractores seleccionados tienen las características de ser compactos, de un buen material, económico en cuanto a consumo de energía y no muy ruidoso ya que giran a moderadas RPM.

Se seleccionaron louvers de extracción para las tomas de aire, ya que estos equipos poseen aletas que se abren cuando perciben presiones de vacío y se cierran una vez que la presión ha cesado, es decir cuando están apagados los extractores, de esta manera se estaría evitando la entrada de bichos o cualquier partícula al interior de la bodega.

Los sistemas de extracción tienen la desventaja que permiten la entrada de polvo del exterior, por lo cual para evitar estos inconvenientes se seleccionaron filtros de fibra de vidrio los cuales se colocan en cada una de las tomas de aire (louvers).

El Reglamento de Seguridad y Salud de los Trabajadores y Mejoramiento del Medio Ambiente de Trabajo (Decreto 2393), determina los límites máximos de ruido y ventilación que se necesita en un lugar de trabajo, estableciendo un máximo de 85 decibeles de ruido, un mínimo de 6 renovaciones de aire por hora y una corriente de aire con una velocidad máxima de 15 metros por minuto. La implementación del Sistema de Ventilación de la bodega arroja como resultado 76 decibeles de ruido máximo, 7.1 renovaciones de aire por hora y una velocidad del aire de 7.8 metros por minuto, por lo tanto se cumple con los límites del reglamento, asegurando de esta manera una buena condición de trabajo.

Se implementó un sistema de control automático para el sistema de ventilación de la bodega, esto se lo realizó con el fin de que los extractores funcionen solamente cuando el caso lo amerite, lo cual se traduce en un ahorro en el consumo energético; además el sistema de ventilación se convertiría en un sistema inteligente haciendo nula la intervención humana.

Se eligió un sistema de control de 2 posiciones, es decir: encendido/apagado debido a la simplicidad que representa, tanto en programación del controlador como en dispositivos extras.

La selección de los equipos de control automático se realizó con la ayuda del software PFM de la compañía Jhonson Controls.

El costo de los equipos fue proporcionado por 2 empresas locales; Centuriosa S.A. para el sistema de ventilación y Jhonson Controls para el sistema de control automático.

Recomendaciones

Las compuertas de embarque y desembarque del producto terminado deben ser abiertos sólo cuando sea necesario, para de esta manera evitar cualquier tipo de infiltración del exterior

APÉNDICES

APÉNDICES

- Apéndice A.** Coeficientes de conductividad térmica y de transferencia de calor para muros y cubierta.
- Apéndice B.** Cálculo de Diferencia Equivalente de Temperatura para muros y cubierta.
- Apéndice C.** Resultados de ganancia de calor por muros y cubierta.
- Apéndice D.** Ganancia de calor debido a ocupantes y a motores eléctricos.
- Apéndice E.** Cálculo de pérdida de presión de extractores.
- Apéndice F.** Diagrama de Moody.
- Apéndice G.** Distribución de equipos de ventilación en la bodega.

APÉNDICE A

Coeficientes De Conductividad Térmica Y De Transferencia De Calor Para Muros Y Cubierta

TABLA A-1
COEFICIENTES DE CONDUCTIVIDAD TÉRMICA PARA DIVERSOS
MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN

Descripción/composición	Propiedades típicas a 300 K		
	Densidad, ρ (kg/m ³)	Conductividad térmica, k (W/m · K)	Calor específico, c_p (J/kg · K)
Tableros de construcción			
Tablero de asbesto-cemento	1920	0.58	—
Tablero de yeso	800	0.17	—
Madera contraplacada	545	0.12	1215
Revestimiento, densidad regular	290	0.055	1300
Teja acústica	290	0.058	1340
Madera prensada	640	0.094	1170
Madera prensada, alta densidad	1010	0.15	1380
Tablero de partículas, baja densidad	590	0.078	1300
Tablero de partículas, alta densidad	1000	0.170	1300
Maderas			
Maderas duras (roble, arce)	720	0.16	1255
Maderas suaves (abeto, pino)	510	0.12	1380
Materiales de mampostería			
Mortero de cemento	1860	0.72	780
Ladrillo, común	1920	0.72	835
Ladrillo, frente	2083	1.3	—
Teja de arcilla, hueca			
1 celda de profundidad, 10 cm de espesor	—	0.52	—
3 celdas de profundidad, 30 cm de espesor	—	0.69	—
Bloque de concreto, 3 núcleos ovales			
Arena/grava, 20 cm de espesor	—	1.0	—
Ceniza agregada, 20 cm de espesor	—	0.67	—
Bloque de concreto, núcleo rectangular			
2 núcleos, 20 cm de espesor	—	1.1	—
El mismo con núcleos llenos	—	0.60	—
Materiales de emplasto			
Emplasto de cemento, arena agregada	1860	0.72	—
Revoque de yeso, arena agregada	1680	0.22	1085
Revoque de eso, vermiculita agregada	720	0.25	—

Fuente: Fundamentos de Transferencia de Calor – Incropera

TABLA A-2

COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA LA CUBIERTA

PITCHED ROOFS		CEILING										
EXTERIOR SURFACE	SHEATHING	None	3/4" Wood Panel (2)	3/8" Gypsum Board (Plaster Board) (2)	Metal Lath Plastered		3/8" Gypsum or Wood Lath Plastered		Insulating Board Plain or 1/2" Sand Agg Plastered		Acoustical Tile on Furring or 3/4" Gypsum	
					3/4" Sand Plaster (7)	3/4" Lt Plaster (3)	1/2" Sand Plaster (5)	1/2" Lt Plaster (2)	1/2" Board (2)	1" Board (4)	1/2" Tile (2)	3/4" Tile (3)
Asphalt Shingles, (2)	Bldg paper on 3/8" plywood (2)	.51	.27	.30	.32	.29	.29	.28	.22	.17	.23	.21
	Bldg paper on 2 3/8" wood sheathing (3)	.30	.23	.26	.27	.25	.25	.24	.20	.16	.21	.19
Asbestos-Cement Shingles (3) or Asphalt Roll Roofing (1)	Bldg paper on 3/8" plywood (2)	.59	.28	.34	.37	.33	.33	.31	.25	.18	.25	.22
	Bldg paper on 2 3/8" wood sheathing (3)	.45	.25	.29	.31	.28	.28	.27	.22	.17	.22	.20
Slates (8) Tile (10) or Sheet Metal (1)	Bldg paper on 3/8" plywood (2)	.64	.29	.36	.38	.34	.35	.47	.26	.19	.26	.23
	Bldg paper on 2 3/8" wood sheathing (3)	.48	.25	.29	.31	.28	.28	.27	.22	.17	.23	.20
Wood Shingles (2)	Bldg paper on 1" x 4" strips (1)	.53	.26	.31	.33	.30	.30	.28	.23	.17	.24	.21
	Bldg paper on 3/8" plywood (2)	.41	.23	.27	.29	.26	.27	.25	.21	.16	.21	.19
	Bldg paper on 2 3/8" wood sheathing (3)	.34	.21	.24	.25	.23	.23	.22	.19	.15	.19	.17

1958 ASHAE Guide

Fuente: Manual de Carrier

TABLA A-3

**COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA LAS PLANCHAS
TRASLÚCIDAS DE FIBRA DE VIDRIO**

TYPES OF GLASS OR SHADING DEVICES*	Absorptivity (a)	Reflectivity (r)	Transmissibility (t)	Solar Factor†
Ordinary Glass	.06	.08	.86	1.00
Regular Plate, 1/4"	.15	.08	.77	.94
Glass, Heat Absorbing	by mfg.	.05	(1 - .05 - a)	—
Venetian Blind, Light Color	.37	.51	.12	.56‡
Medium Color	.58	.39	.03	.65‡
Dark Color	.72	.27	.01	.75‡
Fiberglass Cloth, Off White (5.72 - 61/58)	.05	.60	.35	.48‡
Cotton Cloth, Beige (6.18 - 91/36)	.26	.51	.23	.56‡
Fiberglass Cloth, Light Gray	.30	.47	.23	.59‡
Fiberglass Cloth, Tan (7.55 - 57/29)	.44	.42	.14	.64‡
Glass Cloth, White, Golden Stripes	.05	.41	.54	.65‡
Fiberglass Cloth, Dark Gray	.60	.29	.11	.75‡
Dacron Cloth, White (1.8 - 86/81)	.02	.28	.70	.76‡
Cotton Cloth, Dark Green, Vinyl Coated (similar to roller shade)	.85	.15	.00	.88‡
Cotton Cloth, Dark Green (6.06 - 91/36)	.02	.28	.70	.76‡

*Factors for various draperies are given for guidance only since the actual drapery material may be different in color and texture; figures in parentheses are ounces per sq yd, and yarn count warp/filling. Consult manufacturers for actual values.

†Compared to ordinary glass.
‡For a shading device in combination with ordinary glass.

Fuente: Manual de Carrier

TABLA A-4

DIFERENCIA EQUIVALENTE DE TEMPERATURA A 40° LATITUD NORTE

PARA EL MES DE JULIO

EXPOSURE	WEIGHT OF WALL† (lb/sq ft)	SUN TIME																												
		AM												PM												AM				
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5					
Northeast	20	5	15	22	23	24	19	14	13	12	13	14	14	14	12	10	8	6	4	2	0	-2	-3	-4	-2					
	60	-1	-2	-2	5	24	22	20	15	10	11	12	13	14	13	12	11	10	8	6	4	2	1	0	-1					
	100	4	3	4	4	4	10	16	15	14	12	10	11	12	12	12	11	10	9	8	7	6	6	5	5					
	140	5	5	6	6	6	6	6	10	14	16	14	12	10	10	10	10	10	10	10	9	9	6	8	7	7				
East	20	1	17	30	33	36	35	32	20	12	13	14	14	14	12	10	8	6	4	2	0	-1	-2	-3	-3					
	60	-1	-1	0	21	30	31	31	19	14	13	12	13	14	13	12	11	10	8	5	4	3	1	1	0					
	100	5	5	6	8	14	20	24	25	24	20	18	16	14	14	14	13	12	11	10	9	8	7	6	6					
	140	11	10	10	9	8	9	10	15	18	19	18	17	16	14	12	13	14	14	14	13	13	12	12	12					
Southeast	20	10	6	13	19	26	27	28	26	24	19	16	15	14	12	10	8	6	4	2	0	-1	-1	-2	-2					
	60	1	1	0	13	20	24	28	26	25	21	18	15	14	13	12	11	10	8	6	5	4	3	3	2					
	100	7	7	6	6	6	11	16	17	18	19	18	16	14	13	12	11	10	8	6	5	4	3	3	2					
	140	9	8	8	8	8	7	6	11	14	15	16	18	16	15	14	13	12	12	12	11	11	10	10	9					
South	20	-1	-2	-4	1	4	14	22	27	30	28	26	20	16	12	10	7	6	3	2	1	1	0	0	-1					
	60	-1	-3	-4	-3	-2	7	12	20	24	25	26	23	20	15	12	10	8	6	4	2	1	1	0	-1					
	100	4	4	2	2	2	3	4	8	12	15	16	18	18	15	14	11	10	9	8	8	7	6	6	5					
	140	7	6	6	5	4	4	4	4	4	7	10	13	14	15	16	16	14	12	10	10	9	9	8	7					
Southwest	20	-2	-4	-4	-2	0	4	6	19	26	34	40	41	42	30	24	12	6	4	2	1	1	0	-1	-1					
	60	2	1	0	0	0	1	2	8	12	24	32	35	36	35	34	20	10	7	6	5	4	4	3	3					
	100	7	5	6	5	4	5	6	7	8	12	14	19	22	23	24	23	22	15	10	10	9	9	8	7					
	140	8	8	8	8	8	7	6	6	6	7	8	9	10	15	18	19	20	13	8	8	8	8	8	8					
West	20	-2	-3	-4	-2	0	3	6	14	20	32	40	45	48	34	22	14	8	5	2	1	0	0	-1	-1					
	60	2	1	0	0	0	2	4	7	10	19	26	34	40	41	36	28	16	10	6	5	4	3	3	2					
	100	7	7	6	6	6	6	7	8	10	12	17	20	25	28	27	26	19	14	12	11	10	9	8	8					
	140	12	11	10	9	8	8	8	9	10	10	11	12	14	16	21	22	23	22	20	18	16	15	13	13					
Northwest	20	-3	-4	-4	-2	0	3	6	10	12	19	24	33	40	37	34	18	6	4	2	0	-1	-1	-2	-2					
	60	-2	-3	-4	-3	-2	0	2	6	8	10	12	21	30	31	32	21	12	8	6	4	3	1	0	-1					
	100	5	4	4	4	4	4	4	4	4	5	6	9	12	17	20	21	22	14	8	7	7	6	6	5					
	140	8	7	6	6	6	6	6	6	6	6	6	7	8	9	10	14	18	19	20	16	13	11	10	9					
North (Shade)	20	-3	-3	-4	-3	-2	1	4	8	10	12	14	13	12	10	8	6	4	2	0	0	-1	-1	-2	-2					
	60	-3	-3	-4	-3	-2	-1	0	3	6	8	10	11	12	12	12	10	8	6	4	2	1	0	-1	-2					
	100	1	1	0	0	0	0	0	1	2	3	4	5	5	8	7	6	5	4	3	3	2	2	2	1					
	140	1	1	0	0	0	0	0	0	0	1	2	3	4	5	6	7	8	7	6	4	3	2	2	1					
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5					
		AM												PM												AM				
		SUN TIME																												

Equation: Heat Gain Thru Walls, Btu/hr = (Area, sq ft) × (equivalent temp diff) × (transmission coefficient U, Tables 21 thru 25)

*All values are for both insulated and uninsulated walls.

†For other conditions, refer to corrections on page 64.

‡"Weight per sq ft" values for common types of construction are listed in Tables 21 thru 25.

For wall constructions less than 20 lb/sq ft, use listed values of 20 lb/sq ft.

Fuente: Manual de Carrier

TABLA A-5

APORTACIÓN SOLAR MÁXIMA A 40° LATITUD NORTE

40°		Btu/(hr) (sq ft sash area)														40°	
40° NORTH LATITUDE		AM			SUN TIME								PM			40° SOUTH LATITUDE	
Time of Year	Exposure	6	7	8	9	10	11	Noon	1	2	3	4	5	6	Exposure	Time of Year	
JUNE 21	North	32	20	12	13	14	14	14	14	14	13	12	20	32	South	DEC 22	
	Northeast	118	133	112	73	30	14	14	14	14	13	12	10	6	Southeast		
	East	126	161	162	142	95	44	14	14	14	13	12	10	6	East		
	Southeast	51	88	109	111	99	71	34	14	14	13	12	10	6	Northeast		
	South	6	10	12	19	35	44	54	44	35	19	12	10	6	North		
	Southwest	6	10	12	13	14	14	34	71	99	111	109	88	51	Northwest		
West	6	10	12	13	14	14	14	44	95	142	162	161	126	West			
Northwest	6	10	12	13	14	14	14	30	73	112	133	118	118	Southwest			
Horizontal	31	82	134	179	210	232	237	232	210	179	134	82	31	Horizontal			
JULY 23 & MAY 21	North	24	14	12	13	14	14	14	14	14	13	12	14	24	South	JAN 21 & NOV 21	
	Northeast	106	127	105	66	26	14	14	14	14	13	12	10	5	Southeast		
	East	118	161	164	144	98	43	14	14	14	13	12	10	5	East		
	Southeast	54	96	119	125	110	82	42	15	14	13	12	10	5	Northeast		
	South	5	10	13	26	44	63	69	63	44	26	13	10	5	North		
	Southwest	5	10	12	13	14	15	42	82	110	125	119	96	54	Northwest		
West	5	10	12	13	14	14	14	43	98	144	164	161	118	West			
Northwest	5	10	12	13	14	14	14	26	66	105	127	106	106	Southwest			
Horizontal	24	73	126	171	203	225	233	225	203	171	126	73	24	Horizontal			
AUG 24 & APR 20	North	7	8	11	13	14	14	14	14	14	13	11	8	7	South	FEB 20 & OCT 23	
	Northeast	68	102	82	46	16	14	14	14	14	13	11	8	3	Southeast		
	East	84	147	162	145	101	45	14	14	14	13	11	8	3	East		
	Southeast	48	105	138	146	139	107	66	25	14	13	11	8	3	Northeast		
	South	3	8	24	51	89	97	102	97	89	51	24	8	3	North		
	Southwest	3	8	11	13	14	25	66	107	139	146	138	105	48	Northwest		
West	3	8	11	13	14	14	14	45	101	145	162	147	84	West			
Northwest	3	8	11	13	14	14	14	16	46	82	102	68	68	Southwest			
Horizontal	9	47	100	150	185	205	214	205	185	150	100	47	9	Horizontal			
SEPT 22 & MAR 22	North	0	5	9	12	13	13	14	13	13	12	9	5	0	South	MAR 22 & SEPT 22	
	Northeast	0	51	58	26	13	13	14	13	13	12	9	5	0	Southeast		
	East	0	116	149	139	99	45	14	13	13	12	9	5	0	East		
	Southeast	0	95	144	162	157	133	90	41	14	12	9	5	0	Northeast		
	South	0	12	44	81	110	122	140	122	110	81	44	12	0	North		
	Southwest	0	5	9	12	14	41	90	133	157	162	144	95	0	Northwest		
West	0	5	9	12	13	13	14	45	99	139	149	116	0	West			
Northwest	0	5	9	12	13	13	14	13	13	26	58	51	0	Southwest			
Horizontal	0	21	67	124	153	176	183	176	153	124	67	21	0	Horizontal			
OCT 23 & FEB 20	North	0	2	6	10	11	12	12	12	11	10	6	2	0	South	APR 20 & AUG 24	
	Northeast	0	35	33	12	11	12	12	12	11	10	6	2	0	Southeast		
	East	0	85	117	122	88	39	12	12	11	10	6	2	0	East		
	Southeast	0	81	132	161	163	144	107	63	20	10	6	2	0	Northeast		
	South	0	21	59	104	137	154	162	154	137	104	59	21	0	North		
	Southwest	0	2	6	10	20	63	107	144	163	161	132	81	0	Northwest		
West	0	2	6	10	11	12	12	39	88	122	117	85	0	West			
Northwest	0	2	6	10	11	12	12	11	12	33	35	0	0	Southwest			
Horizontal	0	8	29	64	101	123	129	123	101	64	29	8	0	Horizontal			
NOV 21 & JAN 21	North	0	0	3	7	9	10	11	10	9	7	3	0	0	South	MAY 21 & JULY 23	
	Northeast	0	0	12	7	9	10	11	10	9	7	3	0	0	Southeast		
	East	0	0	91	100	74	33	11	10	9	7	3	0	0	East		
	Southeast	0	0	109	144	156	144	116	70	27	7	3	0	0	Northeast		
	South	0	0	59	104	139	158	166	158	139	104	59	0	0	North		
	Southwest	0	0	3	7	27	70	116	144	156	144	109	0	0	Northwest		
West	0	0	3	7	9	10	11	33	74	100	91	0	0	West			
Northwest	0	0	3	7	9	10	11	10	9	7	12	0	0	Southwest			
Horizontal	0	0	16	43	73	92	103	92	73	43	16	0	0	Horizontal			
DEC 22	North	0	0	2	6	9	10	10	10	9	6	2	0	0	South	JUNE 21	
	Northeast	0	0	7	6	9	10	10	10	9	6	2	0	0	Southeast		
	East	0	0	72	86	68	31	10	10	9	6	2	0	0	East		
	Southeast	0	0	88	134	148	142	115	73	30	7	2	0	0	Northeast		
	South	0	0	51	99	134	158	165	158	134	99	51	0	0	North		
	Southwest	0	0	2	7	30	73	115	142	148	134	88	0	0	Northwest		
West	0	0	2	6	9	10	10	31	68	86	72	0	0	West			
Northwest	0	0	2	6	9	10	10	10	9	6	7	0	0	Southwest			
Horizontal	0	0	8	32	55	76	85	76	55	32	8	0	0	Horizontal			

Fuente: Manual de Carrier

TABLA A-6

APORTACIÓN SOLAR MÁXIMA A 0° LATITUD SUR

0°		Btu/(hr) (sq ft sash area)														0°	
0° NORTH LATITUDE		AM						SUN TIME						PM		0° SOUTH LATITUDE	
Time of Year	Exposure	6	7	8	9	10	11	Noon	1	2	3	4	5	6	Exposure	Time of Year	
JUNE 21	North	0	45	65	74	78	80	82	80	78	74	65	45	0	South	DEC 22	
	Northeast	0	119	156	154	133	95	53	20	14	13	11	6	0	Southeast		
	East	0	116	147	135	93	43	14	14	14	13	11	6	0	East		
	Southeast	0	37	42	27	15	14	14	14	14	13	11	6	0	Northeast		
	South	0	6	11	13	14	14	14	14	14	13	11	6	0	North		
	Southwest	0	6	11	13	14	14	14	14	15	27	42	37	0	Northwest		
JULY 23 & MAY 21	West	0	6	11	13	14	14	14	43	93	135	147	116	0	West	JAN 21 & NOV 21	
	Northwest	0	6	11	13	14	20	53	95	133	154	156	119	0	Southwest		
	Horizontal	0	28	87	147	191	217	226	217	191	147	87	28	0	Horizontal		
	North	0	37	54	61	65	66	67	66	65	61	54	37	0	South		
	Northeast	0	118	153	150	124	86	43	16	14	13	11	6	0	Southeast		
	East	0	121	152	139	96	43	14	14	14	13	11	6	0	East		
AUG 24 & APR 20	Southeast	0	46	52	36	18	14	14	14	14	13	11	6	0	Northeast	FEB 20 & OCT 23	
	South	0	6	11	13	14	14	14	14	14	13	11	6	0	North		
	Southwest	0	6	11	13	14	14	14	14	18	36	52	46	0	Northwest		
	West	0	6	11	13	14	14	14	43	96	139	152	121	0	West		
	Northwest	0	6	11	13	14	16	43	86	124	150	153	118	0	Southwest		
	Horizontal	0	29	91	151	195	223	233	223	195	151	91	29	0	Horizontal		
SEPT 22 & MAR 22	North	0	17	28	31	33	34	34	33	31	28	17	0	South	MAR 22 & SEPT 22		
	Northeast	0	110	141	133	102	61	24	14	14	13	12	6	0		Southeast	
	East	0	129	163	148	103	46	14	14	14	13	12	6	0		East	
	Southeast	0	67	79	65	35	15	14	14	14	13	12	6	0		Northeast	
	South	0	6	12	13	14	14	14	14	14	13	12	6	0		North	
	Southwest	0	6	12	13	14	14	14	15	35	65	79	67	0		Northwest	
OCT 23 & FEB 20	West	0	6	12	13	14	14	14	46	103	148	163	129	0	West	APR 20 & AUG 24	
	Northwest	0	6	12	13	14	14	24	61	102	133	141	110	0	Southwest		
	Horizontal	0	31	97	150	206	234	245	234	206	150	97	31	0	Horizontal		
	North	0	6	12	13	14	14	14	14	14	13	12	6	0	South		
	Northeast	0	67	79	65	35	15	14	14	14	13	12	6	0	Southeast		
	East	0	129	163	148	103	46	14	14	14	13	12	6	0	East		
NOV 21 & JAN 21	Southeast	0	110	141	133	102	61	24	14	14	13	12	6	0	Northeast	MAY 21 & JULY 23	
	South	0	17	28	31	33	34	34	33	31	28	17	0	North			
	Southwest	0	6	12	13	14	14	24	61	102	133	141	110	0	Northwest		
	West	0	6	11	13	14	14	14	43	96	139	152	121	0	West		
	Northwest	0	6	11	13	14	14	14	14	18	36	52	46	0	Southwest		
	Horizontal	0	29	91	151	195	223	233	223	195	151	91	29	0	Horizontal		
DEC 22	North	0	6	11	13	14	14	14	14	14	13	11	6	0	South	JUNE 21	
	Northeast	0	37	42	27	15	14	14	14	14	13	11	6	0	Southeast		
	East	0	116	147	135	93	43	14	14	14	13	11	6	0	East		
	Southeast	0	119	156	154	133	95	53	20	14	13	11	6	0	Northeast		
	South	0	45	65	74	78	80	82	80	78	74	65	45	0	North		
	Southwest	0	6	11	13	14	14	20	53	95	133	154	156	119	0		Northwest
Solar Gain Correction	Steel Sash, or No Sash × 1/.85 or 1.17	Haze - 15% (Max.)			Altitude + 0.7% per 1000 Ft			Dewpoint Decrease From 67 F + 7% per 10 F			Dewpoint Increase From 67 F - 7% per 10 F			South Lat. Dec. or Jan. + 7%			

Bold Face Values — Monthly Maximums Boxed Values — Yearly maximums

Fuente: Manual de Carrier

TABLA A-7

**DIFERENCIA EQUIVALENTE DE TEMPERATURA PARA LA CUBIERTA A 40°
LATITUD NORTE PARA EL MES DE JULIO.**

CONDI- TION	WEIGHT OF ROOF† (lb/sq ft)	SUN TIME																								
		AM										PM										AM				
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	
Exposed to Sun	10	-4	-6	-7	-5	-1	7	15	24	32	38	43	46	45	41	35	28	22	16	10	7	3	1	-1	-3	
	20	0	-1	-2	-1	2	9	16	23	30	36	41	43	43	40	35	30	25	20	15	12	8	6	4	2	
	40	4	3	2	3	6	10	16	23	28	33	38	40	41	39	35	32	28	24	20	17	13	11	9	6	
	60	9	8	6	7	8	11	16	22	27	31	35	38	39	38	36	34	31	28	25	22	18	16	13	11	
80	13	12	11	11	12	13	16	22	26	28	32	35	37	37	35	34	34	32	30	27	23	20	18	14		
Covered with Water	20	-5	-2	0	2	4	10	16	19	22	20	18	16	14	12	10	6	2	1	1	-1	-2	-3	-4	-5	
	40	-3	-2	-1	-1	0	5	10	13	15	15	16	15	15	14	12	10	7	5	3	1	-1	-2	-3	-3	
	60	-1	-2	-2	-2	-2	2	5	7	10	12	14	15	16	15	14	12	10	8	6	4	3	2	1	0	
Sprayed	20	-4	-2	0	2	4	8	12	15	18	17	16	15	14	12	10	6	2	1	0	-1	-2	-2	-3	-3	
	40	-2	-2	-1	-1	0	2	5	9	13	14	14	14	14	13	12	9	7	5	3	1	0	0	-1	-1	
	60	-1	-2	-2	-2	-2	0	2	5	8	10	12	13	14	13	12	11	10	8	6	4	2	1	0	-1	
Shaded	20	-5	-5	-4	-2	0	2	6	9	12	13	14	13	12	10	8	5	2	1	0	-1	-3	-4	-5	-5	
	40	-5	-5	-4	-3	-2	0	2	5	8	10	12	13	12	11	10	8	6	4	2	0	-1	-3	-4	-5	
	60	-3	-3	-2	-2	-2	-1	0	2	4	6	8	9	10	10	10	9	8	6	4	2	1	0	-1	-2	
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	
		AM										PM										AM				
		SUN TIME																								

Equation: Heat Gain Thru Roofs, Btu/hr = (Area, sq ft) × (equivalent temp diff) × (transmission coefficient U, Tables 27 or 28)

*With attic ventilated and ceiling insulated roofs, reduce equivalent temp diff 25%.
For peaked roofs, use the roof area projected on a horizontal plane.

†For other conditions, refer to corrections below and on page 64.

‡"Weight per sq ft" values for common types of construction are listed in Tables 27 or 28.

Fuente: Manual de Carrier

APÉNDICE B

Cálculo de Diferencia Equivalente de Temperatura para muros y cubierta

TABLA B-1

**CÁLCULO DE DIFERENCIAS EQUIVALENTES DE TEMPERATURA PARA MUROS Y CUBIERTA PARA EL MES DE ENERO
A 0° LATITUD SUR**

Sección	HORA SOLAR									
	2:00 PM		3:00 PM		4:00 PM		5:00 PM		6:00 PM	
Pared norte	$\Delta t_{es}=6\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{eq}=6\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{es}=8\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{eq}=8\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{es}=10\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{eq}=10\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{es}=11\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{eq}=11\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{es}=12\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{eq}=12\text{ }^{\circ}\text{F}$
	$\Delta t_{em}=6\text{ }^{\circ}\text{F}$		$\Delta t_{em}=8\text{ }^{\circ}\text{F}$		$\Delta t_{em}=10\text{ }^{\circ}\text{F}$		$\Delta t_{em}=11\text{ }^{\circ}\text{F}$		$\Delta t_{em}=12\text{ }^{\circ}\text{F}$	
	$R_s=14\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_s=14\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_s=14\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_s=14\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_s=14\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$	
	$R_m=24\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_m=24\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_m=24\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_m=24\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_m=24\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$	
Pared sur	$\Delta t_{es}=6\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{eq}=23.5\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{es}=8\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{eq}=24.5\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{es}=10\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{eq}=25.5\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{es}=11\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{eq}=22.7\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{es}=12\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{eq}=19.8\text{ }^{\circ}\text{F}$
	$\Delta t_{em}=24\text{ }^{\circ}\text{F}$		$\Delta t_{em}=25\text{ }^{\circ}\text{F}$		$\Delta t_{em}=26\text{ }^{\circ}\text{F}$		$\Delta t_{em}=23\text{ }^{\circ}\text{F}$		$\Delta t_{em}=20\text{ }^{\circ}\text{F}$	
	$R_s=67\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_s=67\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_s=67\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_s=67\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_s=67\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$	
	$R_m=69\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_m=69\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_m=69\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_m=69\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_m=69\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$	
Pared este	$\Delta t_{es}=6\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{eq}=13.4\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{es}=8\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{eq}=12.6\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{es}=10\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{eq}=11.85\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{es}=11\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{eq}=12.8\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{es}=12\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{eq}=13.9\text{ }^{\circ}\text{F}$
	$\Delta t_{em}=14\text{ }^{\circ}\text{F}$		$\Delta t_{em}=13\text{ }^{\circ}\text{F}$		$\Delta t_{em}=12\text{ }^{\circ}\text{F}$		$\Delta t_{em}=13\text{ }^{\circ}\text{F}$		$\Delta t_{em}=14\text{ }^{\circ}\text{F}$	
	$R_s=152\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_s=152\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_s=152\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_s=152\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_s=152\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$	
	$R_m=164\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_m=164\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_m=164\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_m=164\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_m=164\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$	
Pared oeste	$\Delta t_{es}=6\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{eq}=11.56\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{es}=8\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{eq}=18.2\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{es}=10\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{eq}=24.8\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{es}=11\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{eq}=32.3\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{es}=12\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{eq}=37.9\text{ }^{\circ}\text{F}$
	$\Delta t_{em}=10\text{ }^{\circ}\text{F}$		$\Delta t_{em}=19\text{ }^{\circ}\text{F}$		$\Delta t_{em}=26\text{ }^{\circ}\text{F}$		$\Delta t_{em}=34\text{ }^{\circ}\text{F}$		$\Delta t_{em}=40\text{ }^{\circ}\text{F}$	
	$R_s=152\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_s=152\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_s=152\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_s=152\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_s=152\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$	
	$R_m=164\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_m=164\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_m=164\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_m=164\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_m=164\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$	
Cubierta metálica	$\Delta t_{es}=12\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{eq}=30\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{es}=13\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{eq}=36\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{es}=14\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{eq}=41\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{es}=13\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{eq}=40\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{es}=12\text{ }^{\circ}\text{F}$	$\Delta t_{eq}=41\text{ }^{\circ}\text{F}$
	$\Delta t_{em}=30\text{ }^{\circ}\text{F}$		$\Delta t_{em}=36\text{ }^{\circ}\text{F}$		$\Delta t_{em}=41\text{ }^{\circ}\text{F}$		$\Delta t_{em}=40\text{ }^{\circ}\text{F}$		$\Delta t_{em}=39\text{ }^{\circ}\text{F}$	
	$R_s=233\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_s=233\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_s=233\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_s=233\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_s=233\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$	
	$R_m=233\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_m=233\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_m=233\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_m=233\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$		$R_m=233\text{ Btu/h. }^{\circ}\text{F}$	

FUENTE: Elaboración propia

APÉNDICE C

Resultados de ganancia de calor por muros y cubierta

TABLA C-1

GANANCIA DE CALOR TOTAL POR MUROS Y CUBIERTA PARA EL MES DE ENERO PARA CADA HORA DE LA TARDE

Sección	Área (ft ²)	Factor U (Btu/h.ft ² .°F)	Diferencia equivalente de temperatura (°F)					Ganancia de Calor según hora solar (Btu/h)				
			2:00 PM	3:00 PM	4:00 PM	5:00 PM	6:00 PM	2:00 PM	3:00 PM	4:00 PM	5:00 PM	6:00 PM
Pared norte	3954	0.33	6	8	10	11	12	7828.92	10438.56	13048.20	14353.02	15657.84
Pared sur	3954	0.33	23.5	24.5	25.5	22.7	19.8	30663.27	31968.09	33272.91	29619.41	25835.436
Pared este	5216	0.33	13.4	12.6	11.85	12.8	13.9	23065.15	21688.13	20397.17	22032.38	23925.792
Pared oeste	6455	0.33	11.56	18.2	24.8	32.3	37.9	24624.53	38768.73	52827.72	68803.85	80732.685
7 compuertas metálicas en pared este	1239	1.08	13.4	12.6	11.85	12.8	13.9	17930.81	16860.31	15856.72	17127.94	18599.868
2 compuertas metálicas en pared norte	354	1.08	6	8	10	11	12	2293.92	3058.56	3823.20	4205.52	4587.84
Cubierta metálica	18655	0.64	30	36	41	40	39	358176.00	429811.20	489507.20	477568.00	465628.8
Planchas traslúcidas factor solar=0,59	710	Ganancia de calor para planchas traslúcidas= Radiación solar según la hora y latitud*Area*factor solar					87969	68280.7	38120.5	12148.1	0	
GANANCIA DE CALOR TOTAL POR MUROS Y CUBIERTA PARA CADA HORA DE LA TARDE								552551.60	620874.28	666853.62	645858.22	634968.26
FUENTE: Elaboración propia												

APÉNDICE D

Ganancia de calor debido a ocupantes y a motores eléctricos

TABLA D-1

GANANCIA DE CALOR DEBIDO A OCUPANTES

DEGREE OF ACTIVITY	TYPICAL APPLICATION	Metabolic Rate (Adult Male) Btu/hr	Average Adjusted Metabolic Rate* Btu/hr	ROOM DRY-BULB TEMPERATURE									
				82 F		80 F		78 F		75 F		70 F	
				Btu/hr		Btu/hr		Btu/hr		Btu/hr		Btu/hr	
				Sensible	Latent	Sensible	Latent	Sensible	Latent	Sensible	Latent	Sensible	Latent
Seated at rest	Theater, Grade School	390	350	175	175	195	155	210	140	230	120	260	90
Seated, very light work	High School	450	400	180	220	195	205	215	185	240	160	275	125
Office worker	Offices, Hotels, Apts., College	475	450	180	270	200	250	215	235	245	205	285	165
Standing, walking slowly	Dept., Retail, or Variety Store	550											
Walking, seated	Drug Store	550	500	180	320	200	300	220	280	255	245	290	210
Standing, walking slowly	Bank	550											
Sedentary work	Restaurant†	500	550	190	360	220	330	240	310	280	270	320	230
Light bench work	Factory, light work	800	750	190	560	220	530	245	505	295	455	365	385
Moderate dancing	Dance Hall	900	850	220	630	245	605	275	575	325	525	400	450
Walking, 3 mph	Factory, fairly heavy work	1000	1000	270	730	300	700	330	670	380	620	460	540
Heavy work	Bowling Alley‡, Factory	1500	1450	450	1000	465	985	485	965	525	925	605	845

*Adjusted Metabolic Rate is the metabolic rate to be applied to a mixed group of people with a typical percent composition based on the following factors:
 Metabolic rate, adult female = Metabolic rate, adult male × 0.85
 Metabolic rate, children = Metabolic rate, adult male × 0.75

†Restaurant—Values for this application include 60 Btu per hr for food per individual (30 Btu sensible and 30 Btu latent heat per hr).

‡Bowling—Assume one person per alley actually bowling and all others sitting, metabolic rate 400 Btu per hr; or standing, 550 Btu per hr.

Fuente: Manual de Carrier

TABLA D-2

GANANCIA DE CALOR DEBIDA A MOTORES ELÉCTRICOS

NAMEPLATE† OR BRAKE HORSEPOWER	FULL LOAD MOTOR EFFICIENCY PERCENT	LOCATION OF EQUIPMENT WITH RESPECT TO CONDITIONED SPACE OR AIR STREAM‡		
		Motor In - Driven Machine in	Motor Out - Driven Machine in	Motor In - Driven Machine out
		$\frac{HP \times 2545}{\% \text{ Eff}}$	HP × 2545	$\frac{HP \times 2545 (1 - \% \text{ Eff})}{\% \text{ Eff}}$
Btu per Hour				
1/20	40	320	130	190
1/12	49	430	210	220
1/8	55	580	320	260
1/4	60	710	430	280
3/4	64	1,000	640	360
1/2	66	1,290	850	440
3/4	70	1,820	1,280	540
1	72	2,680	1,930	730
1 1/2	79	3,220	2,540	680
2	80	4,770	3,820	950
3	80	6,380	5,100	1,280
5	81	9,450	7,650	1,800
7 1/2	82	15,600	12,800	2,800
10	85	22,500	19,100	3,400
15	85	30,000	25,500	4,500
20	86	44,500	38,200	6,300
25	87	58,500	51,000	7,500
30	88	72,400	63,600	8,800
40	89	85,800	76,400	9,400
50	89	115,000	102,000	13,000
60	89	143,000	127,000	16,000
75	89	172,000	153,000	19,000
100	90	212,000	191,000	21,000
125	90	284,000	255,000	29,000
150	90	354,000	318,000	36,000
200	91	420,000	382,000	38,000
250	91	560,000	510,000	50,000
300	91	700,000	636,000	64,000

*For intermittent operation, an appropriate usage factor should be used, preferably measured.

†If motors are overloaded and amount of overloading is unknown, multiply the above heat gain factors by the following maximum service factors:

Maximum Service Factors

Fuente: Manual de Carrier, 1980

APÉNDICE E

Cálculo de pérdida de presión de extractores

CÁLCULO DE COEFICIENTE DE FRICCIÓN

Primer Método:

Ecuación de Manning

$$C = \left(\frac{8 \times g}{f} \right)^{1/2} \approx \alpha \frac{R_h^{1/6}}{n}$$

Donde:

α : Coeficiente de convección exterior. = 1

n : Factor de rugosidad del material. = 0.014 (Hormigón sin acabado)

R_h : Radio hidráulico

g : Valor de gravedad.

f : Factor de fricción.

Cálculo de radio hidráulico:

$$R_h = \frac{\text{Área}}{\text{Perímetro mojado}} = \frac{b \times y}{2y + b}$$

Donde:

b : Lado más corto de la sección rectangular = 3.5 metros.

y : Lado más largo de la sección rectangular = 10 metros.

$$R_h = \frac{3.5 \times 10}{2 \times 10 + 3.5} = 1.49 \text{ metros}$$

Entonces, el factor de fricción se lo despeja de la ecuación 12 y se reemplaza, así:

$$f \approx \frac{8 \times g}{\left(\alpha \frac{R_h^{1/6}}{n} \right)^2} = \frac{8 \times 9.8}{\left(1 \frac{1.49^{1/6}}{0.014} \right)^2} = 0.01345$$

Segundo Método:

Diagrama de Moody

Número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho \times v \times D_h}{\mu}$$

Donde:

ρ : Densidad del aire a 27 °C = 1.17 Kg/m³.

v : Velocidad del aire = 0.13 m/seg.

D_h : Diámetro hidráulico = 2.96 metros.

μ : Viscosidad dinámica a 27 °C = 1.835*10⁻⁵ Ns/m²

Se reemplazan los valores en la ecuación 14 y obtenemos:

$$Re = \frac{1.17 \times 0.13 \times 2.96}{1.835 \times 10^{-5}} = 24534$$

Una vez obtenido el número de Reynolds se procede a calcular la rugosidad relativa, usando la siguiente ecuación:

$$\text{Rugosidad relativa} = \frac{\varepsilon}{D_h}$$

Donde:

ε : Rugosidad del material = 2mm (Hormigón)

D_h : Diámetro hidráulico = 2.98 metros.

Reemplazamos los valores en la ecuación 15 y obtenemos:

$$\text{Re} = 24534 \quad \text{y} \quad \frac{\varepsilon}{D_h} = 0.0007$$

Con estos dos valores se procede a utilizar el DIAGRAMA DE MOODY, para finalmente hallar el factor de fricción (ver Apéndice F), obteniéndose el valor de:

$$f = 0.026$$

Pérdida de presión por fricción

Una vez aplicados los dos métodos para hallar el coeficiente de fricción se procede a seleccionar el más crítico, es decir: $f = 0.026$

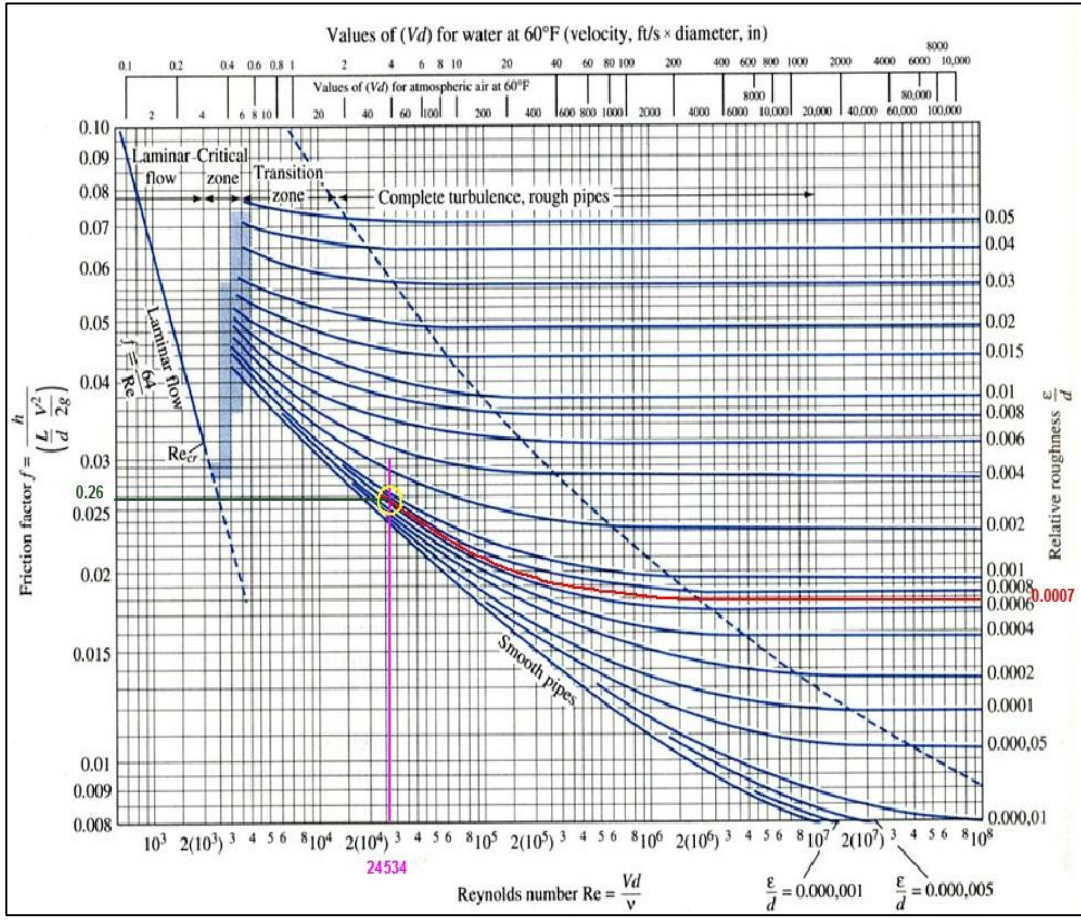
Por último se procede a aplicar la ecuación de DARCY Weisbach, para calcular las pérdidas por fricción:

$$h_f = f \times \frac{L \times v^2}{4 \times R_h \times g}$$

$$h_f = 0.026 \times \frac{30 \times 0.2^2}{4 \times 1.48 \times 9.8} = 0.00054 \text{ m } H_2O = 0.02 \text{ in } H_2O$$

APÉNDICE F

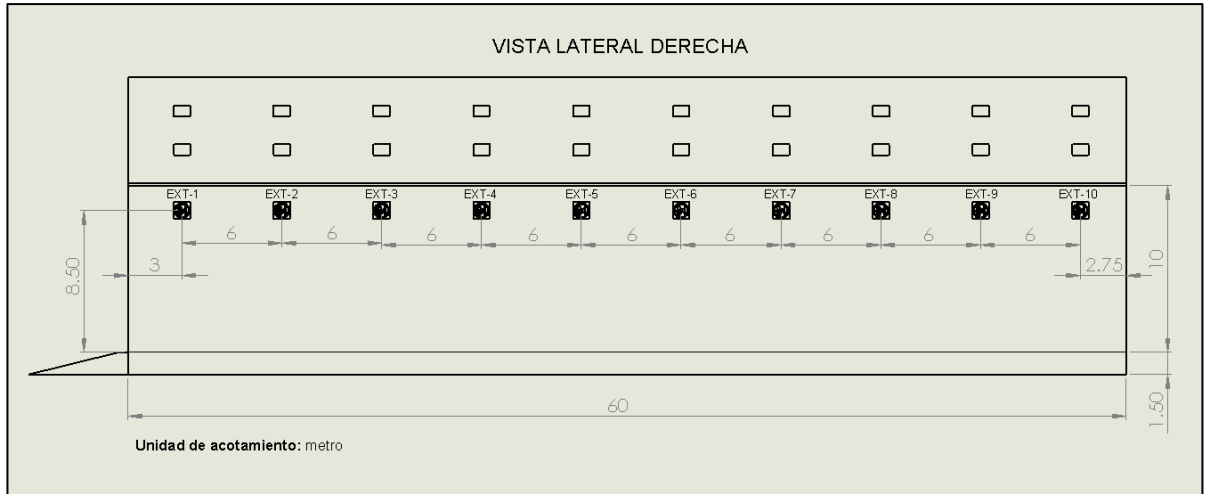
Diagrama de Moody



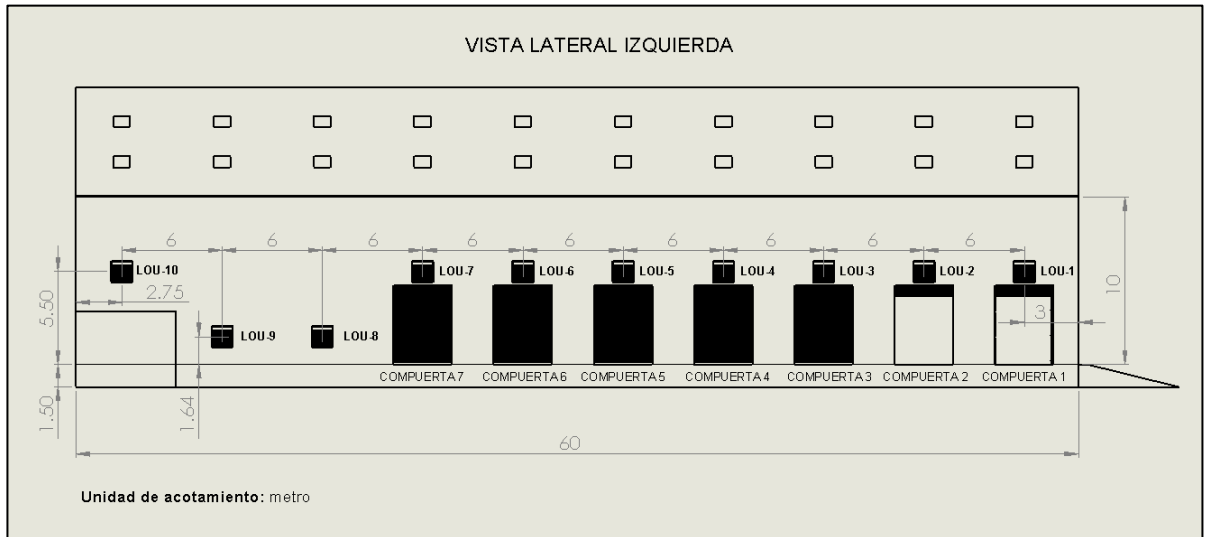
APÉNDICE G

Distribución de equipos de ventilación en la bodega

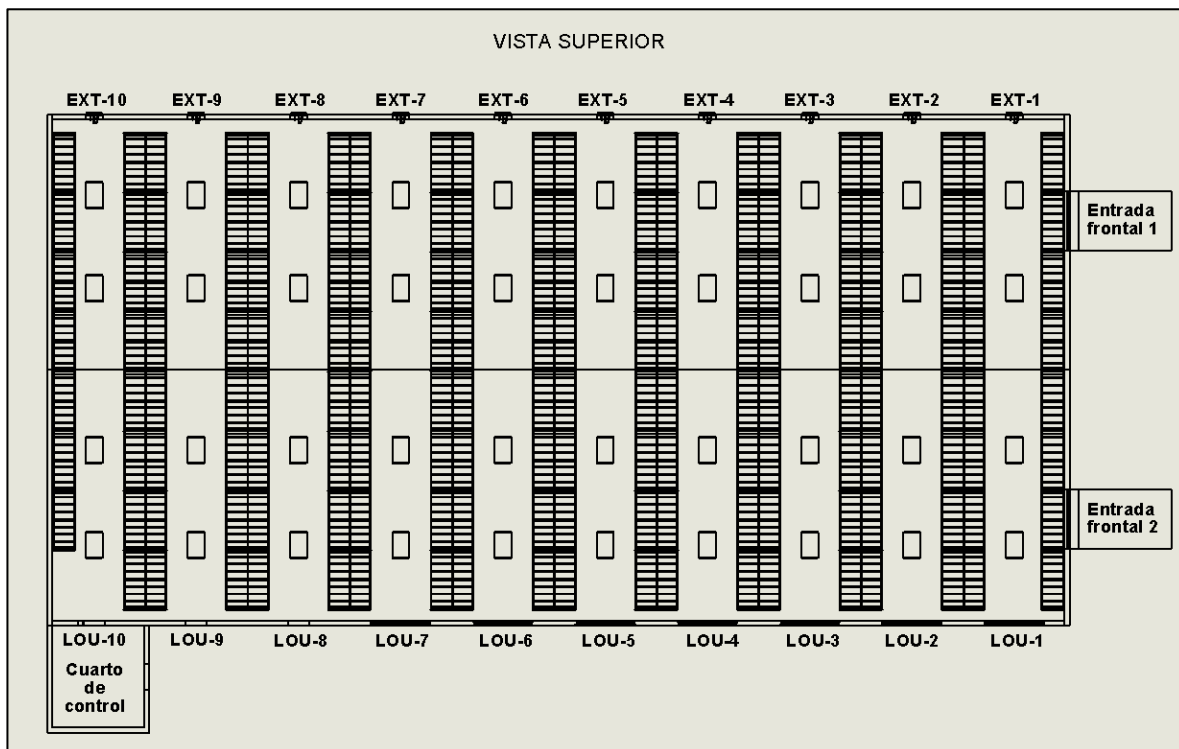
VISTA LATERAL DERECHA



VISTA LATERAL IZQUIERDA



VISTA SUPERIOR



BIBLIOGRAFÍA

1. INCROPERA, Introducción a la transferencia de Calor, Mc Graw-Hill, 1968, Apéndice A – Propiedades Termofísicas de la materia
2. CARRIER CORPORATION, “Handbook of Air Conditioning System Design”, McGraw-Hill, 1965.
3. MECÁNICA DE FLUIDOS - Irving H. Shames 3era Edición - Capítulo 14, Flujo a superficie libre.
4. MANUAL PRÁCTICO DE VENTILACIÓN – Soler & Palau
5. GUÍA PRÁCTICA DE LA VENTILACIÓN – Woods, Editorial Blume, Barcelona, 1987, Pag. 29-55
6. SISTEMAS DE CONTROL PARA INGENIERÍA – Norman S. Nise, 3era Edición, 2004
7. INDUSTRIAL VENTILATION – American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 22ava Edición, 1995
8. REGLAMENTO DE SEGURIDAD Y SALUD DE LOS TRABAJADORES Y MEJORAMIENTO DEL MEDIO AMBIENTE DE TRABAJO (DECRETO 2393). Artículos 53 y 55.