

INSTITUTO TECNOLÓGICO DE COSTA RICA

Escuela de Ingeniería en Electromecánica



Panduit de Costa Rica

“ESTUDIO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO EN EL RECINTO DE
MOLDEO DE LA EMPRESA PANDUIT COSTA RICA”

Informe de Práctica de Especialidad para optar por el Título
Ingeniero en Mantenimiento Industrial, grado Licenciatura

Jorge Luis Muñoz Vargas

Palmares, 2014

Profesor guía: Ing. Rodolfo Elizondo Hernández

Asesor Industrial: Ing. Marco Gómez Paniagua

Tribunal examinador:

Ing. Oscar Eduardo Monge Ruiz

Ing. Alberto Garro Zavaleta

Ing.

Información Personal

Nombre del estudiante: Jorge Luis Muñoz Vargas

Cedula: 206260043

Carné: 200450632

Dirección: Alajuela, Buenos Aires de Palmares

Teléfono: 83165165

Email: Vargasjor@gmail.com

Información del Proyecto:

Nombre del Proyecto:

“ESTUDIO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO EN EL RECINTO DE MOLDEO DE LA EMPRESA PANDUIT COSTA RICA”

Profesor Asesor: Ing. Rodolfo Elizondo

Horario de trabajo del estudiante: lunes a viernes de 8:00 am a 5:36 pm. 48 h semanales.

Información de la Empresa:

Nombre: Panduit de Costa Rica

Zona: Valle Central

Dirección: La Argentina, Grecia. Zona Franca.

Teléfono: 24 95 65 00

Fax: 24 94 19 00

Apartado: 521-4100

Actividad Principal: Productos de cableado y comunicación.

Dedicatoria

A mis padres: Xinia María Vargas Vásquez e
Ivanohé Muñoz Morera, quiénes no solo me dieron la vida,
Sino que sembraron en mí el deseo permanente de superación.
Destaco el apoyo constante e incondicional de instarme a seguir siempre adelante.
A mi hermana Ivania María Muñoz Vargas por sus valiosos consejos.
A la señorita Silvia Moya Rodríguez, que me ha motivado para culminar esta etapa
importante de mi vida.
A mis tías, quienes con sus oraciones me dieron todo su apoyo y bendición.

Agradecimiento

Expreso mi agradecimiento a Dios en primera instancia, quien me permitió alcanzar una meta más en mi vida.

A mi tutor de tesis, Ingeniero Rodolfo Elizondo Hernández, por su apoyo incondicional en la realización de esta experiencia investigativa.

A los profesores del Tecnológico de Costa Rica, Ingeniero Oscar Eduardo Monge Ruiz y el Ingeniero Alberto Garro Zavaleta, por su aporte brindado en sus valiosas enseñanzas. En especial destaco la ayuda del ingeniero Ignacio del Valle, quien con su asesoría me orientó durante todo el proceso investigativo.

Al asesor industrial el señor Marco Gómez Paniagua, gerente de facilidades de la empresa PANDUIT Costa Rica, por su colaboración y aporte en el presente proyecto.

Al gerente de mantenimiento de la empresa Panduit, Ingeniero Marco Álvarez, por brindarme la oportunidad de realizar este proyecto.

Mi agradecimiento a los técnicos de la empresa Panduit de Costa Rica, Anthony, Alonso Conejo por su valiosa colaboración en los procesos prácticos.

Al filólogo Licenciado don Carlos Palma Zúñiga por sus sabios consejos y corrección del trabajo realizado.

Y en general, a todas aquellas personas que en una u otra forma colaboraron para alcanzar el éxito de este proyecto.

Tabla de contenido

RESUMEN	10
Capítulo 1 INTRODUCCIÓN	12
1.1 INFORMACIÓN GENERAL DE LA EMPRESA.....	12
1.1.1 Reseña Histórica de la Corporación Panduit.....	12
1.1.2 Compendio Histórico de Panduit de Costa Rica.....	12
1.1.3 Misión Empresarial.....	14
1.1.4 Visión de <i>Panduit Costa Rica</i>	14
1.1.5 Valores de <i>Panduit Costa Rica</i>	14
1.1.6 Política de calidad y ambiente	15
1.1.7 Programa de seguridad y gestión de riesgos	15
1.1.8 Organigrama General de Panduit Costa Rica.....	¡Error! Marcador no definido.
1.1.9 Departamento de Mantenimiento.....	17
Capítulo 2 Planteamiento del Problema y Objetivos del estudio	18
2.1 Definición de problema.....	18
2.2 Objetivo General	19
2.3 Objetivos Específicos.....	19
2.4 Alcances y limitaciones	20
Capítulo 3 Marco Teórico o conceptual	20
3.1 Marco Teórico	20
3.1.1 Concepto de aire acondicionado	20
3.1.2 Generalidades del ciclo de refrigeración por compresión	21
3.1.3 Generalidades de equipos de aire acondicionado.....	37
3.1.4 Conceptos de refrigeración.....	43
3.1.5 Ganancia de calor en recintos:.....	45
3.1.6 Análisis Psicrométrico	56
Capítulo 4 Metodología.....	58
4.1 Cálculo de las cargas térmicas	58
4.1.1 Calor generado por Luminarias.....	59
4.1.2 Calor generado por Hornos para tratamiento térmico.....	63

4.1.3	Ganancia de calor debido a los enfriadores portátiles (<i>chillers</i>).....	64
4.1.4	Calor generado por Personal de la fábrica.....	66
4.1.5	Calor generado por equipos secadores de resina.....	67
4.1.6	Calor generado por máquinas inyectoras de resina	73
4.1.7	Calor generado por equipos de herramientas de corte.....	78
4.1.8	Calor generado por Infiltraciones	83
4.1.9	Calor generado por transformadores.	85
4.1.10	Presentación de todas las cargas térmicas calculadas en el recinto de moldeo.	87
4.2	Análisis del equipo RTU-2A	90
4.2.1	Descripción del estado del equipo RTU-2A.....	90
4.2.2	Análisis de las capacidades del equipo RTU-2A	99
4.2.3	Calculo de eficiencia del equipo.....	102
4.3	Cuantificación de las capacidades de las manejadoras de aire.	105
4.4	Dimensionar la capacidad necesaria para alcanzar la temperatura del área.	108
4.5	Identificar las cargas térmicas innecesarias que puedan ser removidas del área de moldeo 112	
4.6	Determinar la capacidad del equipo requerido para satisfacer las necesidades de enfriamiento necesarias.....	114
4.7	Caracterización del equipo de aire acondicionado requerido para sustituir el RTU-2A.....	117
4.7.1	Cálculo de caudal de aire para cotización de equipo.....	117
4.7.2	Presión estática (pulgadas de agua).....	118
Capítulo 5 Conclusiones y Recomendaciones		119
5.1	Conclusiones	¡Error! Marcador no definido.
5.2	Recomendaciones	120
Capítulo 6 Bibliografía		121
6.1	Bibliografía citada.....	121
6.2	Bibliografía Consultada	121
Capítulo 7 Apéndice		123
7.1	Apéndice 1 Tablas	123
7.2	Apéndice 2 Planos.....	150
Capítulo 8 Anexos		152

Tabla de figuras

Figura 1-2 Organigrama del departamento de Mantenimiento.....	17
Figura 3-1 Esquema del ciclo de Refrigeración por compresión.....	21
Figura 3-2 Serpentín de enfriamiento de expansión seca	24
Figura 3-3 Enfriadora Inundada	25
Figura 3-4 Enfriadora de expansión seca	25
Figura 3-5 Compresor recíprocante abierto	27
Figura 3-6 Compresor recíprocante hermético	27
Figura 3-7 Compresor rotatorio.....	28
Figura 3-8 Espiral fija y móvil del compresor scroll	29
Figura 3-9 Compresor rotatorio tipo Scroll	30
Figura 3-10 Compresor de tornillo.....	31
Figura 3-11 Compresor centrífugo.....	32
Figura 3-12 Funcionamiento de la válvula termostática de expansión	34
Figura 3-13 Tabla detalle de grupo de seguridad	35
Figura 3-14 Guía para el remplazo de refrigerantes.....	36
Figura 3-15 Acondicionador de ventana.....	38
Figura 3-16 Unidad tipo mini Split	39
Figura 3-17 Unidad tipo Paquete.....	40
Figura 3-18 Manejadora de aire	41
Figura 3-19 Chiller de Agua helada	42
Figura 4-1 Distribución de la ganancia de calor calculada en la zona de moldeo	89
Figura 4-2 Fotografías del RTU-2A.....	92
Figura 4-3 Fotografías del condensador lado derecho	93
Figura 4-4 Fotografías del condensador lado izquierdo	94
Figura 4-5 Fotografías del evaporador.....	96
Figura 4-6 Compresores rotatorios presentes en el equipo	97
Figura 4-7 Relés usados en la reestructuración del sistema eléctrico.....	98
Figura 4-8 Disposición de las manejadoras.....	105
Figura 7-1 Distribución de planta en el recinto de moldeo	150
Figura 7-2 Diagrama de ductos de suministro para RTU-2	151

Lista de tablas

Tabla 4.1 Distribución y datos de luminarias presentes en el recinto	60
Tabla 4.2 Resultados de potencia total y calor generado por las lámparas en las distintas secciones .	62
Tabla 4.3 Datos de los hornos y ganancia de calor	63
Tabla 4.4 Datos de Temperatura, humedad, volumen específico y entalpia en la salida y entrada de aire del chiller 1.....	64
Tabla 4.5 Carga térmica generada por cada enfriador portátil	66
Tabla 4.6 Resultados de calor latente y sensible ganado debido al personal	67
Tabla 4.7 Ganancias de calor de los secadores de resina	71
Tabla 4.8 Ganancia de calor de cada una de las inyectoras.....	77
Tabla 4.9 Resumen de datos y ganancia de calor generado por el equipo MAKINO	81
Tabla 4.10 Carga térmica producida por los equipos presentes en la zona de ToolRoom	82
Tabla 4.11 Datos de las puertas y caudal de aire infiltrado	83
Tabla 4.12 Ganancia de calor debido a infiltraciones	85
Tabla 4.13 Cantidad y datos de Transformadores presentes en el recinto de moldeo.....	85
Tabla 4.14 Resumen de ganancia de calor generada por los transformadores en máquinas de moldeo	86
Tabla 4.15 Resumen de ganancia de calor generada por los transformadores en máquinas de <i>tool room</i>	87
Tabla 4.16 Resumen del total cargas térmicas calculadas para el recinto de moldeo.	87
Tabla 4.17 Datos de entalpia, humedad, volumen específico en el suministro	99
Tabla 4.18 Datos de entalpia, humedad, volumen específico en el Retorno	100
Tabla 4.19 Resultados de la capacidad del equipo	101
Tabla 4.20 Resultados de los cálculos de potencia	103
Tabla 4.21 Capacidad de enfriamiento calculada a distintas horas.....	103
Tabla 4.22 Valores obtenidos para el indicador de eficiencia	104
Tabla 4.23 Datos de velocidad, área efectiva y flujo volumétrico de aire en el retorno de cada manejadora.	106
Tabla 4.24 Datos de temperatura, volumen específico y entalpia para cada equipo	106
Tabla 4.25 Datos y capacidad obtenidas con el análisis psicrométrico	107
Tabla 4.26 Cálculo de capacidad extra requerida para llegar a temperatura optima del área.	110
Tabla 4.27 Carga térmica que puede ser removida según el equipo.....	113
Tabla 4.28 Resumen de datos de cargas termas y capacidades de equipos	115
Tabla 4.29 Resumen de datos capacidad del equipo sin tomar remover ninguna carga	116
Tabla 4.30 Características necesarias para cotizar el equipo que se requiere.	118

RESUMEN

El presente estudio descriptivo con enfoque cuantitativo tiene como propósito fundamental justificar el cambio de equipo de aire acondicionado (RTU-2A) que funciona actualmente en Panduit Costa Rica, con base en un diagnóstico integral del sistema actual. Para ello se considera la demanda que permita mejorar la eficiencia de dicho sistema de aire acondicionado y con ello generar ahorro de energía. El análisis que se realiza en primera instancia, determina la carga térmica en el recinto de moldeo mediante un diagnóstico eficaz y confiable. Seguidamente se caracteriza el estado actual y la capacidad del equipo RTU-2A, considerando las capacidades de las manejadoras de aire. Posteriormente se establece la capacidad necesaria que se requiere para alcanzar la temperatura del área aplicando los cálculos necesarios, producto del aporte personal del investigador.

El proceso investigativo considera luego la identificación de las cargas térmicas innecesarias que puedan ser removidas del área de moldeo, para finalmente establecer la capacidad del equipo requerido y de esta manera satisfacer las necesidades de enfriamiento requeridas.

Por lo tanto, el objeto de estudio de la presente investigación consiste en mejorar la eficiencia del sistema de aire acondicionado de la Empresa Panduit Costa Rica. Para el logro de los objetivos señalados se emplearon las fórmulas y procedimientos de investigación necesarios, las cuales se explicitan ampliamente en el trabajo.

Finalmente se debe destacar que los objetivos planteados en el proceso de investigación se alcanzaron en su totalidad, ofreciendo las conclusiones y recomendaciones pertinentes para que la gerencia de la empresa tenga los suficientes elementos de juicio para la toma de decisiones que se deben asumir en relación con el buen funcionamiento del área en estudio. Vale la pena destacar que el sistema RTU-2A deber ser sustituido en aras de lograr el ahorro energético requerido.

Palabras claves: energía, ahorro, sustitución de equipo

Abstract

This descriptive study with quantitative approach has as main purpose to justify the renovation of air conditioner (RTU-2A) that currently operates in Panduit Costa Rica, based on a comprehensive assessment of the current system. The thermic demand is considered to improve the efficiency of the air conditioning system and thereby generate energy savings. The analysis made in the first instance, determine the thermal load in the molding sector, through effective and reliable diagnosis. Next, the current status and capacity of RTU-2A apparatus, is characterized by considering the capabilities of the air handlers. Subsequently the necessary capacity required to reach the temperature of the area by applying the necessary calculations, product of personal contribution of the researcher.

The research process then considers the identification of unnecessary heat loads that can be removed from the molding area to finally establish the required equipment capacity and thus meet the needs of cooling required.

Therefore, the purpose of this research is to improve the efficiency of the air conditioning system in Panduit Costa Rica. To achieve the above objectives many equations and investigation procedures were used, which are largely explicit in the work.

Finally it should be noted that the goals outlined in the research process were achieved, providing the relevant conclusions and recommendations for management department has sufficient evidence to decide what have to be done, in relation to the proper functioning of the study area. It is worth mention that the RTU -2A system must be replaced in order to saves energy.

Keywords: energy savings, apparatus replacement

Capítulo 1 INTRODUCCIÓN

1.1 INFORMACIÓN GENERAL DE LA EMPRESA

1.1.1 Reseña Histórica de la Corporación Panduit.

De acuerdo con Barrantes J. (2007), la Compañía Panduit (*headquarters*), se estableció desde el año 1955, ha crecido firmemente, llegando a ser una empresa líder en productos de alta calidad para aplicaciones del área eléctrica y comunicaciones, orientada a la innovación y la excelencia, con ventas sobre los 500 millones de dólares. Cuenta con 3 500 empleados y más de 200 000 metros cuadrados de instalaciones. Panduit se ha expandido de su sede inicial y casa matriz en el suburbio de Tinley Park, Illinois, con siete plantas más, para proveer un servicio superior al mercado norteamericano y mundial.

Además, señala que algunas de estas plantas se ubican en Atlanta, Holanda, Singapur, China y Costa Rica. También, cuenta con subsidiarias de ventas en todo el mundo, considerándose una de las cadenas más extensas de este tipo de industria y, por tanto, un servicio al cliente verdaderamente globalizado.

1.1.2 Compendio Histórico de Panduit de Costa Rica

Panduit Costa Rica se ubica en La Argentina de Grecia y utiliza el régimen de Zona Franca para sus operaciones, constituyéndose en una división de la Corporación *Panduit*. Se seleccionó la ciudad de Grecia, por el nivel educativo de las personas, por la disponibilidad de mano de obra calificada y por la poca existencia de industrias en la zona.

Panduit empezó en 1996 con un edificio de 5,400 m². En 1999 se inició la construcción de la primera ampliación, con 5,370 m² adicionales, para un total de 11,00m². En el año de 2007 se construyó una tercera ampliación de 10,500 m² más, para un total de 21,500m² de instalaciones, esto corresponde al edificio principal. Y su más reciente fase de expansión, un nuevo edificio de 15166 m² denominado WC

(wirecomponents), fue construido en el año 2008, al cual después se le cambio el nombre por CT (cable ties).

Esta empresa inició sus labores con un número de 28 empleados, y el personal se fue incrementado de acuerdo con su crecimiento industrial y en el año 2005 tenía 250 y actualmente alcanza un personal de 1300 empleados.

En Costa Rica, el inicio de operaciones de producción, se dio en febrero de 1997, Dichas operaciones se encargaban de la producción de cables de cobre y fibra óptica, para redes telefónicas y de cómputo, además, de fabricar rótulos de identificación para el área eléctrica, electrónica y de prevención de riesgos. La producción de la empresa se distribuye mundialmente y alcanza un promedio anual de 6 millones de cables producidos exclusivamente en Costa Rica.

En el año 2003, inició sus operaciones el departamento encargado de elaborar piezas distintas, piezas de plástico para diferentes aplicaciones en el ámbito eléctrico. Durante el año 2009, este departamento incremento notoriamente su producción con la instalación de 38 nuevas máquinas de proceso. Otro producto que ha venido ofreciendo la empresa consiste en el proceso de ensamble de impresoras LS8 y LS9 para etiquetas de identificación.

Una preocupación de la empresa ha sido la formación permanente de sus trabajadores, motivo por el cual ofrece de manera constante programas de capacitación para sus empleados, enriquecidos con la construcción de valores que identifican la empresa tales como la calidad, la iniciativa y el enfoque en resultados. Para incrementar dichas iniciativas, Panduit tiene políticas de compensación en el marco de la equidad interna, la equidad externa y pagos por desempeño. Todos los empleados regulares cuentan con beneficios de asociación solidarista (ASEPANDUIT), servicio de transporte, servicio de cafetería y subsidio de

alimentación, servicio médico, consultorio dental, cajero automático, entre otros incentivos.

1.1.3 Misión Empresarial

Ser un equipo innovador, flexible y comprometido con los clientes, que provee soluciones entables y de calidad para la industria eléctrica y de telecomunicaciones.

1.1.4 Visión de *Panduit Costa Rica*

Ser líder en el desarrollo de soluciones eléctricas y de conectividad de clase mundial; comprometido con la innovación, desarrollo del talento humano y responsabilidad social.

1.1.5 Valores de *Panduit Costa Rica*

Los valores que imperan dentro de las políticas empresariales de Panduit Costa Rica deben ser los siguientes:

- Iniciativa y enfoque centralizado en los resultados
- Trabajo en equipo
- Integridad
- Productos superiores
- Sistemas y procesos óptimos
- Liderazgo
- Calidad
- Enfoque centrado en el cliente

1.1.6 Política de calidad y ambiente

En la empresa, la calidad es responsabilidad de todos, con el compromiso de asegurar la calidad, en todas las actividades que se realizan, cada empleado esta igualmente comprometido con un proceso sin fin, de mejoramiento de la calidad y de manera que esta se pueda medir, con la ayuda de indicadores de calidad; Panduit Costa Rica cuenta hoy en día con certificaciones internacionales de calidad, (añadir las normas y la fechas en que fueron alcanzadas)

Al ser Panduit una compañía global tiene un compromiso muy fuerte con el medio ambiente, cuya meta es proveer al cliente soluciones eléctricas y de redes superiores y de alto desempeño, siguiendo prácticas ambientales responsables. Esta política se implementa por medio de un sistema de manejo ambiental que incluya planeación, entrenamiento, implementación, medición, reportes y revisión de manejo de desechos; la empresa está en espera de la entrega del certificado de carbono neutro.

1.1.7 Programa de seguridad y gestión de riesgos

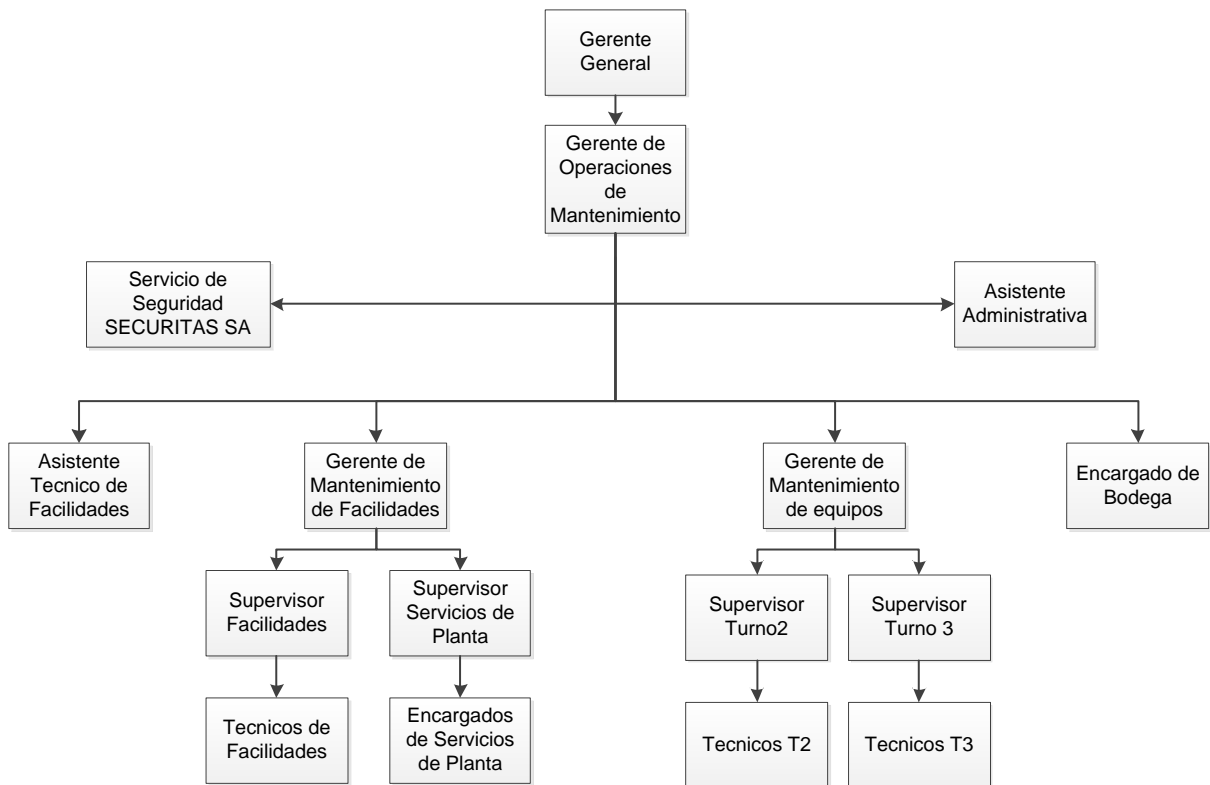
Uno de los propósitos empresariales consiste en realizar los procesos productivos, en todas las áreas de trabajo. Para ello ofrece ambientes de seguridad y las mejores condiciones laborales posibles. Con el fin de determinar su eficiencia, ha establecido procedimientos de evaluación constante de sus instalaciones, operaciones, elementos de producción, medios de protección. Dichas acciones se realizan en un ambiente de comunicación permanente con todos los trabajadores en aras del mejoramiento continuo de las condiciones de trabajo. Un aspecto relevante que es motivo de preocupación de la empresa consiste en la gestión para prevención de los riesgos laborales. De esta manera atiende la normativa que establece la legislación vigente en la materia, la cual es apoyada desde la alta gerencia.

La empresa manifiesta su compromiso permanente de velar por el cumplimiento de altos estándares de seguridad para sus trabajadores y en armonía con el ambiente. Las normas para la prevención del riesgo obtenidas de las fuentes de la institución son:

- Respetar toda la señalización de seguridad: uso de equipo de protección, reglas de seguridad colocadas en máquinas y equipos, rotulación de advertencia de peligros, señalización de seguridad.
- Mantener el orden y la limpieza. Desechar los residuos en los contenedores respectivos. Apoyar los programas y actividades que se promuevan al respecto. Colaborar con el orden y la limpieza de su propia área de trabajo, comedor, baños, pasillos.
- No propiciar las bromas en el trabajo. Mantener una conducta de respeto hacia usted y sus compañeros.
- Mantener una actitud proactiva hacia su seguridad y la de los compañeros. Evitar actos inseguros. Ante cualquier duda, solicitar información a su supervisor. nunca, asumir riesgos.
- Informar anomalías en los puestos de trabajo u otras áreas. Todas las sugerencias, observaciones y recomendaciones son muy importantes.
- Reportar a su supervisor todo incidente o accidente que le ocurra dentro de las instalaciones de PANDUIT, tan pronto como le sea posible.

1.1.8 Departamento de Mantenimiento

El Departamento de Mantenimiento se puede dividir principalmente de dos partes, primeramente está el mantenimiento de las líneas de producción y la división de Facilidades, esta última se encarga de dar mantenimiento a todo lo que no corresponde directamente a equipos de producción, como aire acondicionado, instalación eléctrica, infraestructura entre otras; sin embargo el edificio contiguo CT (cable ties), tiene la particularidad de poseer autonomía a nivel administrativo y de mantenimiento de equipos de procesos, pero depende del soporte de facilidades en áreas como aire comprimido, acondicionamiento de aire, enfriamiento de aceite, electricidad y mantenimiento del edificio en general. En el siguiente diagrama, se denota la conformación general del departamento de mantenimiento.



Microsoft Visio

Figura 1-1 Organigrama del departamento de Mantenimiento

Capítulo 2 Planteamiento del Problema y Objetivos del estudio

2.1 Definición de problema

La realización de este proyecto pretende determinar las diferentes cargas térmicas presentes, y distribuidas en el recinto, las cuales son las responsables del consumo de energía por parte de los equipos de aire acondicionado. Además, se realizará un análisis que permita validar un cambio del equipo RTU-2A, encargado del acondicionamiento del aire. Este análisis surge, debido al alto consumo de energía y recursos que demanda el equipo, otro motivo que genera realizar el estudio, es la alta temperatura encontrada en dicho departamento, lo que indica que el equipo no logra enfriar el aire a la temperatura programada como punto de llegada (setpoint)

En síntesis el problema se establece de la siguiente manera: ¿Cuál es la modificación que se requiere realizar en el sistema actual de enfriamiento para satisfacer las necesidades del recinto con un ahorro significativo?

2.2 Objetivo General

- Justificar el cambio de equipo de aire acondicionado (RTU-2A) con base en un diagnóstico integral del sistema actual, considerando la demanda, que permita mejorar la eficiencia de dicho sistema de Aire acondicionado y generar así ahorro de energía.

2.3 Objetivos Específicos

- a. Calcular la carga térmica en el recinto de moldeo mediante un diagnóstico que permita obtener dicho dato en cada uno de los equipos principales.
- b. Caracterizar el estado actual y las capacidades del equipo RTU-2A que proporciona una parte del aire requerido en el espacio de moldeo, cuantificando además, la capacidad de las manejadoras de aire.
- c. Calcular la capacidad necesaria para alcanzar la temperatura del área, con base el estudio ejecutado.
- d. Identificar las cargas térmicas que puedan ser removidas o reubicadas fuera del recinto de moldeo.
- e. Determinar la capacidad del equipo requerido para satisfacer las necesidades de enfriamiento requeridas.

2.4 Alcances y limitaciones

El alcance del presente estudio tiene como propósito establecer la capacidad del equipo RTU-2A y determinar su estado actual. De sus resultados se comprueba la necesidad de sustituirlo por otro que reúna los requerimientos para alcanzar la temperatura del área. Sus resultados son válidos exclusivamente para la empresa motivo de estudio.

Entre las principales limitaciones se cita la carencia de instrumental adecuado para efectuar las distintas mediciones por realizar. Además, se contó con poco tiempo para llevar a cabo las diferentes acciones del proceso investigativo. Es necesario destacar la peligrosidad en cuanto a la realización de las mediciones, tanto por la altura en que se debieron efectuar como por el difícil acceso de las mismas. Finalmente se señalan la multiplicidad de acciones que se tienen que llevar a cabo en la empresa.

Capítulo 3 Marco Teórico o conceptual

3.1 Marco Teórico

3.1.1 Concepto de aire acondicionado

Pita define: “El acondicionamiento del aire, es el proceso que se considera más completo en el tratamiento del aire ambiental, dentro de un espacio determinado. Este consiste en regular las condiciones de temperatura (calefacción o refrigeración), humedad, limpieza (renovación, filtrado) y el movimiento del aire en una edificación. Para lograrlo debe instalarse un equipo acondicionador de capacidad adecuada, y mantener su control durante todo el año” (1994)

3.1.2 Generalidades del ciclo de refrigeración por compresión

En el ciclo de compresión de un sistema de refrigeración intervienen en sí mismo dos fenómenos:

- Al evaporarse un refrigerante líquido absorbe calor, fenómeno que hace bajar la temperatura del ambiente que lo rodea.
- Al condensarse el refrigerante cede calor, que elevará la temperatura del ambiente que lo rodea.

En la figura 3 se detallan los elementos principales presentes en el ciclo de refrigeración por compresión, luego se comenta la función de cada uno de los componentes (evaporador, compresor, condensador y válvula de control de flujo)

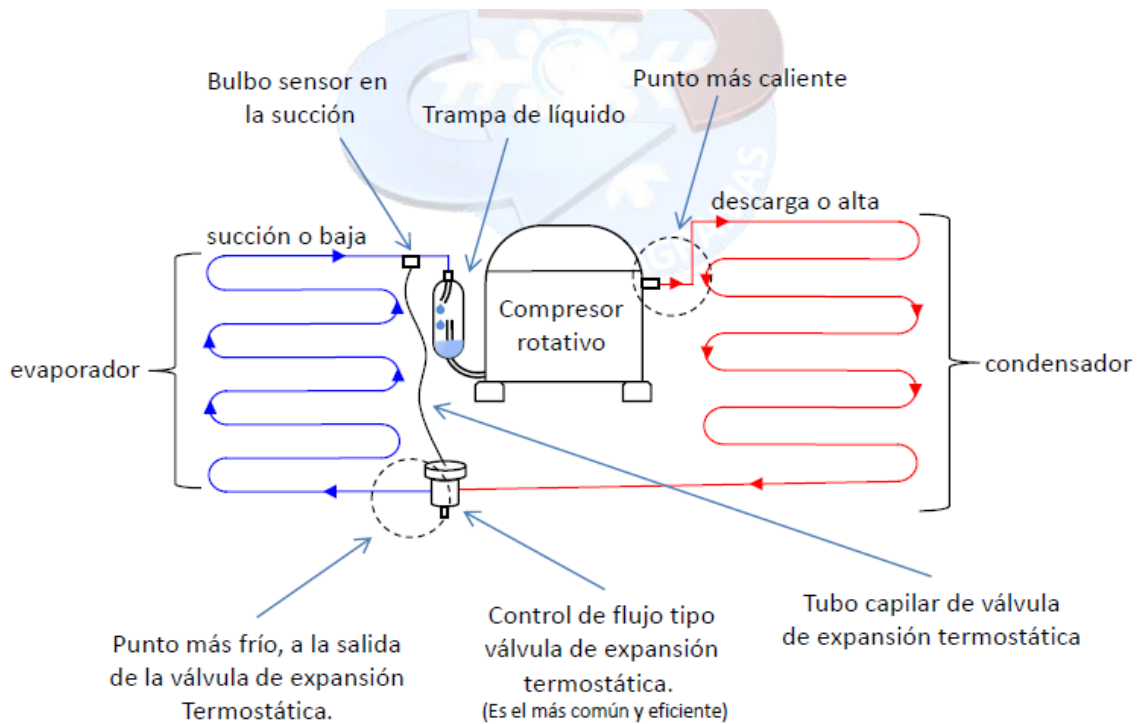


Figura 3-1 Esquema del ciclo de Refrigeración por compresión

Fuente: Internet manual de aire acondicionado:
<http://www.manualdeaireacondicionado.blogspot.mx>

Función de los componentes del ciclo de refrigeración por compresión:

- El evaporador, pasa el calor del espacio al refrigerante
- Succión, lleva el vapor del evaporador al compresor
- El compresor, aumenta la presión y temperatura del refrigerante
- Descarga, lleva el vapor de alta presión del compresor al condensador
- El Condensador es quien remueve el calor del refrigerante
- La válvula de control de flujo o de expansión, controla la cantidad de refrigerante que entra al evaporador.

El ciclo de refrigeración por compresión presentado en el esquema anterior, se explica a continuación.

Tomando como punto de partida, la ubicación justo antes de la entrada, en el evaporador, se encuentra un dispositivo automático de estrangulación que se conoce como “válvula de expansión” .Esta válvula se encarga de controlar la cantidad de refrigerante que entra en el evaporador, la cual es accionada por un bulbo sensible a la temperatura, que se encuentra en la tubería a la salida del evaporador. La regulación del paso del refrigerante debe ser calibrada para cada equipo, este dispositivo actúa como regulador de los límites de alta y baja presión entre las que trabaja el evaporador.

Una vez que el refrigerante ha pasado por la válvula de expansión y su presión se ha reducido, una pequeña cantidad de refrigerante se evapora para compensar la disminución de presión. Esta mezcla de líquido y gas ingresa al evaporador, el cual permite que el refrigerante hierva y se evapore mediante la absorción de calor del aire u otro medio que se requiera enfriar, el cual se hace pasar por las aletas que conforman la superficie del intercambiador de calor llamado evaporador. Al existir una diferencia de temperatura entre el fluido que se pretende enfriar y el refrigerante, se produce un flujo de energía y de esta manera la energía del fluido es transferida al refrigerante, que se encuentra en estado de ebullición a una temperatura inferior al medio por enfriar.

La mezcla de gas y vapor continua absorbiendo calor incluso después de que este se ha evaporado por completo, generando un gas sobrecalentado, el cual ingresa en el compresor, que es máquinas cuya función es aumentar la presión de un gas, desde condiciones de aspiración hasta las de expulsión. Durante este proceso, se consume energía y además del aumento de presión, también ocurre un aumento de la temperatura del gas.

El refrigerante sale del compresor en estado gaseoso a alta presión y temperatura, para lograr cambiar el estado del refrigerante es necesario extraerle calor. Para lograrlo se hace pasar por un intercambiador de calor, llamado condensador, el cual emplea agua o aire a menor temperatura que el refrigerante, para disminuir la temperatura del gas, permitiéndole que cambie su estado de gas a líquido. En este punto se han restablecido las condiciones iniciales en las que se encontraba el refrigerante, una vez esto es posible almacenarlo en un recipiente, no siempre se usa, de donde es impulsado por la tubería hasta la válvula de expansión y el ciclo se repite nuevamente.

a) Evaporadores

El evaporador es un intercambiador de calor, que se utiliza en los sistemas de refrigeración por compresión de vapor y de absorción, para extraer calor del medio por refrigerar (Manual de Aire Acondicionado Carrier 2009 pp. 33)

Los evaporadores se pueden clasificar en dos tipos: de expansión directa y los evaporadores de inmersión o inundados.

- En los evaporadores de expansión seca o directa, el refrigerante pasa a través de la tubería y no hay almacenamiento de refrigerante líquido en el evaporador. Estos pueden ser de dos tipos: serpentines de enfriamiento de expansión seca (se usan para enfriar aire, el tubo está dispuesto en forma de rollo en serpentina y está aletarado para producir mayor transferencia de calor en una longitud dada, usualmente los tubos están hechos de cobre y

las aletas de aluminio. El aire pasa cruzando los serpentines, ver figura 4) y enfriadoras de expansión seca que se usan para enfriar el agua.

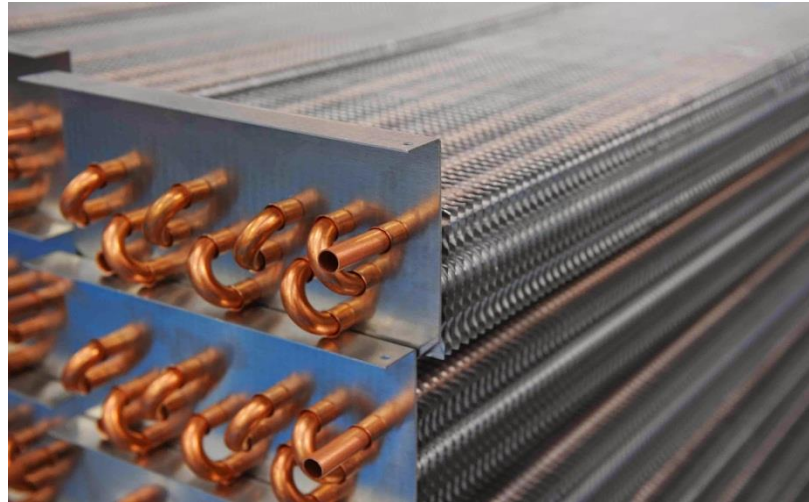


Figura 3-2 Serpentin de enfriamiento de expansión seca

Fuente: Internet <http://expertosenrefrigeracion.blogspot.com/>

- Los evaporadores de inmersión se emplean para el enfriamiento del agua y se les llama enfriadoras, éstas pueden ser del tipo inundada (ver figura 5), conformada por un contenedor llamado coraza, en donde se mantiene un nivel de líquido refrigerante. Dentro del contenedor se encuentran los tubos por donde circula el agua y por diferencia de temperatura el agua cede calor al refrigerante, por lo que ésta disminuye su temperatura; el otro tipo de evaporadora de inmersión (ver figura 6), se llama de expansión seca, en donde el refrigerante circula por los tubos y el agua inunda la coraza. La coraza se puede construir de una pieza o se puede fabricar con extremos atornillados y desmontables, llamados cabezas. Para este tipo de construcción es posible limpiar y reemplazar los tubos individualmente. Las enfriadoras inundadas se usan en los sistemas más grandes.

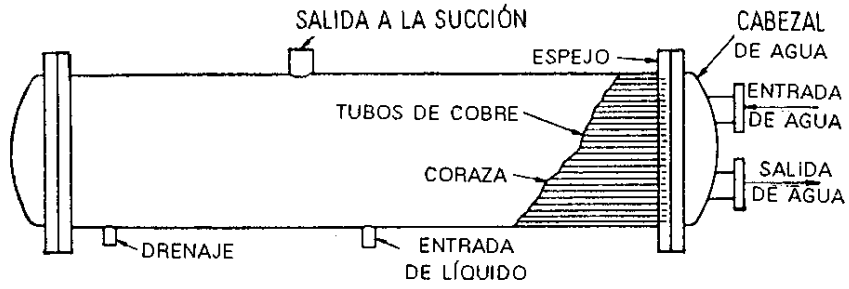


Figura 3-3 Enfriadora Inundada

Fuente: Acondicionamiento del aire principios y sistemas

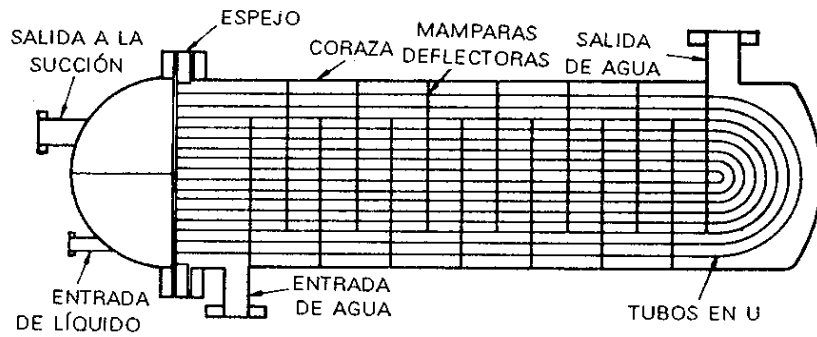


Figura 3-4 Enfriadora de expansión seca

Fuente: Acondicionamiento del aire principios y sistemas

b) Compresores.

Los compresores son máquinas destinadas a elevar la presión de un gas desde las condiciones de aspiración hasta la de expulsión. Durante este proceso se consume energía y además del aumento de presión se produce un aumento de temperatura. (Manual de aire acondicionado Carrier 2009 pp. 43)

Tipos de compresores

a. Compresores de desplazamiento positivo.

Ellos trabajan reduciendo el volumen de un gas en el espacio confinado y con ello aumenta su temperatura. Dentro de estos encontramos: los compresores reciprocantes, rotatorios y de tornillo.

b. Compresores reciprocantes

Son los más usados, cuyas potencias varían desde inferiores a la unidad y hasta cientos de toneladas. Su construcción es semejante a la de un motor de automóvil, con pistones, cilindros, válvulas, bielas y cigüeñal. Estos pueden ser: compresores abiertos, los cuales tienen un eje al descubierto al que se le acopla el motor eléctrico u otro impulsor (ver figura 7), mientras que los herméticos se fabrican con el compresor y el motor dentro de una caja sellada (ver figura 8). De este modo se eliminan las pérdidas de refrigerante por fugas alrededor del eje. En un compresor hermético, el refrigerante enfría al motor.

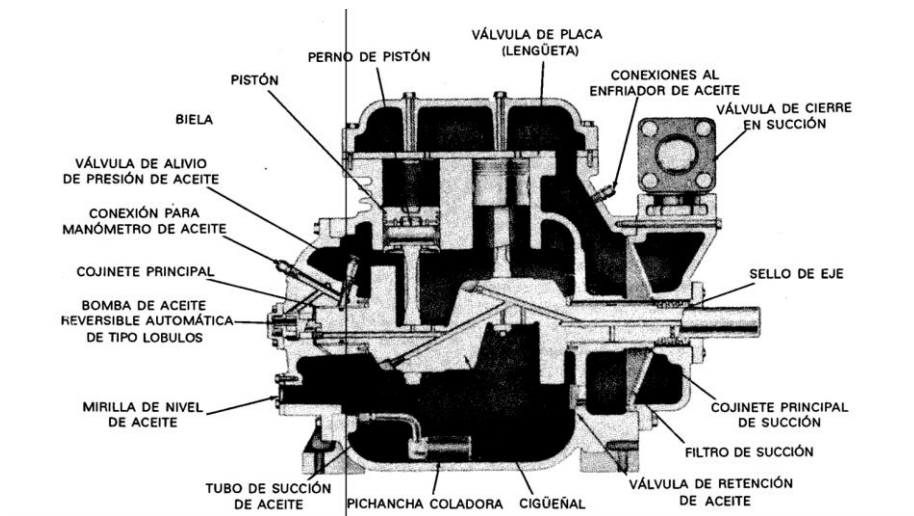


Figura 3-5 Compresor recíprocante abierto

Fuente: Acondicionamiento del aire principios y sistemas

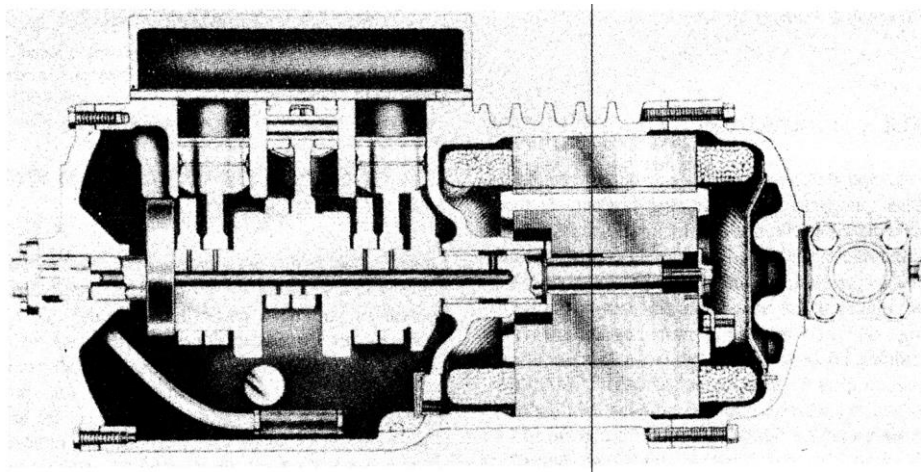


Figura 3-6 Compresor recíprocante hermético

Fuente: Acondicionamiento del aire principios y sistemas

c. Compresores rotatorios

Este tipo de compresores tienen un rotor excéntrico con respecto a la carcasa; cuando gira el rotor reduce el volumen del gas y aumenta su presión (ver figura). Estos compresores tienen las siguientes ventajas: poseen pocas partes, son de construcción sencilla, pueden ser relativamente silenciosos y libres de vibraciones. En refrigeradores domésticos y acondicionadores de aire de ventana, se usan compresores rotatorios pequeños.

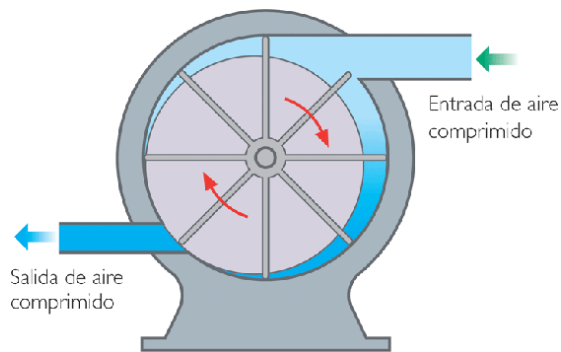


Figura 3-7 Compresor rotatorio

También existe un compresor rotatorio llamado scroll (ver figura 11) el cual funciona de la siguiente manera:

Es un rotor en forma de espiral, excéntrico respecto al árbol motor y que rueda sobre la superficie del estator (ver figura 10), que en lugar de ser circular también tiene forma de espiral, en este caso concéntrica respecto al árbol motor. La espiral del rotor no gira solidariamente con éste, sino que se traslada con este de forma paralela a sí misma. La espiral del rotor gira con un movimiento orbitante alrededor del centro del eje motor. Las espirales son idénticas y están ensambladas con una diferencia de fase de 180°.

En cada posición del movimiento orbital las dos espirales entran en contacto en varios puntos formando una serie independiente de cámaras o “bolsillos” en forma de media luna. El giro del motor hace que los bolsillos se vayan trasladando de la periferia hacia el interior, lo que implica una disminución continua del volumen de estas cámaras a medida que se aproximan hacia el centro.

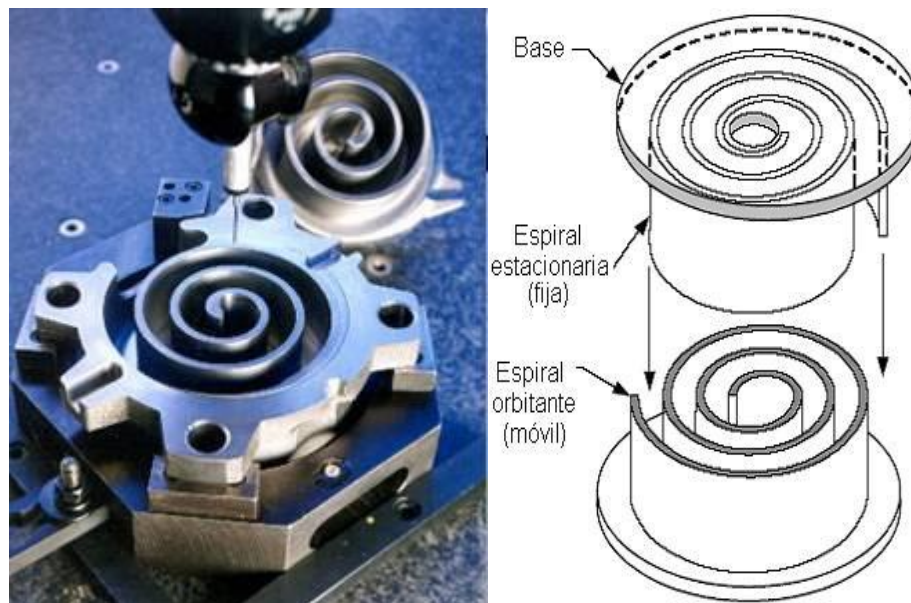


Figura 3-8 Espiral fija y móvil del compresor scroll

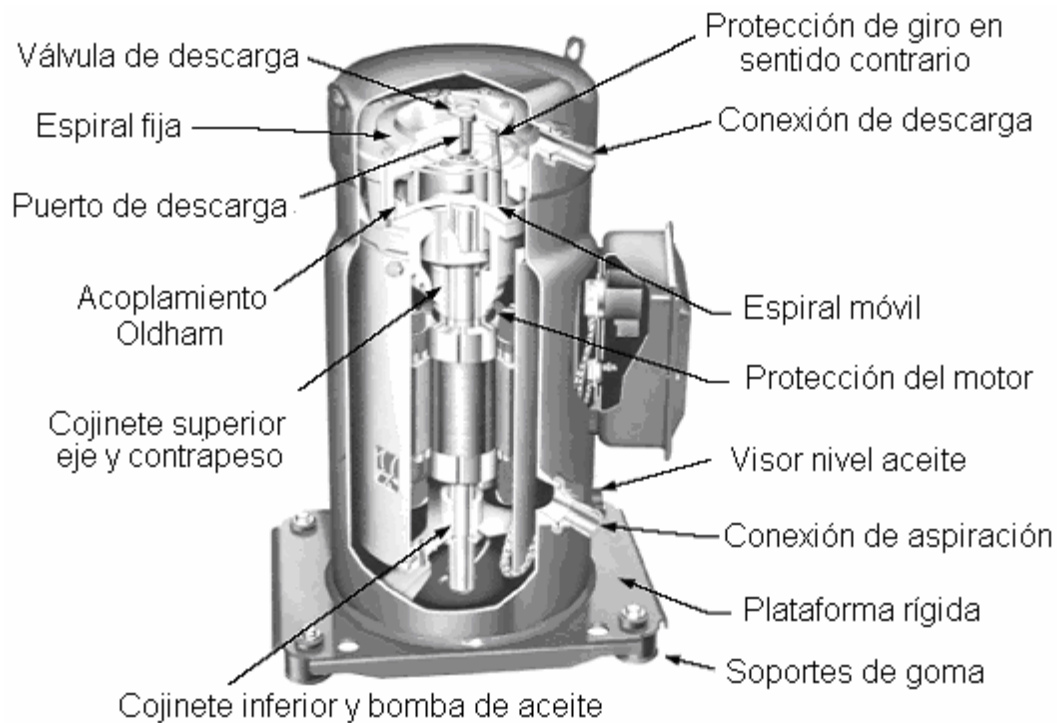


Figura 3-9 Compresor rotatorio tipo Scroll

Fuente: El compresor Scroll, Universidad de Cantabria

d. Compresores de tornillo

Los compresores de tornillo están conformados por dos tronillos helicoidales que embonan entre sí, cuando estos giran, comprimen el gas a medida que el volumen de éste disminuye hacia el extremo de la descarga. Este tipo de compresor se ha vuelto más popular debido a su confiabilidad, eficiencia y costo. Se usa en general en los tamaños más grandes de compresores de desplazamiento positivo, para capacidades de hasta mil toneladas.

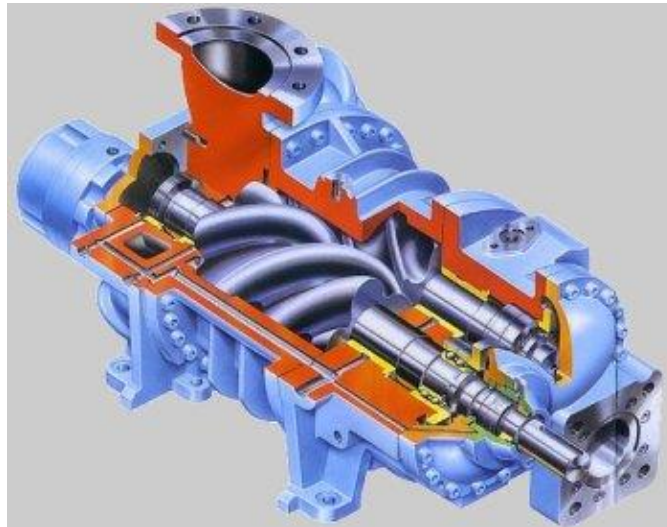


Figura 3-10 Compresor de tornillo

e. Compresores centrífugos

Los compresores centrífugos trabajan aumentando la energía cinética (velocidad) del gas, la cual a continuación se convierte en aumento de presión al reducir la velocidad.

Este tipo de compresores tiene impulsores de paletas que giran dentro de una carcasa. Los impulsores aumentan la velocidad del gas, la cual se convierte en aumento de presión al disminuir la velocidad. La naturaleza del compresor centrífugo lo hace adecuado para capacidades muy grandes, hasta diez mil toneladas, los impulsores pueden girar a velocidades hasta de veinte mil RPM, lo que les permite manejar grandes cantidades de refrigerante. (Ver figura 12)

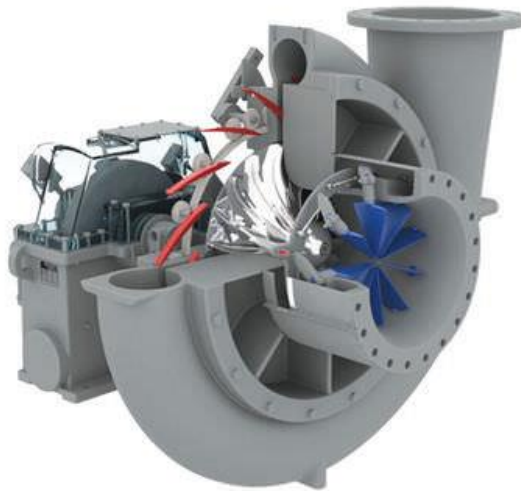


Figura 3-11 Compresor centrífugo

Fuente: internet <http://www.directindustry.es/prod/ge-compressors/compresores-centrifugos-gases-multietapa-115061-1154621.html>

c) Condensadores

El condensador elimina del sistema la energía ganada por parte del evaporador y del compresor. La mejor manera de desechar este calor es mediante un intercambiador de calor, enfriado por una corriente de aire atmosférico o un flujo de agua.

En los condensadores enfriados por aire, el refrigerante circula a través de un serpentín y el aire pasa por el exterior de los tubos. El movimiento del aire se origina mediante efectos de convección natural, cuando se calienta el aire, o bien el condensador puede tener un ventilador para aumentar la velocidad de éste, con lo cual se obtiene mayor capacidad. En general, los condensadores se instalan en el exterior y se consiguen en tamaños hasta de 50 toneladas. Los condensadores enfriados por agua son en general semejantes a los evaporadores de coraza y tubos

d) Válvula de control de flujo.

Es un dispositivo de restricción de flujo, que provoca la caída de presión del refrigerante, regula también el flujo del mismo, de acuerdo con la carga. Algunos de los dispositivos con los que se cuenta son el tubo capilar, la válvula termostática de expansión, y la válvula de flotador. Los dos primeros se usan en los evaporadores de expansión directa, y la válvula de flotador en evaporadores inundados de las enfriadoras.

El tubo capilar tiene de diámetro pequeño y longitud considerable, que con ello origina la caída de presión necesaria. Se utiliza en las unidades domésticas y acondicionadores de aire de ventana por su bajo costo y simplicidad.

La válvula termostática de expansión, se usa mucho en los sistemas de expansión directa. Este dispositivo funciona de la siguiente manera: el bulbo lleno con un fluido, se fija al tubo succión del compresor, para medir la temperatura del gas en dicho punto. Este bulbo se conecta a la válvula mediante un tubo, de modo que la presión de fluido dentro del bulbo, tiende a abrir más la válvula, comprimiendo el resorte de cierre. Si aumenta la carga del sistema, el refrigerante, en el evaporador, gana más calor y la temperatura del gas a la salida del evaporador, aumenta. La presión del fluido en el bulbo aumenta a medida que lo hace su temperatura. Con ello se aumenta el flujo del refrigerante que se necesita para manejar la carga mayor (ver figura 11). El caso inverso sucede cuando la carga de refrigeración disminuye.

Una válvula de flotador es un dispositivo de control de flujo que se usa en las enfriadoras inundadas. Si se acumula demasiado refrigerante líquido debido a que el flujo no es adecuado, el flotador sube y un eslabonamiento abre la válvula, permitiendo más flujo.

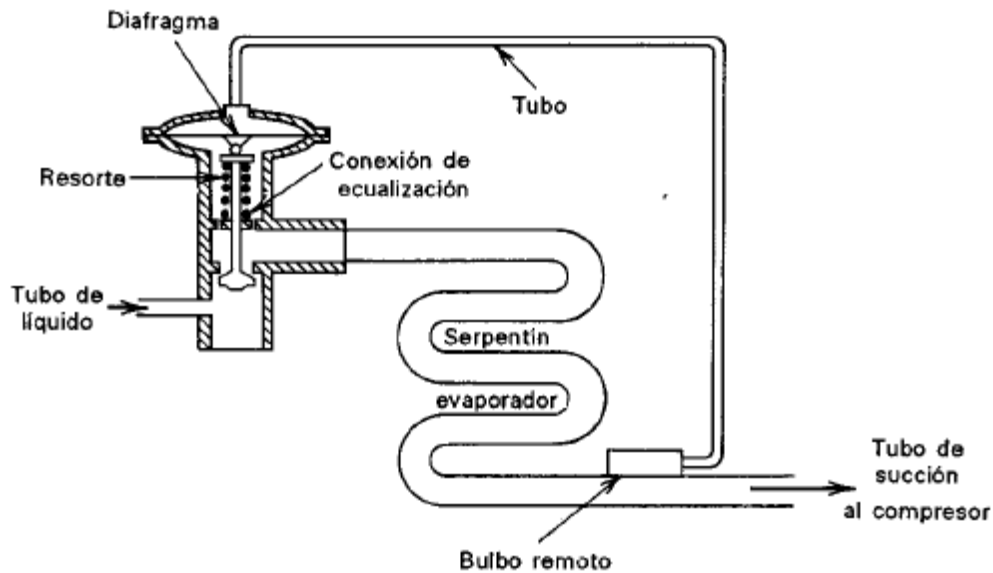


Figura 3-12 Funcionamiento de la válvula termostática de expansión

Fuente: Acondicionamiento del aire principios y sistemas

e) Refrigerantes

Un refrigerante es un producto químico fluido, utilizado en la transmisión de calor que, en un sistema de refrigeración, absorbe calor a baja temperatura y presión, cediéndolo a temperatura y presión más elevada. Durante este proceso tienen lugar los cambios de estado del fluido, de líquido a gas cuando absorbe calor, y de gas a líquido cuando lo cede.

Hasta mediados de los noventa los principales refrigerantes han sido:

R-12, CL_2F_2C (diclorodifluorometano)

Aplicaciones de temperatura media como conservación de productos frescos

R-22, $HCLF_2C$ (Clorodifluorometano)

Aplicaciones de temperatura alta como aire acondicionado, bombas de calor

R11, Cl3FC (TricloroFluormetano)

Se emplea en instalaciones con compresores centrífugos, chillers y aerosoles.

R-717, NH3 (Amoniac)

Su aplicación son las instalaciones frigoríficas industriales

En 1974 se dan alertas sobre el efecto de los compuestos colorofluorocarbonados sobre el ozono estratosférico, pero no es hasta 1994 donde se prohíbe totalmente su producción y uso en la unión europea y muchos otros países.

Los refrigerantes se pueden clasificar según diversos criterios como:

Composición química (inorgánicos son los gases simples oxígeno, nitrógeno y los compuestos inorgánicos como el amoniac, dióxido de carbono y agua) y orgánicos provenientes de los hidrocarburos y derivados como FCF, HCFC entre otros)

Por su grado de seguridad

GRUPO L1: de máxima seguridad: A1

GRUPO L2: son de media seguridad: A2,B2,B1

GRUPO L3: de baja seguridad A3,B3

En la siguiente figura se detalla los grupos mencionados

Altamente Inflamable	A3	B3
Ligeramente Inflamable	A2	B2
No Inflamable	A1	B1
	Baja toxicidad	Alta toxicidad

Figura 3-13 Tabla detalle de grupo de seguridad

Fuente: Manual de aire acondicionado Carrier

En la siguiente figura se muestra como los refrigerantes han sido y seguirán siendo reemplazados por otros más nuevos, menos contaminantes y más eficientes en los próximos años.

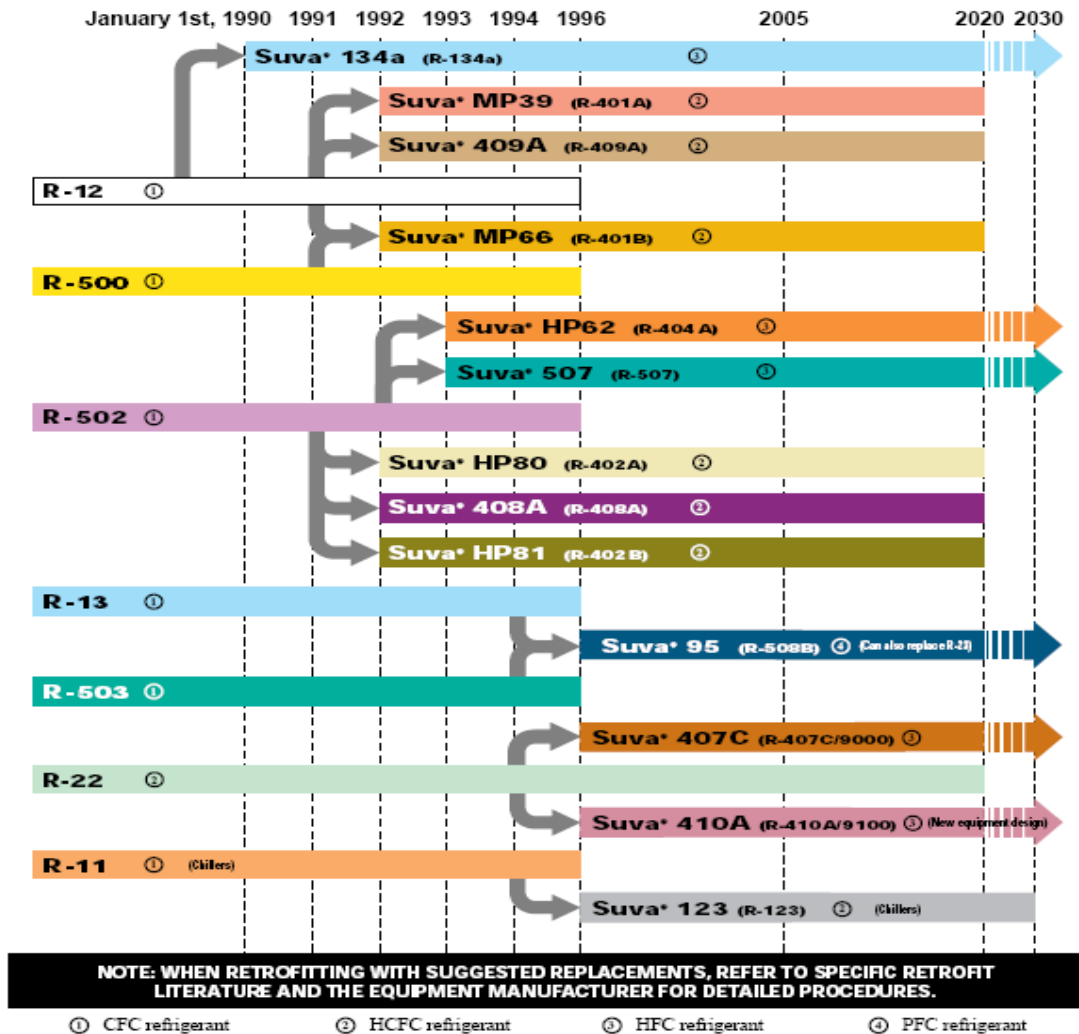


Figura 3-14 Guía para el remplazo de refrigerantes

Fuente: internet

[http://www2.renkulde.no/MKDokume.nsf/3A05D319E216C141C12569350044C60C/\\$FILE/du_pont-hurtigref.pdf](http://www2.renkulde.no/MKDokume.nsf/3A05D319E216C141C12569350044C60C/$FILE/du_pont-hurtigref.pdf)

3.1.3 Generalidades de equipos de aire acondicionado.

En una instalación de aire acondicionado, debe producirse frío, vehiculado en determinado fluido, el cual debe llegar al local que queremos climatizar.

En algunas ocasiones esta operación se hace mediante dispositivos que reciben el nombre de unidades terminales, estos son equipos que enfrían el aire pero que ellos no producen el frío, si no que emplean agua fría que llega procedente de una unidad central enfriadora.

Un dato sumamente importante en todo equipo de acondicionamiento de aire refrigeración, es el coeficiente de eficiencia.

Coeficiente de eficiencia

El coeficiente de eficiencia conocido como EER por sus siglas en inglés (Energy Efficiency Ratio), se denota como la capacidad de refrigeración (kW), entre la potencia eléctrica consumida para generar dicha refrigeración; es decir este dato nos dirá cuántos kilowatts de enfriamiento se están produciendo por cada kW eléctrico consumido.

Según la Directiva 2010/30/UE del parlamento Europeo, se exige que se adopte un nuevo etiquetado energético, a los equipos de aire acondicionado (Reglamento Delegado UE n° 626/2011) a partir del 01/01/2013, donde indica que estos equipos deben venir etiquetados con su factor de eficiencia estacional (SEER), esta nueva categorización tiene en cuenta dos parámetros, primero el consumo del equipo cuando está apagado y segundo el comportamiento del equipo cuando funciona con cargas parciales. Con esto se pretende proporcionar un dato de eficiencia más fiable.

Hay unos equipos en aire acondicionado que se emplean fundamentalmente para climatizar viviendas, pequeños locales comerciales, despachos entre otros; estos equipos son de fácil instalación y se les denomina de pequeña potencia (1-6 kW), los equipos de mayor potencia se denominan gama industrial o de gran potencia.

Actualmente existen diversos tipos de equipos para el acondicionamiento del aire algunos de estos son:

Acondicionadores de ventana:



Figura 3-15 Acondicionador de ventana

Fuente: Internet: <http://www.climaexpress.cl/wp-content/uploads/2013/11/aire-acondicionado-de-ventana-2.jpg>

Se trata de una unidad compacta que se coloca en una ventana; son de tamaño pequeño y tiene una descarga directa de aire frío, la condensación se realiza mediante aire exterior, el compresor es hermético y monofásico, se utiliza para enfriar el aire de un local u habitación determinados. La gama de potencias con que se fabrican es entre 1 y 6 kW para la gama doméstica.

Unidades de Equipo Partido



Figura 3-16 Unidad tipo mini Split

“Split significa separada, esto quiere decir que la unidad evaporadora se encuentra a cierta distancia de la condensadora, que es la unidad que se localiza en el exterior, la evaporadora se encuentra dentro del espacio acondicionado. Usualmente estas unidades emplean refrigerante R22 a una presión entre 60 y 75 psi, normalmente son de voltaje monofásico 200 v y 60Hz.

La unidad *minisplit* solo tiene un evaporador y una condensadora, la *multisplit* o *extra Split* por lo general tienen una condensadora y tres evaporadores, uno de 2 TR y dos de 1 TR.

Equipos de Techo (Roof-Top):



Figura 3-17 Unidad tipo Paquete

Conocidos también como Unidades Centrales, toman su nombre del término UP o RTU (*UnitPackage* o *Roof Top Unit* de sus siglas en inglés). Son unidades que contienen los 4 elementos del circuito básico de refrigeración dentro de una sola carcasa (Condensador, Evaporador, Compresor y Elemento Expansor). Se dividen en dos grandes grupos dirigidos a un segmento determinado de mercado

A todos los equipos no mayores a 5 Toneladas de Refrigeración normalmente se les conoce como “Equipos Residenciales”, por lo que un Aire Acondicionado Tipo Paquete Residencial es toda unidad central de 5 Toneladas de Refrigeración o menor

Los equipos mayores a 5 Toneladas de Refrigeración normalmente se les conocen como “Equipos Comerciales”.

Estos dispositivos usualmente emplean refrigerante R-22 con una presión en baja de 60 – 75 psi y en la descarga 250 –375 psi, que se les acoplan ductos para distribuir

el aire frío, sus capacidades pueden ir desde 3 toneladas en adelante, el control generalmente se realiza por medio de los termostatos y que operan a 24 voltios.

Unidades terminales y centrales enfriadoras.



Figura 3-18 Manejadora de aire

Fuente: Propia

Las unidades terminales también se les llama manejadoras de aire o AHU por sus siglas en inglés, estos equipos no producen el ellos mismos el frío, si no que emplean agua fría que les llega canalizada procedente de una unidad central enfriadora, se clasifican en *fan-coils*, unidades de volumen de aire variable (VAV) y climatizadores.

Las partes principales de un *fan coils* son:

Batería de agua fría o caliente

Ventilador que aspira aire del local para impulsarlo sobre la batería.

Bandeja de condensado para recoger el agua condensada (batería agua fría)

Sistema de distribución de aire

Mando termostático

Centrales enfriadoras



Figura 3-19 Chiller de Agua helada

Fuente: Trane

En sistemas de aire acondicionado o en procesos en industriales, en ambos casos de aplicación se genera calor o lo que se conoce como carga térmica, esta energía debe ser anulada, el medio más eficiente para remover este calor es el agua, que durante mucho tiempo se utilizó de suministros naturales como son ríos y lagos, por medio de tuberías. Mediante la utilización de enfriadores de agua “chillers” que la recirculan, es posible aprovechar y cuidar mejor este recurso, ya que estos sistemas la envían fría, hacia el proceso que la requiere y luego es enviada de nuevo al equipo a mayor temperatura, gracias al sistema de refrigeración con que cuentan estos equipos es posible volver a enfriarla y reutilizarla.

Estos equipos tienen un funcionamiento similar a los equipos de expansión seca, con la peculiaridad de que el evaporador es de tipo inundado, este se encuentra dentro del equipo, (por lo que no requiere de tuberías llenas de refrigerante cuyo costo es mayor) para extraer la energía al agua y poder usarla en procesos industriales o aire acondicionado, donde se requiera extraer calor.

Estos equipos regularmente usan refrigerante R-134^a y son de gran capacidad industrialmente se encuentran desde 10 a 500 TR.

3.1.4 Conceptos de refrigeración

a. Cargas de enfriamiento

De acuerdo con Pita E. (1994) el interior de un edificio gana calor debido a varias fuentes. Si se quiere acondicionar el aire de un lugar ya sea para dar confort o para garantizar el funcionamiento o cumplir con requerimientos de operación para algún equipo o proceso, es necesario alterar la temperatura y humedad. Para lograr el enfriamiento se debe extraer el calor para compensar las ganancias mencionadas y con estos se logre mantener el ambiente según se requiera. A la cantidad neta de calor que se remueve se le llama carga de enfriamiento. El cálculo de dicha carga se basa en principios de transferencia de calor, cuyos resultados se emplean como base para seleccionar el equipo de enfriamiento adecuado (p: 134)

El método de cálculo de las cargas de enfriamiento que se emplearan para la elaboración de este proyecto es el que recomienda ASHRAE(Fundamentals Handbook, 2009).

b. Efecto de almacenamiento de calor

La ganancia de calor bruta es la velocidad con la que se genera o ingresa calor en cualquier momento en el recinto y se llama ganancia de calor. Dichas ganancias están constituidas por: iluminación, radiación solar, convección y conducción, ocupantes, equipo e infiltración. Todo el calor que se recibe por estas fuentes no se emplea inmediatamente para calentar el recinto, algo de calor, es absorbido por los materiales que se encuentran dentro del espacio. A esto se le conoce como efecto del almacenamiento de calor.

La carga de enfriamiento del recinto, es la velocidad a la cual se le deben eliminar la ganancia neta de calor, ya que se debe contemplar el efecto de calor absorbido o almacenado. Es decir, el calor almacenado puede ser liberado en otra hora del día,

cuando el ambiente no se encuentre en el momento de carga máxima. De esta manera es posible disminuir la carga de enfriamiento.

c. Psicrometría

Psicrometría es la ciencia que involucra las propiedades termodinámicas del aire húmedo, y el efecto de la humedad atmosférica sobre los materiales y el confort humano. Lo anterior, se puede llevar a cabo mediante el uso de una tabla psicrométrica o de la carta psicrométrica. (Emerson, año 2010)

d. Unidad de BTU (British ThermalUnit)

Es la cantidad de calor para elevar en un grado Fahrenheit una libra de agua desde una temperatura de 59 °F a 60 °F.

e. Tonelada de refrigeración

La tonelada de refrigeración (TR), es la unidad con la que se suele designar la potencia frigorífica de una máquina de refrigeración. Se define como la cantidad de calor a extraer para transformar una tonelada inglesa (2.000 libras o 907 kg) de agua en hielo, a una temperatura de 32°F (0° C), de agua a la misma temperatura en 24 horas. Así: 1 tonelada de refrigeración (TR) equivale a 3.000 frigorías/hora y a 12.000 Btu/hora.

3.1.5 Ganancia de calor en recintos:

Los principales componentes que aportan calor a un recinto, según Pita, son los siguientes:

- a. Conducción a través de paredes, techo y vidrios al exterior.
- b. Conducción a través de divisiones internas, cielos rasos y pisos.
- c. Radiación solar a través de vidrios.
- d. Alumbrado.
- e. Personas.
- f. Equipos.
- g. Infiltraciones del aire exterior a través de aberturas

Según Pita, en el libro de acondicionamiento del aire, recomienda “separar en dos partes las ganancias de calor enunciadas, de esta forma: las que proceden de fuentes externas al recinto y las generadas internamente, del punto a) al c), son ganancias externas, y del d) al f) son internas, y la última se puede decir que es una sección separada”.

Luego agrega Pita:

También conviene agrupar las ganancias de calor en dos grupos distintos: calor sensible, que ocasiona un aumento de temperatura del aire y el calor latente, que se debe a la adición de vapor de agua y por tanto aumenta la humedad. Así las ganancias del punto a) al d), son responsables de generar calor sensible. La e) y la g) dan calor latente y sensible, y el punto f) es posible colocarlas en cualquiera de los grupos o en ambos, dependiendo del equipo. Es necesario diferenciar estos datos, ya que son vitales para

garantizar una buena selección del equipo, mediante la psicrometría. (1994. Pp. 135-136)

a. **Conducción a través de la estructura exterior**

Pita (1994) señala que las ganancias de calor por conducción a través de paredes, techo y vidrios que dan al exterior se pueden calcular con la siguiente ecuación:

$$Q = U \times A \times DTCEc$$

Ecuación 3.1 Cálculo de la ganancia de calor por conducción

Dónde:

Q: ganancia neta del recinto por conducción a través del techo, paredes o vidrio, BTU/h.

U: coeficiente general de transferencia de calor para el techo, paredes o vidrios, BTU/h-ft²-°F.

A: área del techo, pared o vidrios, ft².

DTCEc: diferencia de temperatura para carga de enfriamiento, °F.

Mediante los planos civiles de la construcción obtiene el área empleada en los cálculos.

El coeficiente U se obtiene mediante la ejecución de las siguientes ecuaciones.

$$R_T = \frac{1}{U} = R_i + R_1 + R_2 + \dots + R_n + R_o$$

Eq 3.2

$$R_i = \frac{1}{h_i} R_1 = \frac{L_1}{K_1} R_2 = \frac{L_2}{K_2} \dots R_n = \frac{L_n}{K_n}$$

Eq 3.3

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{L_1}{K_2} + \dots + \frac{L_n}{K_n} + \frac{1}{h_0}}$$

Eq 3.4

Ecuaciones: 3.2-3.4 para el cálculo de coeficiente global de transferencia de calor

Dónde:

R: Resistividad Térmica

h: coeficiente de transferencia de calor para convección.

K: Coeficiente de transferencia de calor para conducción.

L: Espesor del material

Mediante el anexo 1 y 2 es posible encontrar el valor de h y el valor de k para diversos materiales y algunos aislantes y los espesores se obtienen de los planos de construcción. Para obtener el DTCEc, primero hay que adquirir el DTCE de los anexos 3 y 4 para techos y muros, este dato incluye el almacenamiento de calor.

$$DTCEc = [(DTCE + LM) \times K + (78 - tR) + (t_0 - 85)] \times f$$

Ecuación 3.5 Corrección de DTCE para techos o muros

Dónde:

DTCEc: valor corregido de DTCE en °F

DTCE: temperaturas de los anexos 3 y 5, en°F

LM: corrección para latitud al color y mes del anexo 4

K: corrección debido al color de la superficie.

K: 1.0 corrección para superficies oscuras o áreas industriales.

K: 0.5 para techos de color claro en zonas rurales.

K: 0.65 para paredes de color claro en zonas rurales.

tR: temperatura del recinto en °F.

t0: temperatura de diseño exterior promedio, en °F

f: factor de corrección para ventilación del cielo raso (sólo para techos).

f: 0.75 para ventiladores de entre piso (techo falso) en los demás casos usar 1.

Las indicadas en las tablas anexadas son de hora solar, esta es aproximadamente igual a la hora oficial. En algunos lugares con horario específico en las épocas de calor, se le suma una hora para conseguirla hora nacional.

Es recomendable hacer el ajuste de $K=1$, en algunos lugares donde los colores de la estancias se puedan oscurecer a causa de la contaminación.

Para continuar con los siguientes cálculos se consideran las fórmulas expuesta por Pita (1994, pp: 142-156)

b. Conducción a través del vidrio:

Así, para la obtención del resultado anterior se aplica la siguiente ecuación:

$$DTCEe = DTCE + (78 + tR) + (t0 - 85)$$

Ecuación 3.6 Corrección de DTCE vidrio

Sin embargo en el recinto donde se realiza el análisis no tiene ventanas.

c. Conducción a través de la estructura interior

El calor que pasa desde los espacios particulares sin acondicionamiento hacia los espacios acondicionados a través de divisiones, pisos y cielo raso se pueden calcular con la ecuación presente

$$Q = U \times A \times DT$$

Ecuación 3.7 Calor debido a estructuras interiores

Dónde:

Q: velocidad de transferencia de calor a través de la división, piso o cielo raso, en Btu/h.

U: coeficiente global de transferencia de calor para la división, piso o cielo raso, en Btu/h-pie² - °F.

A: área de la división, piso o cielo raso, en pie².

DT: diferencial de temperatura entre los espacios sin acondicionar y los acondicionados, ° F.

Para el caso de este proyecto el total de la empresa se encuentra con ambiente controlado y la zona a analizar.

d. Radiación solar a través de vidrios

Continuando con las fórmulas expuestas por Pita (1994) La energía radiante del sol pasa a través de materiales transparentes como el vidrio y se transforma en ganancia de calor. Su valor varía con la hora, la orientación, el sombreado y el efecto de almacenamiento, su cálculo es posible mediante el empleo de la siguiente ecuación.

$$Q = FGCS \times A \times CS \times FCE$$

Ecuación 3.8 Radiación a través de vidrios

Dónde:

Q: velocidad de transferencia de calor a través de la división, piso o cielo raso, en Btu/h.

FGCS: factor de ganancia máxima de factor solar, Btu/h-pie².

A: área del vidrio, pie².

CS: coeficiente de sombreado.

FCE: factor de carga de enfriamiento para vidrios.

Como se mencionó anteriormente en el recinto donde se realiza el análisis no tiene ventanas.

e. Iluminación

Para calcular la ganancia de calor debido a la iluminación artificial se utiliza la siguiente ecuación:

$$Q = 3.4 \times W \times FB \times FCE$$

Ecuación 3.9 Calor debido a la iluminación

Dónde:

Q: Ganancia neta de calor debida al alumbrado, en Btu/h

W: Potencia del alumbrado, en Watts

FB: Factor de balastro

FCE: Factor de carga de enfriamiento para el alumbrado

En muchas aplicaciones todo el alumbrado está encendido, pero si no los está, debe emplearse la cantidad real. El número de 3,4 es para realizar la conversión de watts a BTU/h.

El factor de balastro Las ganancias de calor debido al balastro de las unidades fluorescentes, un valor típico de FB es de 1.25 para unidades fluorescentes, pero para balastros electrónicos, este valor puede incluso ser menor que uno, ya que éstos permiten el funcionamiento con una menor corriente eléctrica. Para efectos de cálculo se toma como valor de uno

El factor FCE toma en cuenta el almacenamiento de parte de la ganancia de calor por alumbrado. El efecto de almacenamiento depende de cuánto tiempo está encendido el alumbrado y trabaja el sistema de enfriamiento, así como la construcción del edificio, el tipo de unidades de alumbrado y la cantidad de ventilación.

f. Personas

La ganancia de calor debido a las personas son: calor sensible y calor latente que resulta de la transpiración y respiración. Algo del calor sensible se puede absorber por el efecto de almacenamiento de calor, pero no así el calor latente. El cálculo de las ganancias de calor generados por los ocupantes del recinto se obtiene con las siguientes ecuaciones:

$$Q_s = q_s \times n \times FCE$$

Ecuación 3.10 Ganancias de calor sensible debido a ocupantes

$$Q_l = q_l \times n$$

Ecuación 3.11 Ganancias de calor latente debido a ocupantes

Dónde:

Q_s, Q_L: ganancias de calor sensible y latente respectivamente.

q_s, q_L: ganancias de calor sensible y latente por persona respectivamente

n: número de personas.

FCE: factor de carga de enfriamiento para las personas. (se usa el valor de 1)

La velocidad de ganancia de calor debida a la gente depende de la actividad física; En el anexo 6 se encuentran los valores normalizados que permiten completar la ecuación para resolverla.

g. Equipo

Los principales equipos empleados por la empresa para sus actividades en el recinto por analizar son accionados por motores eléctricos, resistencias o accionamientos neumáticos.

Por lo que la carga térmica de los equipos se calculan de la siguiente manera.

$$Q = 2545 \times (P/EM) \times FUM \times FLM$$

Ecuación 3.12 Ganancias de calor sensible debido a uso del motor

Dónde:

Q = Calor equivalente de la operación del equipo Btu/h

P = Potencia del motor hp

EM= Eficiencia del motor

FUM= Uso del motor

FLM= Factor de carga del motor

2545 Factor de conversión Btu/h·hp

Para motores cuya eficiencia no se conoce se usa tabla de eficiencias ubicada en los anexos (Anexo 7).

h. Infiltración

La infiltración de aire a través de fisuras en puertas o ventanas ocasiona una ganancia de calor sensible y latente en los recintos.

Las infiltraciones ocurren cuando el aire externo ingresa por las aberturas en la construcción, la presión del viento permite estos ingresos al recinto, los principales puntos de ingreso son los topes o uniones de los marcos de puertas y ventanas. Dependiendo de la época y la ubicación geográfica, el aire que se infiltra, tiene más humedad comparado con el aire del interior del recinto, generando que la humedad aumente a un nivel inadmisibles para el confort. Esta humedad debe ser extraída, pero primero se debe calcular el calor latente que ingresa al recinto debido a ésta. Para calcular el efecto del aire de infiltración sobre la ganancia de calor sensible y latente se usan las siguientes ecuaciones:

$$Q_s = 1.1 \times CFM \times CT$$

Ecuación 3.13 Ganancias de calor sensible debido a infiltración

$$Q_l = .68 \times CFM \times (W_e' - W_i')$$

Ecuación 3.14 Ganancias de calor latente debido a infiltración

Donde:

Qs: calor sensible que aporta el aire de infiltración, en Btu/h

QL: calor latente que aporta el aire de infiltración, en Btu/h

CFM: velocidad de infiltración o ventilación del aire, en pie³/min

CT: Diferencias de temperatura entre el aire interior y exterior

W: Humedad absoluta en granos de humedad por libra de aire seco

La mayor parte de los sistemas de acondicionamiento de aire en verano tienen ventilación mecánica que emplea un porcentaje de aire exterior, con lo cual se reduce en gran medida la infiltración, ya que se produce una presión positiva de aire en el interior de la edificación. En estos casos el aire exterior que es usado como parte de ventilación no representa una ganancia en el recinto, sino una carga para el equipo central de enfriamiento.

Para la empresa el diseño del aire se realizó únicamente para la filtración y recirculación del aire, no cuenta con aire de ventilación, por lo que las infiltraciones son necesarias para mantener al edificio.

i. Transferencia de calor a los alrededores

Una parte de la generación del calor sensible se transfiere a través de la estructura hacia los alrededores, y nunca aparece como parte de la carga del recinto. Esto constituye un efecto aislado de su almacenamiento, se debe calcular esa pérdida de calor y corregir las ganancias de calor sensible al recinto las ecuaciones presentes se usan para calcular la corrección para la transferencia de calor a los alrededores.

$$F_c = 1 - 0.02 \times K$$

Ecuación 3.15 Factor de corrección de calor sensible

$$K = (U_w \times A_w + U_g \times A_g)/L$$

Ecuación 3.16 Conductancia en función de longitud

Dónde:

F_c= factor para corregir cada ganancia de calor sensible al recinto.

K= conductancia de la unidad de longitud, en Btu/h-pie-°F.

L= longitud de la pared exterior, en pie.

U_w, U_g = coeficientes de transferencia de calor, w = pared y g = vidrio en (Btu/h-pie²-°F)

A_w, A_g = área de la pared o del vidrio, pie²

j. Cargas de enfriamiento del recinto

Esta carga de enfriamiento del recinto es la velocidad a la cual se debe eliminar el calor, y es la suma de cada una de las ganancias netas corregidas para el recinto. Se usarán las abreviaturas RSHG, RLHG y RTHG. Para designar a las ganancias corregidas del recinto, de calores sensibles, latentes y totales y entonces RTHG es la carga de enfriamiento de éste.

3.1.6 Análisis Psicrométrico

Para la realización de los cálculos que se establecen a continuación, se aplican las fórmulas que plantea Pita, las cuales permiten efectuar los análisis psicrométricos (1994. pp: 200- 2006). A continuación se explican las relaciones que se esperan obtener al hacer este análisis.

- **Factor de calor sensible del recinto.**

A la relación de la ganancia total de calor sensible, entre la ganancia de calor total (latente más sensible) se le conoce como factor de calor sensible. En algunas cargas psicrométricas, indican el factor de calor sensible. Con este punto y el foco (punto marcado a los 80 °F con 50% de HR) Se traza una línea que sirve de base para dibujar la línea del proceso de aire acondicionado

$$RSHR = \frac{RSHG}{RTHG} = \frac{RSHG}{(RSHG + RLHG)}$$

Ecuación 3.17 Cálculo de la relación de calor sensible del recinto

Donde:

RSHR = relación de calor sensible del recinto.

RSHG = ganancias de calor sensible del recinto, Btu/h.

RLHG = ganancias de calor latente del recinto, Btu/h.

RTHG = ganancias de calor totales del recinto, Btu/h.

- **Línea de proceso del serpentín**

Es una línea que se traza en la carta psicrométrica, que representa los cambios en las condiciones del aire, esta línea depende de la configuración del serpentín, la velocidad del aire y la temperatura del refrigerante, que permitirá seleccionar un serpentín o verificar su funcionamiento. Entonces, esta línea se define como la recta que se traza entre las condiciones del aire que entra y que sale del serpentín. Pita(1994)

- **Temperatura de aire de suministro**

El aire de suministro debe tener una temperatura y humedad menores a la del recinto. Su contenido menor en calor sensible y latente contrarresta con las ganancias netas de calor del recinto.

Para obtener la temperatura de aire de suministro, se estima que tiene que estar a unos 20°F menos que la temperatura de diseño del recinto, en la carta psicrométrica se interseca esta temperatura con la línea de calor sensible del recinto.

- **Volumen de aire de suministro**

El volumen de aire de suministro se determina a partir de la ecuación de calor sensible, tomando en cuenta la temperatura de aire de suministro y la temperatura del recinto.

$$CFM_{sa} = \frac{RSHG}{1.1 \times (TR - TS)}$$

Ecuación 3.18 Cálculo del volumen de aire de suministro

Donde:

CFM_{sa} = volumen de aire de suministro, pie³/min.

RSHG = ganancias de calor sensible del recinto, Btu/h.

TR = temperatura del recinto, °F.

TS = temperatura de suministro, °F.

Capítulo 4 Metodología

Seguidamente se realizan las actividades requeridas para atender este apartado, el cual se caracteriza por ser una investigación de tipo descriptiva cuantitativa, aplicando los conceptos teóricos mediante los procedimientos metodológicos que se establecen a continuación.

4.1 Cálculo de las cargas térmicas

Las principales cargas térmicas encontradas en el recinto de moldeo son las siguientes:

- Calor generado por Luminarias
- Calor generado por Hornos para tratamiento térmico
- Calor generado por Enfriadores de agua portátiles
- Calor generado por Personal de la fabrica
- Calor generado por equipos secadores de resina

- Calor generado por máquina inyectoras de resina
- Calor generado por equipos de herramientas de corte (toolroom)
- Calor generado por Infiltraciones
- Calor generado por transformadores.

4.1.1 Calor generado por Luminarias

Primeramente se hizo una cuantificación del total de luminarias y lámparas presentes en el recinto, así como su tipo y potencia. Esta cuantificación se hizo por áreas en las que el recinto se subdivide (ver apéndice 2 figura 7.1)

Tabla 4.1 Distribución y datos de luminarias presentes en el recinto

Área	Cantidad Luminarias	Fluorescentes por luminaria	Tipo de luminaria	Potencia media según fabricante (W)
Impresoras	8	4	t5	54,2
Empaque de moldeo	8	4	t5	54,2
Manejo de Resinas	6	4	t5	54,2
Mantenimiento	6	4	t5	54,2
Pasillo 1	12	4	t5	54,2
Reel Smart	15	4	t5	54,2
Área 300	9	4	t5	54,2
Impresoras (pcl, sample pack)	6	4	t5	54,2
Pasillo 2	12	4	t5	54,2
Área 176	8	4	t5	54,2
Pasillo 3	10	4	t5	54,2
Equipos de herramientas de corte	27	4	t5	54,2
Mantenimiento de moldes	10	6	t5	54,2
Pasillo principal	10	4	t5	54,2
Centro de acopio	6	4	t5	54,2

Mediante el uso de las ecuaciones descritas en el marco teórico, para este caso la ecuación 3.9 ($Q = 3.4 \times W \times FB \times FCE$) se obtiene la ganancia de calor por iluminación artificial.

Para calcular la ganancia de calor para la zona de impresoras se realiza lo siguiente.

Como se aprecia en la tabla 4.1 para la zona mencionada existen 8 luminarias y cada luminaria emplea 4 fluorescentes tipo T5, con una potencia de 54.2 watts.

Multiplicando los valores dados se tiene que para la sección de impresoras se tiene una potencia de 1734.4 W. por lo que aplicando la ecuación 3.9 se obtiene:

$$Q = 3.4 \times (1734.4) \times (1.25) \times (1)$$

El planteamiento anterior tiene como resultado 7371.2 BTU/h, con la ayuda de hojas de cálculo se obtiene los siguientes resultados.

Tabla 4.2 Resultados de potencia total y calor generado por las lámparas en las distintas secciones

Área	Potencia total (W)	Calor generado (BTU/h)
Impresoras	1 734	7 393
Empaque de moldeo	1 734	7 393
Manejo de Materiales	1 301	5 545
Mantenimiento	1301	5 545
Pasillo 1	2602	11 089
Reel Smart	3252	13 862
Área 300	1 951	8 317
Impresoras (pcl, sample pack)	1 301	5 545
Pasillo 2	2 602	11 089
Área 176	1 734	7 393
Pasillo 3	2 168	9 241
Equipos de herramientas de corte	5 854	24 951
Mantenimiento de moldes	3 252	13 862
Pasillo principal	2 168	9 241
Centro de acopio	1 301	5 545
Total	30 786	146 009

Para la carga térmica por iluminación se tiene un total de 146000 BTU/h de calor sensible.

4.1.2 Calor generado por Hornos para tratamiento térmico

En la empresa se cuentan con dos hornos para tratamiento térmico y uno para limpieza de boquillas inyectoras.

Estos hornos son eléctricos por lo que la carga de calor generada, es directamente proporcional a su resistencia.

Usando el factor de conversión 3412,14 Btuh/kW y multiplicarlo por la potencia del horno (ver anexos 8, 9 y 10), es posible obtener la generación de calor por parte de estos hornos.

El horno que se usa para limpiar las boquillas de inyección, se le conoce como *cleanjet*, este horno tiene una bomba de vacío, para genera una atmosfera inerte y con esto impedir una combustión de los restos de resina adheridos a la boquilla, entonces una parte de los residuos de resina son fundidos y otra parte son vaporizados. Por lo que para calcular la carga térmica de este equipo se dice que un 10 por ciento, es eliminado por la bomba de vacío; el procedimiento para calcular la carga térmica es el mismo aplicado con los hornos de tratamiento térmico.

El total de ganancia de calor producida durante la operación de estos hornos es de 69 607 BTU/h en calor sensible.

Tabla 4.3 Datos de los hornos y ganancia de calor

Equipo	Modelo	Temperatura máxima (°F)	Potencia KW	Generación de Calor (Btu/h)
Horno Crest	RD7-KHE24	2200	7	23 885
Horno Lucif	C122	2250	8	27 297
Cleanjet	Mini jet cleaner	900	6	18 425
			Total	69607

4.1.3 Ganancia de calor debido a los enfriadores portátiles (*chillers*).

Estos equipos se encargan de mantener un depósito, con agua tratada a baja temperatura, esta agua la emplea otro equipo como medio de disipación de calor, para elaboración de piezas mediante el proceso de erosionado por hilo.

Para calcular la ganancia de calor de estos equipos, se hace lo siguiente, a muestra de cálculo, se usaran los datos del *chiller 1*

- a. Hacer una serie de mediciones en la salida de aire, para obtener la velocidad, la temperatura y la humedad relativa(ver apéndice 1 tabla 5)
- b. La temperatura y humedad relativa en la entrada de aire del equipo, se usa la temperatura ambiente más cercana a la entrada del equipo.
- c. Ahora con ayuda del software de psicrometría y utilizando los datos ya mostrados, se obtienen los valores de entalpia en la entrada y salida del aire.

Tabla 4.4 Datos de Temperatura, humedad, volumen específico y entalpia en la salida y entrada de aire del chiller 1

Datos en la salida del aire				Datos en la entrada del aire			
Temperatura BS (°F)	Humedad relativa (%)	Volumen específico (ft ³ /lb)	Entalpia (Btu/lb)	Temperatura BS (°F)	Humedad relativa (%)	Volumen específico (ft ³ /lb)	Entalpia (Btu/lb)
103,4	19,8	14,4	34,8	80,7	42,6	13,8	29,834

- d. Para calcular el caudal de aire se debe multiplicar el promedio de la velocidad obtenido anteriormente, por el área por donde fluye el aire.

Realizando las mediciones respectivas se encontró el área efectiva es: 2,49 pies cuadrados, y el caudal de aire es 1 097 ft³/min

Con esto ya se tienen todos los datos para calcular la ganancia de calor producida por este equipo, con el uso de la ecuación.

$$Q = \frac{60q}{v} \Delta h$$

Donde

Q: es la ganancia de calor del equipo (BTU/h)

V: es el volumen específico en el suministro (14,36ft³/lb)

q: es el caudal de aire (1097CFM)

Δh : es el cambio en la entalpia de entrada y salida (5,187 Btu/lb)

$$Q = \frac{60 * 1097}{14.36} * 4.934$$

$$Q = 22\ 615\text{Btu/h}$$

La carga de calor para el recinto generado por este equipo es de 22 615 Btu/h de calor sensible.

De la misma manera que se calculó la generación de calor, para este equipo, se realizó para los otros *chiller* portátiles, a continuación se muestra la tabla de resumen con los resultados obtenidos.

Tabla 4.5 Carga térmica generada por cada enfriador portátil

Equipo	Marca	Modelo	Calor generado Btu/h
Chiller 1	Remcor	CH2000	22 676
Chiller 2	Remcor	CH2000	22 010
Chiller 3	N/D	N/D	21 450
Chiller 4	Remcor	CH2000	16 932
Chiller 5	Remcor	CH2000	24 355
		Total	107 424

El total de calor generado por estos equipos es de 107 424 Btu/h en calor sensible, el cual debe ser contrarrestado por el sistema de aire acondicionado.

4.1.4 Calor generado por Personal de la fábrica

Esta empresa cuenta con personal que trabaja en 3 turnos distintos, por lo que la cantidad máxima de personas presente, varía según la hora del día. Por lo que se le pidió al departamento de recursos humanos, el dato de la máxima cantidad de trabajadores presente en el día, distribuidos por sección en las que labora. (Ver apéndice 1 tabla 7). Con ayuda del anexo 11, se logra establecer la generación de calor latente y sensible por persona, según el trabajo que realiza.

Con el empleo de las ecuaciones 3.10 ($Q_s = q_s \times n \times FCE$) y 3.11 ($Q_l = q_l \times n$) y la ayuda de hojas de cálculo, se obtiene la ganancia de calor por zona de trabajo. Como se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 4.6 Resultados de calor latente y sensible ganado debido al personal

Zona trabajo	Tipo de actividad	Cantidad de personas	Calor sensible BTU/h	Calor latente BTU/h	Ganancia de calor total BTU/h
Impresoras	Ligero de mesa (fabrica)	18	4950	8550	13500
Mantenimiento moldes	Caminado 3 mph	6	2250	3750	6000
Mantenimiento máquina	Caminado 3 mph	4	1500	2500	4000
<i>Machine</i>	Caminado 3 mph	5	1875	3125	5000
<i>Toolroom</i>	Ligero de mesa (fabrica)	4	1100	1900	3000
Máquinas de inyección operarios	Ligero de mesa (fabrica)	14	3850	6650	10500
Empaque de moldeo	Ligero de mesa (fabrica)	25	6875	11875	18750
Materiales	Caminado 3 mph	9	3375	5625	9000
Total			25775	43975	69750

4.1.5 Calor generado por equipos secadores de resina

Los equipos encargados de extraer la humedad de la resina, tienen dos componentes principales que generan calor, el motor y las resistencias eléctricas. El motor se encarga de mantener el suministro y recirculación de aire, el cual pasa a través de un recipiente con desecante, donde se le extrae la humedad. Las resistencias se encargan de calentar el aire seco, que posteriormente ingresa a la tolva para secar la resina. Otra función de las resistencias es regenerar el desecante, que se volverá a usar en el proceso.

Para calcular carga térmica generada por estos equipos, se debe calcular los motores y las resistencias por aparte.

a. Cálculo de ganancia de calor por las resistencias.

La ganancia de calor de una resistencia eléctrica es proporcional a su potencia, sin embargo el comportamiento de éstas es discontinuo, una vez que ha alcanzado la temperatura programada, por lo que se emplean factores de carga para asemejar más el valor calculado al real.

Una vez que se tienen los valores de las potencia de las resistencias, se mide la corriente que consume, y se calcula la potencia real, que genera la carga de calor, ver apéndice 1 tabla 8.

Se debe establecer la relación de potencia real entre potencia teórica, con el fin de determinar el factor de carga. Este factor se emplea, para obtener el calor real generado. Como se muestra en la siguiente ecuación

$$Fc = \frac{\text{Potencia real}(\text{regeneracion} + \text{proceso})}{\text{Potencia teorica}(\text{regeneracion} + \text{proceso})}$$

Donde:

FC: Factor de carga

Potencia real: Potencia estimada (W)

Potencia Teórica: Potencia indicada en el catálogo del equipo (W)

$$Q = FC \times \text{Potencia teorica}$$

Donde:

Q: Ganancia de calor (W)

Fc: Factor de carga

Potencia Teórica: Potencia indicada en el catálogo del equipo (W)

A continuación se muestra el cálculo de ganancia de calor por resistencia para un secador de resina marca ACE modelo AD15/1.7

Del anexo 12 y apéndice 1 tabla 8 se obtienen los valores.

$$Fc = \frac{705.6 + 878.4}{2500 + 750}$$

$$FC = 0.487$$

Este factor de carga se emplea para obtener la ganancia de calor producida por el equipo descrito

$$Q = FC \times Potencia\ teórica$$

$$Q = 0.487 * (2500 + 750)$$

$$Q = 1584W$$

Como la ganancia de calor calculada presenta unidades del sistema Internacional, se requiere realizar una conversión de unidades, la multiplicación de la ganancia calculada por 3,4 Btu/h/W permite obtener la ganancia de calor en unidades del sistema ingles Btu/h

$$Q = 5\ 400\ Btu/h$$

b. Cálculo de la generación de calor por el motor.

Para calcular la carga producida por el motor se deben emplear la ecuación 3.12 ($Q = 2545 \times (P/EM) \times FUM \times FLM$), descrita en el marco teórico, el dato de eficiencia no es conocido, por lo que se debe buscar en el anexo 7. El valor de FUM se va a tomar como uno, ya que el motor permanece encendido todo el tiempo que la máquina opera, y el valor de FLM se calcula de la misma forma que el factor de carga calculado en el punto anterior. En el apéndice 1 tabla 8 se encuentra los valores de potencia del motor y en el anexo 12 el dato de placa del equipo.

A continuación se muestra el cálculo de ganancia de calor por el motor para un secador de resina marca ACE modelo AD15/1.7

De manera análoga al cálculo del de las resistencias se emplea la ecuación para calcular el factor de carga.

$$Fc = \frac{\text{Potencia real (watts)}}{\text{Potencia teorica(watts)}}$$

$$Fc = \frac{261.6}{246}$$

$$FC = 1.063$$

Según las norma ASHRAE, el FC no puede ser mayor que uno, por lo que éste se dato se aproxima a 1

$$Q = 2545 \times (P/EM) \times FUM \times FLM$$

$$Q = 2545 \times \left(\frac{0.33}{0.57}\right) \times 1 \times 1$$

$$Q = 1473,4 \frac{Btu}{h}$$

Así se tiene que el calor total generado el secador de resina, es la suma de la ganancia de calor por las resistencias más la ganancia producida por el motor, por lo que la carga térmica total para este equipo es de 6730 Btu/h.

A continuación de muestra una tabla con las ganancias de calor de todos los secadores de resina, se debe considerar que para algunos de estos equipos no fue posible conseguir el dato de potencia separado en resistencias y motor, por lo que se

basó en los datos de los equipos similares, de igual forma sucede con el cálculo de factor de carga, ya que no todos los equipos pudieron ser medidos.

Tabla 4.7 Ganancias de calor de los secadores de resina

Numero de activo	Marca	modelo	Total carga Btu/h
CR-DRY-121933	DRI-AIR	AHM-2	5985
CR-DRY-121932	DRI-AIR	AHM-2	5985
CR-DRY-121971	DRI-AIR	AHM-2	5985
CR-DRY-121972	DRI-AIR	AHM-2	5985
CR-DRY-141830	AEC	AD 15/1.7	6730
CR-DRY-141837	AEC	AD 15/1.7	6730
CR-DRY-141827	AEC	AD 15/1.7	6730
CR-DRY-141829	AEC	AD 15/1.7	6730
CR-DRY-141832	AEC	AD 15/1.7	6730
CR-DRY-141828	AEC	AD 15/1.7	6730
CR-DRY-141831	AEC	AD 15/1.7	6730
CR-DRY-141728	AEC	AD 15/1.7P	6730
CR-DRY-135379	AEC	ASD 30	7652
CR-DRY-135702	AEC	ASD 15/1.7	3503
CR-DRY-135803	AEC	ASD 15/1.7	3503
CR-DRY-141833	AEC	AD 30/3.0P	18427
CR-DRY-141835	AEC	AD 30/3.0P	18427
CR-DRY-141729	AEC	AD 30/3.0P	18427
CR-DRY-141834	AEC	AD 30/3.0P	18427
CR-DRY-141836	AEC	AD 30/3.0P	18427
CR-DRY-135951	AEC	ASD 30/3.0P	7652
CR-DRY-135950	AEC	ASD 30/3.0P	7652
CR-DRY-202397	AEC	AD30/3.0P	18427
CR-DRY-135861	MOTAN	LUXOR 50	10236
CR-DRY-135866	MOTAN	MDE 75	0
CR-DRY-114917	NOVATEC	MDM-25A	8147
CR-DRY-129191	NOVATEC	MDM-50	0
CR-DRY-202399	NOVATEC	MD-25A	8131
CR-DRY-202398	NOVATEC	MD-25	8131
CR-DRY-202400	NOVATEC	MD-25A	8131
CR-DRY-202401	NOVATEC	MDM-25	8147

CR-DRY-202382	NOVATEC	MD-25A	8131
CR-DRY-202387	NOVATEC	MD-25	8131
CR-DRY-202384	NOVATEC	MD-25A	8131
CR-DRY-202389	NOVATEC	MD-25A	8131
CR-DRY-202386	NOVATEC	MD-25A	8131
CR-DRY-202390	NOVATEC	MD-25A	8131
CR-DRY-202391	NOVATEC	MD-25A	8131
CR-DRY-202392	NOVATEC	MD-25A	8131

En la tabla 4.7 se aprecia la carga térmica de la mayoría de los equipos descritos, ya que algunos de estos no funcionan, para tener el total de calor generado por los equipos se debe considerar, que no todos funcionan al mismo tiempo, por lo que se consultó al departamento de moldeo cuántas máquinas operan de manera simultánea, con el dato se calculó un factor de uso igual a 76,3%. Ahora se debe sumar toda la carga generada por estos equipo y multiplicarla por el factor de uso, cuyo resultado es 248 289 Btu/h en calor latente y sensible. Debido a que el equipo de medición de humedad, se encontraba en mal estado, no fue posible calcular un valor detallado de calor latente, se consultó al asesor Industrial sobre proponer un porcentaje para asignar el valor de calor latente, se propuso un dos por ciento a lo que le dio el visto bueno.

De esta manera se tiene:

4965 Btu/h de calor latente y 243 324 Btu/h de calor sensible en total, por parte de los equipos usados para secar la resina.

4.1.6 Calor generado por máquinas inyectoras de resina

Estas máquinas se encargan de fundir e inyectar la materia prima en el molde. Por lo que sus principales generadores de calor son los motores y las resistencias eléctricas. Los datos de estos equipos se obtuvieron en el departamento de mantenimiento de moldeo, ver anexo 13.

En el recinto de moldeo se cuenta con dos tipos principales de máquinas, el primero es hidráulico, y la segunda es eléctrica.

Para el primer tipo se tiene que un motor principal, que hace girar el impulsor de una bomba de aceite, el que se usa para movilizar todos los elementos de las máquinas (tornillo, inyección de material, apertura y cierre de molde). Como el aceite se calienta por la fricción en la bomba y los otros dispositivos, es necesario enfriarlo, mediante un circuito de agua fría que emplea la empresa para dicho propósito. Por lo que al calor total generado por el motor se le debe restar el calor extraído al aceite.

El segundo tipo de máquinas, se usan servomotores para realizar los movimientos de las partes de la máquina, por lo que el calor generado por este tipo de máquina es menor.

A continuación se muestra el cálculo de ganancia de calor para las máquinas inyectoras hidráulicas, empleando los datos de la M9.

Para cuantificar las ganancias de calor se deben primero calcular los factores de carga, tanto para las resistencias, como los motores. El cálculo del factor de carga requiere de valores reales de consumo de potencia, los que fueron suministrados por el departamento de Mantenimiento de Facilidades.

- Factor de carga para resistencias (Fc)

$$Fc = \frac{\text{Potencia real (kW)}}{\text{Potencia teorica(kW)}}$$

$$Fc = \frac{1.67}{8.6}$$

$$Fc = 0.194$$

Es decir el factor de carga para la resistencia es de 19.4%

- Factor de carga para motor

$$Fc = \frac{\text{Potencia real (watts)}}{\text{Potencia teorica(watts)}}$$

$$Fc = \frac{16,85}{22}$$

$$Fc = 0.7659$$

Se expresa el factor de carga para el motor como 76.6%

- Ahora se procede a calcular la ganancia de calor por las resistencias, de manera análoga al apartado anterior.

$$Q = FC * Potencia\ teorica$$

$$Q = 19.4\% * 8.6\text{kW}$$

$$Q = 1,67\text{ kW}$$

Mediante el uso del factor de conversión 3 412,14 Btu/h/kW se obtiene la ganancia de calor. Q = 5 698 Btu/h de calor sensible

- Cálculo de la ganancia de calor del motor de la máquina inyectora M9

La ganancia de calor producida por el motor se obtiene con la ecuación 3.12 ($Q = 2545 \times (P/EM) \times FUM \times FLM$), el dato eficiencia se obtiene del anexo 7.

$$Q = 2545 \times \left(\frac{29.5}{89\%}\right) \times 1 \times 76.6\%$$

$$Q = 63\,197 \text{ Btu/h}$$

Sin embargo, para obtener el verdadero valor de la carga térmica producida por el motor, se requiere restar el calor sustraído al aceite.

- Cálculo del calor extraído al aceite.

Se establece que el calor extraído al aceite es igual al calor ganado por el agua que lo enfría. Para determinar el flujo de agua, se instaló un equipo medidor de volumen (galones de agua) a la entrada del intercambiador de calor del aceite.

También se realizaron mediciones de temperatura a la entrada y salida del intercambiador. En el apéndice 1 tabla 9, se aprecian datos de mediciones realizadas en algunas de las máquinas hidráulicas, los datos de la inyectora M9 son los siguientes.

- Temperatura entrada: 56.2°F
- Temperatura salida: 78.3 °F
- Caudal de agua: 0.342 ft³/min

Mediante el empleo de tablas de propiedades del agua, se obtiene la densidad y la capacidad calorífica, a una temperatura de 78.3 °F, a saber:

- Densidad = 62,32lb/ft³

- Capacidad calorífica= 1 Btu/lbF

Ahora el calor ganado por el agua se calcula con la siguiente ecuación:

$$Q = \dot{m}C_p\Delta T$$

Donde:

Q: ganancia de calor Btu/h

\dot{m} : Flujo másico (60 x caudal x densidad=1278,8 lb/h)

C_p: Capacidad calorífica del agua (1 Btu/lbF)

ΔT : Cambio de temperatura (22,1°F)

$$Q = 1278,8 * 1 * 22.1$$

$$Q = 28261 \frac{Btu}{h}$$

Ahora el valor de la ganancia de calor por el motor es de 34 935 Btu/h, y el calor total generado por la máquina M9 es aproximadamente de 40 000 Btu/h de calor sensible.

Para determinar la carga térmica de las máquinas eléctricas, se realiza el mismo cálculo empleado en las máquinas hidráulicas, con la salvedad de que las inyectoras eléctricas emplean servomotores de diversa potencia, los cuales se saben que son muy eficientes de hasta 98%. Para realizar el cálculo se escoge el motor que la máquina eléctrica utiliza de manera más continua, este es el motor encargado de la dosificación de materia prima.

En la siguiente tabla se muestra la ganancia de calor de cada una de las inyectoras.

Tabla 4.8 Ganancia de calor de cada una de las inyectoras

Panduit ID	Capacidad (Ton)	Total Calor Btu/h
M1	300	42 772,21
M2	300	23 020,69
M3	300	27 531,43
M4	220	24 681,99
M5	110	43 115,80
M6	110	39 665,26
M7	110	41 706,70
M8	110	39 874,27
M9	110	39 874,27
M10	110	39 665,26
M11	55	40 321,39
M13	83	18 068,78
M15	55	17 523,42
M16	66	52 610,48
M17	176	52 610,48
M18	176	52 610,48
M19	176	52 610,48
M20	176	52 610,48
M21	176	52 610,48
M22	176	52 610,48
M23	176	52 610,48
M24	176	52 610,48

M25	176	52 610,48
M26	176	52 610,48
M27	110	66 268,19
M28	83	36 699,50
M29	83	36 699,50
M30	83	36 699,50
M31	83	36 699,50
M32	83	36 699,50
M33	83	36 699,50
M34	83	36 699,50
M35	110	20 485,91
M36	110	20 485,91
M37	110	20 485,91

Fuente propia

Excel

En la tabla 4.8 se aprecia la carga térmica de los equipos descritos, para determinar el total de calor generado por los equipos, se debe considerar, que no todos funcionan al mismo tiempo, por lo que se consultó al departamento de producción cuántas máquinas operan de manera simultánea, con el dato se calculó un factor de uso igual a 62.9%. Ahora se debe sumar toda la carga generada por estos equipos y multiplicarla por el factor de uso, cuyo resultado es 880 729 Btu/h de calor sensible.

4.1.7 Calor generado por equipos de herramientas de corte

En la zona de “Tool Room” se cuenta con diversos equipos para la fabricación y reparación de los moldes usados en las máquinas de moldeo, los principales equipos que generan calor son:

Tornos CNC de dos ejes, fresadoras CNC de dos y tres ejes, erosionadoras de penetración, En el anexo 14 se aprecia un listado de éstos equipos.

Los equipos descritos tienen como principal generador de calor motores eléctricos, mediante el uso de la ecuación 3.12 ($Q = 2545 \times (P/EM) \times FUM \times FLM$) esta ganancia de calor puede ser determinada.

Muestra de cálculo de carga térmica para la máquina fresadora de 3 ejes MV-40

En el anexo 15 se encuentra una imagen tomada del manual de la máquina MV-40 en donde se detalla las potencias y los motores dentro del equipo, y en el apéndice 1 tabla 10 se muestran los valores reales de potencia calculados para las fresadoras y tornos. Con ayuda de hojas de cálculo, dos datos en los anexos y apéndices respectivos se proceden a realizar los cálculos.

- Cálculo del factor de carga para el motor del husillo (FC).

$$Fc = \frac{\text{Potencia real (watts)}}{\text{Potencia teórica (watts)}}$$

$$Fc = \frac{2208}{5500}$$

$$Fc = 0.40$$

Se expresa el factor de carga para el motor como 40.14%

De igual forma se calcula el factor de carga para el resto de los motores del equipo.

- Cálculo de la ganancia de calor del motor del husillo de la MV-40

La ganancia de calor producida por el motor se obtiene con la ecuación 3.12 ($Q = 2545 \times (P/EM) \times FUM \times FLM$), el dato eficiencia no está disponible del fabricante, pero este indica que es de alta eficiencia, por lo que este se va a aproximar a 90%

$$Q = 2545 \times (P/EM) \times FUM \times FLM$$

$$Q = 2545 \times \left(\frac{7.5}{90\%}\right) \times 1 \times 40.14\%$$

$$Q = 8500 \text{ Btu/h}$$

De la misma manera se realiza con los otros motores del equipo. La ganancia de calor total del equipo es la suma individual de cada uno de los motores. Para la fresadora MV-40 el calor total es 27 178 Btu/h, pero como la empresa cuenta con 5 de estos equipos, se debe tomar en cuenta que no todos funcionan de manera simultánea, por lo que se debe aplicar un factor de corrección, para tener la ganancia total de calor. Se consultó al departamento respectivo por el número de máquinas que suelen funcionar al mismo tiempo, con esto se calculó el factor de uso, el cual tiene un valor de 0.7, entonces se multiplica esta dato por el total de carga generado por las fresadoras MV-40.

$$Q_t = \text{cantidad maquinas} \times \text{ganancia de calor por maquina} \times \text{factor simultaneidad}$$

$$Q_t = 5 * 27051 * .7$$

$$Q_t = 94678 \text{ Btu/h}$$

Así que el calor generado por todas las máquinas ya mencionadas es de 95 122 Btu/h. para obtener el calor generado de los otros equipos similares se realiza el mismo cálculo.

- Ahora se muestra el cálculo de la carga térmica para la máquina Makino (erocionadora por penetración)

Muestra de cálculo de carga térmica para la maquina descrita.

Estas máquinas emplean agua tratada como medio disipador de calor, por lo que emplean un *chiller* para mantener fría la temperatura del agua.

Por lo que el calor que los *chiller* generan, será la ganancia de calor producida por estas máquinas. En el apartado 2.6.3 se muestra como calcular la ganancia de calor de un enfriador de agua portátil.

Por lo que a continuación solo demuestran los resultados, ver apéndice 1, tablas 11, 12, 13 y 14 para detalles de las mediciones.

Tabla 4.9 Resumen de datos y ganancia de calor generado por el equipo MAKINO

Datos de salida				Datos de entrada		Ganancia de calor
Caudal (CFM)	Temperatura (°F)	Volumen específico (ft ³ /lb)	Entalpia (Btu/lb)	Temperatura (°F)	Entalpia (Btu/lb)	BTU/h
103	98,8	14,29	34,84	81	30,05	2 081

La empresa cuenta con 3 de estos equipos, se debe tomar en cuenta que no todos funcionan de manera simultánea, por lo que se debe aplicar un factor de corrección, para tener la ganancia total de calor, se consultó al departamento respectivo por el número de máquinas que suelen funcionar al mismo tiempo, con esto se calculó el factor de uso, el cual tiene un valor de 0.833, entonces se multiplica ésta dato por el total de carga generado por las erocionadoras de penetración.

$Q_t = \text{cantidad maquinas} \times \text{ganancia de calor por maquina} \times \text{factor simultaneidad}$

$$Q_t = 3 * 2081 * .833$$

$$Q_t = 5200 \text{ Btu/h}$$

Por tanto el calor generado por todas las máquinas ya mencionadas es de 5 200 Btu/h.

En la siguiente tabla se muestra un resumen de la ganancia de calor por parte de los principales equipos de tool room.

Tabla 4.10 Caga térmica producida por los equipos presentes en la zona de ToolRoom

Equipo	Calor generado Btu/h
Makino	1 479
Makino	1 479
Makino	1 479
MV-40	19 025
MV-40	19 025
MV-40	19 025
MV-40	19 025
MV-40	19 025
V33	48 497
Torno suizo	23 556
CNC LATE	47 445
CNC LATE	47 445
MV-junior 141641	12 497
MV-junior 102594	13 056
MV-junior 201243	14 882
MV-Junior proto 145589	12 497
MV-Junior proto 202106	13 168
Total	332 601

4.1.8 Calor generado por Infiltraciones

Mediante el uso de las ecuaciones 3.13 ($Q_s = 1.1 \times CFM \times CT$) y 3.14 ($Q_l = .68 \times CFM \times (We' - Wi')$) se pueden obtener las ganancias de calor sensible y calor latente. Estas ganancias de calor se deben calcular primero las infiltraciones por puertas y ventanas, segundo las infiltraciones por grietas en los muros.

- Infiltraciones a través de puertas y ventanas.

Mediante observaciones se percató que no existen ventanas, y solo hay dos puertas que se usan de manera regular.

Para obtener el caudal de aire que ingresa por las puertas se emplea la tabla I capítulo I, del manual de aire acondicionado Carrier, el cual indica un factor de infiltración por área de la puerta, para una velocidad del aire exterior de 12 Km/h. ver anexo 17

Tabla 4.11 Datos de las puertas y caudal de aire infiltrado

Puertas		Dimensiones			Factor de infiltración	Caudal de aire infiltrado
Tipo	Frecuencia de apertura	Alto m	Ancho m	Orientación	m3/h por m2 de apertura	m3/h
Pequeña para fabrica	Sin uso	1,99	0,99	Este	14	27,6
Puerta de fábrica doble	Medio	2,1	1,8	Este	82	310
					Total	337,54

De la tabla anterior se tiene que el total de aire infiltrado por las puertas de 337,54 m3/h, esto equivale a 199 pies cúbicos por minuto (CFM)

- Infiltración por grietas en paredes.

Ya que no es factible medir el tamaño de las grietas, en las paredes, se hace la aproximación de tres milímetros de apertura por cada milímetro de perímetro de todo el recinto de moldeo. Y mediante el método de ASHRAE se calcula la tasa de infiltración, mediante el empleo de la siguiente ecuación.

$$q = A_L \sqrt{C_s \Delta T + C_w U^2}$$

Donde:

q= tasa de infiltración de aire en CFM

A_L= Área efectiva por donde ingresa el aire pulg²

C_s= Coeficiente acumulamiento, (depende de la altura del edificio, éste coeficiente define el efecto de la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior)

ΔT=Diferencia de temperatura interior y exterior °F

C_w= Coeficiente del viento (El coeficiente que valora el efecto del viento depende de lo resguardado que este el edificio del viento y de su altura)

U=velocidad promedio del viento, en la estación meteorológica más cercana

Para encontrar los valores de los coeficientes se debe usar el anexo 16

En el apéndice 1 tabla 16 se muestra una tabla resumen con los datos necesarios para calcular la tasa de infiltración.

$$q = 1636.8 * \sqrt{0.015 * (4) + 0.0119 * (5.965)^2}$$

$$q = 1138$$

La tasa de infiltración debido a la grietas en los muros es de 1138 CFM, por lo que la tasa total es la suma de las tasas, es decir 1336 pies cúbicos por minuto (CFM)

- Con el dato de infiltración, el empleo de las ecuaciones, los datos en el apéndice 1 tabla 16 y el uso de hojas de cálculo se tiene los siguientes resultados.

Tabla 4.12 Ganancia de calor debido a infiltraciones

Tipo de calor producido	Ganancia de calor (Btu/h)
Calor sensible	5 878
Calor latente	27 708
Total	33 586

4.1.9 Calor generado por transformadores.

Para calcular la ganancia de calor generado por los transformadores se realiza lo siguiente

- Levantamiento de transformadores presentes en el recinto.

Tabla 4.13 Cantidad y datos de Transformadores presentes en el recinto de moldeo

Cantidad	Tipo	Potencia KVA	Voltajes primario/secundario
28	seco	15	480/220
11	seco	30	480/221
2	seco	45	480/222
1	seco	75	480/223

Mediante el uso del anexo 18 se encuentran las pérdidas según la capacidad y porcentaje de carga del transformador. Para obtener el porcentaje de carga se consultó al asesor Industrial, dicho dato se puede aproximar como 75%

Según el anexo 17, para un transformador de 15 KVA con un porcentaje de carga de 75%, las pérdidas equivalen a un 3.8% de la capacidad máxima, y la pérdida sin carga es de 1.2%, de este modo el porcentaje de pérdida para generación de calor es 2.6%, el cual equivale a 390 W es decir 1331 Btu/h.

A continuación se muestra la tabla con el resumen de ganancias de calor.

Tabla 4.14 Resumen de ganancia de calor generada por los transformadores en máquinas de moldeo

Localización	Cantidad	Capacidad(kVA)	Perdida potencia %	Ganancia de calor(Btu/h)
Máquina moldeo	20	15	2,6	26 620
Máquina moldeo	10	30	2,32	23755
Máquina moldeo	1	45	2,18	3348
Máquina moldeo	1	75	1,75	4480
			total	58 203
			factor de uso	0,63
			total	36 668

Tabla 4.15 Resumen de ganancia de calor generada por los transformadores en máquinas de *tool room*

Localización	Cantidad	Capacidad(kVA)	Perdida potencia %	Ganancia de calor(Btu/h)
Toolroom	8	15	2,6	17171
Toolroom	1	30	2,32	1663
Toolroom	1	45	2,18	3348
			total	22 182

El total del calor generado por los transformadores encontrados en las máquinas inyectoras y en las máquinas del cuarto de herramientas de corte es de 58 767 Btu/h en calor sensible.

4.1.10 Presentación de todas las cargas térmicas calculadas en el recinto de moldeo.

A continuación se muestra una tabla con la cuantificación de cada una de las ganancias de calor calculadas.

Tabla 4.16 Resumen del total cargas térmicas calculadas para el recinto de moldeo.

Fuente generadora de calor	Carga térmica producida (Btu/h)
Luminarias	146000
Hornos	69 608
Chillers de AGIES	107 424
Personal	69 750
Secadoras de resina	247 783
Máquina inyectoras	880 870
Equipos dentro del TOOL ROOM	330 661
Infiltraciones	33 586

Ineficiencias de Transformadores	58 767
5% ajuste por cargas no contempladas	97 223
Total	2 041 682

En la tabla anterior se muestran las distintas fuentes de calor y su valor generado, el valor más elevado corresponde a las máquina inyectoras y el menor se debe a las infiltraciones, si separamos el total de carga térmica en calor latente y calor sensible se tiene 115 847 Btu/h para la generación de calor latente y 1 925 834 Btu/h para la producción de calor sensible.

La carga térmica representada como capacidad de equipos de refrigeración para contrarrestar las ganancias, corresponden a 9,6 toneladas de refrigeración de para el calor latente y 160,5 toneladas de refrigeración para calor sensible.

Distribucion de la ganancia de calor calculada en la zona de moldeo

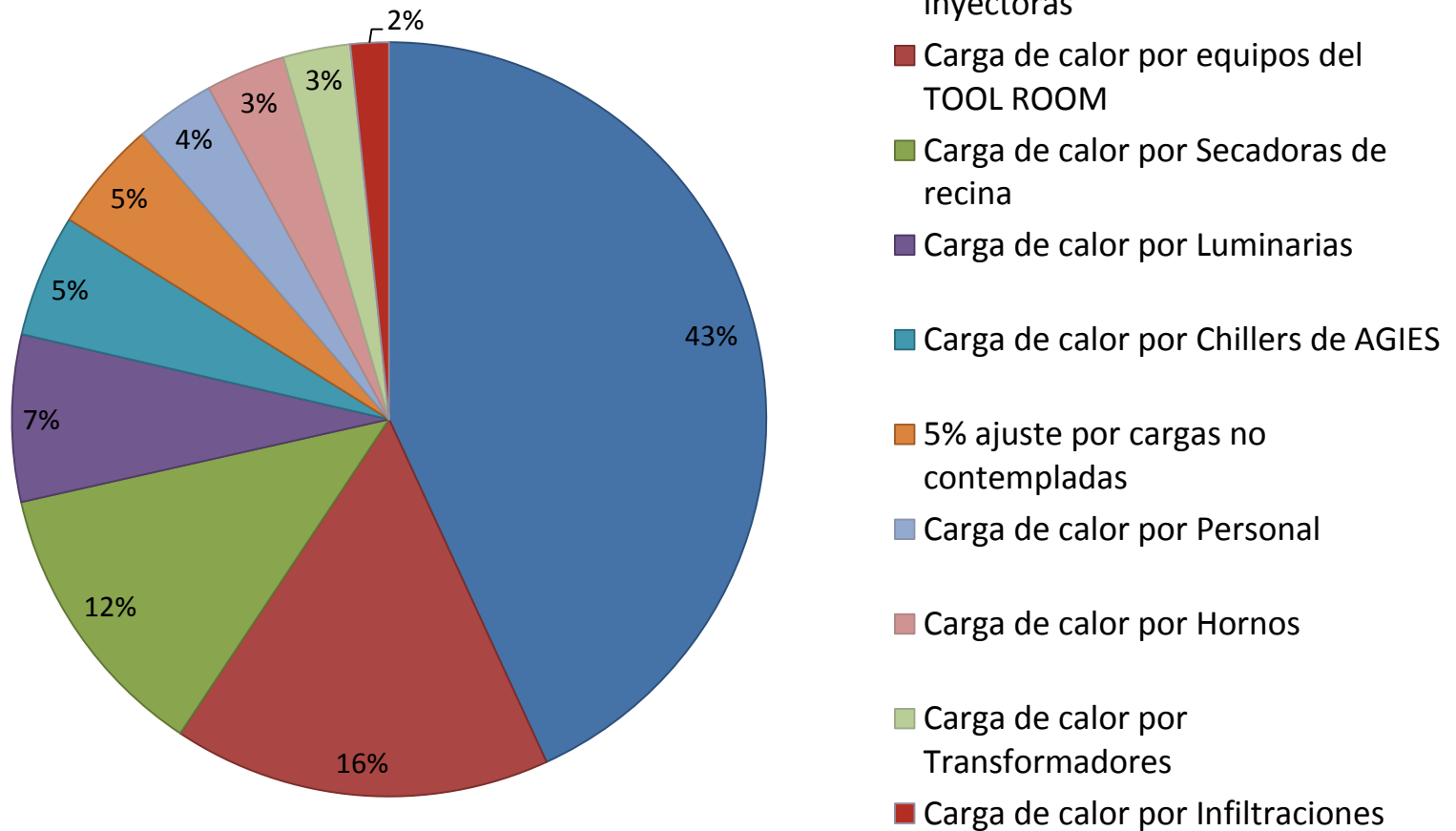


Figura 4-1 Distribución de la ganancia de calor calculada en la zona de moldeo

En la figura anterior se aprecia claramente como está distribuida la ganancia de calor en el recinto de moldeo, donde el 43% corresponde al calor generado por todas las máquinas inyectoras, y se aprecia que la ganancia de calor por infiltraciones representa solo el 2%. Además de calcular las cargas de los principales equipos, se designó un valor de 5% para abarcar cualquier otra posible carga no contemplada en el análisis como por ejemplo los equipos auxiliares de las máquinas de moldeo, conducción de calor a través del paredes y techo, éste 5% representa 97 686 Btu/h. El total de estas cargas tiene que ser atenuado por los dos sistemas de aire acondicionado presente en el recinto conformador por dos manejadoras de aire (AHU-07 y AHU-08), y el equipo de expansión directa ubicado en el techo, nombrado RTU-2A pos sus siglas en inglés (Roof top unit).

4.2 Análisis del equipo RTU-2A

4.2.1 Descripción del estado del equipo RTU-2A

El RTU-2A es un equipo de expansión directa, funciona con dos circuitos de evaporación y cuenta con cuatro compresores. Este equipo tiene más de 15 años de antigüedad.

Leyendo el historial de reparaciones que tiene este equipo se puede encontrar entre los principales desperfectos que se han producido en tan solo los dos últimos años.

- Desajuste en 4 válvulas de expansión
- Reincidencia de daño de contactos
- Reemplazo de todos los cables de alimentación a la bobina del contactor.

- Se encuentra la unidad de 60 TR (RTU-2A) apagada, se encuentra problema eléctrico ya que se estaban quemando fusibles de control.
- Realizando inspección de RTU-2A ya que se encontró congelado los intercambiadores
- Instalación de válvula de expansión y de compresor de a/c en RTU-2A, lavado de sistema de tuberías
- Reajuste de cargas de gas refrigerante de R-22, en RTU-2A reajuste de válvulas de expansión
- Revisión y ajuste de válvulas de expansión en compresores de RTU-2A, presiones de succión muy altas, se cierran válvulas por problemas de condensación
- Reparación de equipo RTU-2A cambio de compresor
- Cambio de presostatos de alta circuito # 3 y #4 RTU-2A

Los deterioros más reciente que ha sufrido es el desperfecto de una de las turbinas ya que uno de los soportes de eje fallo, lo que genero un severo daño en las aspas del impulsor, y el segundo sucede en el motor de la otra turbina el cual se sobre calentó, por lo que perdió su funcionalidad.

Además, en las siguientes imágenes se observa el estado en que se encuentra el quipo.

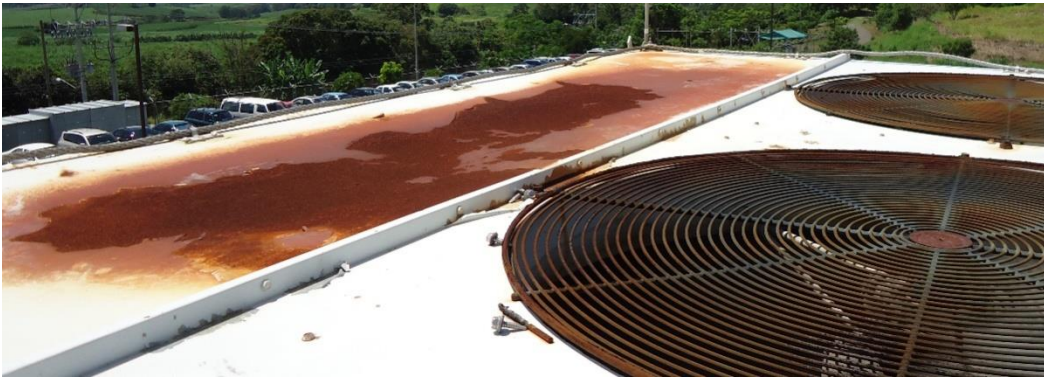


Figura 4-2Fotografías del RTU-2A

Fuente Propia

Como se observa en esta fotografía el equipo presenta las características típicas de antigüedad, como lo son etiquetas e indicaciones externas descoloridas y oxidación.

Durante la inspección realizada con ayuda de los técnicos se encontró con los siguientes daños importantes presentes en el equipo:

- Daños en el condensador



Figura 4-3 Fotografías del condensador lado derecho



Figura 4-4 Fotografías del condensador lado izquierdo

Fuente propia

En las fotografías anteriores se aprecia el deterioro del condensador, lo que ocasiona una disminución en la capacidad de éste, para remover el calor del refrigerante. Al ingresar el refrigerante en el evaporador con una alta temperatura, no logra enfriar eficazmente el aire de suministro, además, el refrigerante sale del evaporador en estado gaseoso (vapor sobre calentado), a una temperatura mayor a la habitual.

Haciendo referencia de la ecuación de gas ideal,

$$pv = mRT$$

Donde:

p: es presión

v: es el volumen

m: es el flujo másico

R: constante del gas ideal

T: Temperatura

Aplicando la ecuación anterior en la entrada del compresor se explica lo siguiente.

Al tener el refrigerante en estado gaseoso a una temperatura alta como se explicó anteriormente, la presión del mismo en la tubería de succión es mayor, y a su vez el volumen específico, por lo que el compresor tiene que realizar más trabajo para poder comprimir la misma cantidad de refrigerante, generando mayor consumo de energía, inadecuada refrigeración del motor y por consiguiente mayor desgaste del mismo. Además, a la salida del compresor, la presión del refrigerante es mucho más elevada, por lo que pueden dispararse los dispositivos de seguridad y detener el equipo.

En resumen, el deterioro del condensador incrementa la ineficiencia total del equipo, aumenta el deterioro de mismo y produce desperfectos en otros dispositivos auxiliares.

- Daño en la sección del evaporador.



Figura 4-5 Fotografías del evaporador

El evaporador se encuentra en una condición aceptable la gran mayoría de sus aletas están en buenas condiciones.

Sin embargo, se encontró un problema en la canaleta que recoge el agua, producto de la condensación de la misma. Como se observa en la figura anterior el agua recogida no es evacuada de la canaleta, ya que ésta presenta una deformación en el centro de la misma, ocasionando que una cantidad importante de líquido se quede estancada, produciendo óxido en las bases del intercambiador.

- Desperfectos en el circuito de compresión



Figura4-6 Compresores rotatorios presentes en el equipo

Como se comentó anteriormente, al equipo se le tuvo que reemplazar un compresor, ya que éste se sobrecalentó y dejó de funcionar. Según el fabricante, el equipo emplea cuatro compresores dos de ellos de 184 000 Btu/h (15 TR), y los otros dos de 156 000 Btu/h (13 TR), el compresor dañado, fue uno de los de mayor capacidad, y se reemplazó por uno de tan solo 120 000 Btu/h.

Además, el sistema eléctrico de estos equipos, se encontraba muy deteriorado, al punto de generar cortos circuitos y provocar que los contactores se quemaran, por lo que hubo que reestructurar el sistema eléctrico, removiendo algunos sistemas de seguridad e instalando *relés* para gobernar los contactores de arranque de los compresores.

En la siguiente figura (figura 27) se observan los *relés* utilizados en la reestructuración del sistema eléctrico.

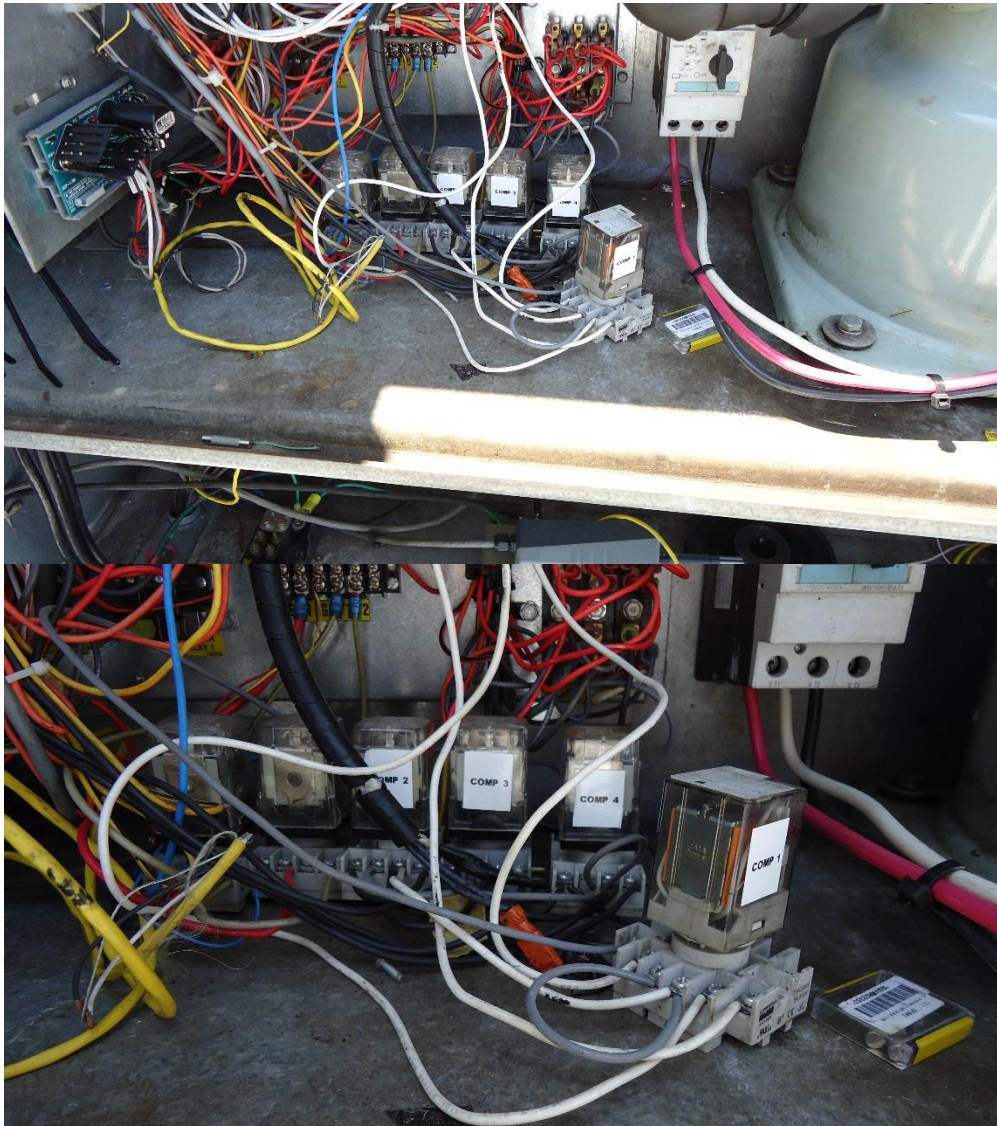


Figura4-7 Relés usados en la reestructuración del sistema eléctrico

Fuente propia

Todas estos trabajos más otra cantidad enorme de reparaciones que ha sufrido este equipo, genera que las acciones correctivas eleven los costos de mantenimiento, por lo que el remplazo de este equipo permitiría disminuir el consumo de recursos y por ende producir un ahorro económico.

4.2.2 Análisis de las capacidades del equipo RTU-2A

Anteriormente el equipo RTU-2A funcionaba con una capacidad nominal de 60 TR, en la actualidad, el equipo está funcionando con un compresor de menor capacidad al recomendado por el fabricante, por lo que si el equipo estuviera en buenas condiciones, la capacidad nominal total de este, sería la suma de la capacidad de cada compresor. Es decir 613 500 Btu/h esto equivale a 51,125 TR cuyo dato representa el 85,2% de capacidad comparado con el dado por fabricante. (Ver apéndice 1 tabla 1)

Para obtener el valor real de la capacidad de enfriamiento del equipo RTU-2A, se sigue el siguiente procedimiento.

- a. Se debe obtener mediciones de temperatura de bulbo seco y húmedo en el ducto de salida y en el retorno.(ver apéndice 1 tabla 2)
- b. Realizar mediciones de velocidad del aire en el ducto de suministro. (ver apéndice 1 tabla 2)

Con los datos anteriores se puede obtener los valores de entalpia, volumen específico, humedad relativa y absoluta, estos datos se obtuvieron de dos fuentes, la primera con ayuda de un *software* de psicrometría del fabricante YORK, la segunda, a modo de comparación, con la carta psicrométricaCarrier.

Tabla 4.17 Datos de entalpia, humedad, volumen específico en el suministro

Datos de Suministro						
Fuente	Temperara BS (°F)	Temperatura BH (°F)	Humedad relativa	Humedad absoluta (gr/lb)	Volumen especifico ft ³ /lb	entalpia BTU/LB
Software	61,1	59	88,66	71,44	13,339	25,77
Carta	61,1	59	89	71,5	13,35	25,8

De igual manera se obtuvieron los datos en el retorno del equipo.

Tabla 4.18 Datos de entalpia, humedad, volumen específico en el Retorno

Datos de Retorno						
Fuente	Temperara BS (°F)	Temperatura BH (°F)	Humedad relativa (%)	Humedad absoluta (gr/lb)	Volumen especifico ft ³ /lb	entalpia Btu/LB
Software	79,6	66,3	49,93	75,68	13,826	30,957
Carta	79,6	66,3	50	75	13,8	30,9

Como se observa en las tablas anteriores, los datos obtenidos por ambas fuentes son muy similares, por lo que a para próximos cálculos solo se empleará el software de psicrometría del fabricante YORK

- a. Para obtener el caudal de aire (CFM) que el equipo entrega se emplea la siguiente ecuación.

$$q = AV$$

Donde:

q: es el caudal en pies cúbicos por minuto (CFM)

A: es el área por donde circula el aire (8,31ft²)

V: es el dato de velocidad (2567 ft/min)

$$q = 8.31 \times 2567$$

$$q = 21341$$

a. Para obtener la capacidad del equipo se emplea la siguiente ecuación

$$C = \frac{60q}{v} \Delta h$$

Donde

C: es la capacidad del equipo (Btu/h)

V: es el volumen específico en el suministro (ft³/lb)

q: es el caudal de aire (CFM)

Δh: es el cambio en la entalpia de entrada y salida

Mediante el empleo de las ecuaciones anteriores y la ayuda de hojas de cálculo, el resultado se muestra a continuación.

Tabla 4.19 Resultados de la capacidad del equipo

Caudal de aire (CFM)	Cambio en la entalpia (BTU/lb)	Flujo másico lb/h	Capacidad (BTU/h)	Capacidad (TR)
21 341	5,187	95 994	497 918	41,49

Comparando el dato obtenido de 41,49 TR con el dato de la capacidad máxima de los compresores (51,125 TR), hay una disminución de casi 10 toneladas de refrigeración, esto representa un 18,85% de pérdida en la capacidad del equipo, para un total de 33,64% de disminución en comparación cuando se encontraba en fábrica, es decir el equipo está al 66.36% de la capacidad nominal indicada por el fabricante.

4.2.3 Calculo de eficiencia del equipo

Se realizaron mediciones de corriente eléctrica para determinar cuanta energía consume el equipo, y lograr establecer un indicador de eficiencia (kW/TR)

Para esto se prosiguió de la siguiente manera

- a. Se hicieron varias mediciones a diferentes horas de la corriente eléctrica, y se estableció un promedio. (ver apéndice 1 tabla 3)

- b. A continuación se calcula la potencia consumida por el equipo en kW haciendo uso de la siguiente ecuación.

$$P = \sqrt{3}I_{Promedio}Vfp$$

Donde:

P= Potencia en kilowatt

P_{promedio}= Corriente promedio calculada.

V= voltaje

Fp= factor de potencia del equipo. Se debe usar 0.75 según indica asesor industrial

Tabla 4.20 Resultados de los cálculos de potencia

Hora	Corriente Promedio (Amperios)	Potencia (kW)
7:10	74,53	43, 325
8:40	113,9	66, 208
11:40	119,83	74,632
17:00	116,67	67,816

Se aprecia como la potencia consumida por el equipo cambia a durante el día, y según las mediciones hechas el punto más bajo se da alrededor de las 7 am, de aquí aumenta paulatinamente, hasta que llegar al punto más alto, el cual se da alrededor del mediodía, y luego comienza a bajar conforme se aproxima la noche.

- a) Al realizar las mediciones de corriente también se midieron las temperaturas de suministro y retorno del equipo, y se determinó que la capacidad del equipo varía según la hora del día.

Tabla 4.21 Capacidad de enfriamiento calculada a distintas horas

Hora	Capacidad enfriamiento (Btu/h)	Capacidad enfriamiento (TR)
7:20	339 137	28,26
8:55	537 720	44,81
11:55	339 137	48,29
17:15	554 741	46,23

Debido a la imposibilidad de medir la temperatura de bulbo seco y húmedo de manera casi simultánea con la medición de intensidad de corriente eléctrica,

se optó por calcular la capacidad del RTU-2A con la ecuación $3,13(Q = 1.1 * CFM * \Delta T_{BS})$

Según Eduard Pita, el valor calculado con esta ecuación, debe ser muy similar, si se calculara empleando la tabla psicrométrica.

Como se observa en la tabla 4.20 el comportamiento del equipo es el mismo al presente en la tabla 4.21, donde el valor máximo se da cerca del mediodía.

b) Ahora se procede a calcular el indicador de eficiencia (kW/TR)

$$\text{Indicador} = \frac{\text{potencia consumida}}{\text{capacidad de enfriamiento}}$$

Tabla 4.22 Valores obtenidos para el indicador de eficiencia

Potencia consumida (kW)	Capacidad de enfriamiento (TR)	Indicador (kW/TR)
74, 632	48,29	1,54
66, 208	44,81	1,48
67, 816	46,23	1,47
43, 325	28,26	1,53

Al hacer un promedio de los valores del indicador se obtiene un valor general que puede ser usado para comparaciones con otros equipos.

Indicador promedio = 1.505 kW/TR, transformando este valor a un índice más conocido y usado por fabricantes, (EER) se tiene 7.97, hoy en día se sabe de equipo que tiene coeficientes de eficiencia (EER) de hasta 15 para los equipos hasta 140 TR, según indica el fabricante AAON.

4.3 Cuantificación de las capacidades de las manejadoras de aire.

Las manejadoras de aire están etiquetadas como AHU07 y AHU08 las cuales presentan las mismas características y se encuentran instaladas en configuración paralelo, como se muestra en la figura 4.8, los ductos presentan un problema de diseño, ya que el aire de suministro de AHU07 tiene que vencer la presión generada por AHU08, para poder ingresar aire en el ducto principal. Estas condiciones producen modificaciones en sus capacidades de enfriamiento, así como el consumo de energía el cual se observa en la tabla 4.23



Figura 4-8 Disposición de las manejadoras

A cada manejadora se le realizaron mediciones de, velocidad del aire, temperaturas de entrada y salida, así como el consumo de energía instantáneo, para poder realizar los cálculos necesarios y así obtener la capacidad de refrigeración.

Tabla 4.23 Datos de velocidad, área efectiva y flujo volumétrico de aire en el retorno de cada manejadora.

Equipo	Velocidad promedio (FPM)	Área efectiva (ft ²)	Caudal (CFM)	Potencia calculada (kW)
AHU-07	443,3	67	29 724	18,38
AHU-08	629,4	67	42 204	21,89

Fuente propia

Tabla 4.24 Datos de temperatura, volumen específico y entalpia para cada equipo

Equipo	Datos de suministro		Datos de retorno	
	Temperatura BS (°F)	Temperatura BH (°F)	Temperatura BS (°F)	Temperatura BH (°F)
AHU-07	58,7	57	79,5	65,1
AHU-08	61,7	58,7	77,2	64,5

Fuente propia

Mediante un análisis psicrométrico y el uso de los datos anteriores es posible calcular la capacidad de enfriamiento de cada manejadora de aire, tanto en capacidad latente como sensible.

A continuación se muestran los resultados obtenidos.

Tabla 4.25 Datos y capacidad obtenidas con el análisis psicrométrico

Equipo	Entalpia suministro Btu/lb	Entalpia retorno Btu/lb	Flujo másico lb/h	Entalpia punto medio	Calor latente	Calor sensible	Capacidad total btu/h	Capacidad total TR
AHU-07	24,465	30,025	129 186	29,55	61 364	656 913	718 276	59,86
AHU-08	25,565	29,586	184 175	29,349	43 649	696 918	740 567	61,71

Fuente propia

El total de los tonelajes de estos equipos es la suma de sus contribuciones, la capacidad en calor latentes es de 105 010 Btu/h equivalente a 8.75 TR, mientras que la capacidad de eliminación de calor sensible es 1 353 831 Btu/h, a lo cual corresponden 112.82 TR, y como capacidad total entre ambas manejadoras se obtiene, 121.5 toneladas de refrigeración.

4.4 Dimensionar la capacidad necesaria para alcanzar la temperatura del área.

Como se mencionó en la definición de problema, en el recinto de moldeo no se logra alcanzar la temperatura requerida, por lo que se realiza un estudio para dimensionar la capacidad necesaria con el fin de enfriar al recinto a la temperatura establecida de 77 °F.

Antes de realizar el cálculo respectivo se deben tomar en cuenta las siguientes aproximaciones:

- Se aproxima toda la capacidad necesaria para disminuir la temperatura como calor sensible.
- La temperatura de suministro de aire de los equipos se mantiene constante.
- Las capacidades de los sistemas permanecen invariables.
- Se emplean los resultados obtenidos en apartados anteriores (carga total del recinto y capacidades de los equipos)

Procedimiento

- a. Como el recinto de moldeo es enfriado por dos sistemas, se deben separar las cargas, según el equipo que la contrarresta.
- b. Con las características del aire, medidas en un apartado anterior, se procede a emplear la siguiente ecuación para obtener el flujo másico de aire:

$$Q = \dot{m} \times \Delta h$$

Donde:

Q: Es la carga de calor que el equipo debe contrarrestar.

\dot{m} : Es el flujo másico de aire que se requiere según las características presentes en el aire del recinto (esto es lo que se debe determinar en primera instancia).

Δh : Diferencia de entalpia encontrada entre el aire de retorno y el de suministro.

Para calcular el flujo de masa, se debe dividir la carga total entre el cambio de entalpia el resultado tiene unidades de lb/h.

- c. Ahora se emplean las aproximaciones descritas para establecer los nuevos valores de entalpia.
- d. La temperatura de suministro no cambia ni la humedad relativa, entonces la entalpia en el suministro no varía. Ahora en la zona, se supone que se dieron las condiciones necesarias para que la temperatura disminuyera (se apagaron equipos, eliminaron carga, entre otros), pero la humedad relativa se mantiene, mediante el *software* psicrométrico se obtiene el valor de la nueva entalpia.
- e. Si se mantiene constante el flujo de masa requerido, y se emplea los nuevos valores de entalpia. Es posible obtener la nueva generación de calor. La diferencia de estas ganancias, representa la capacidad necesaria para poder enfriar la zona asistida por el equipo "RTU-2A" a la temperatura deseada.

Para obtener la capacidad necesaria en la zona enfriada por las manejadoras se realiza el mismo procedimiento.

Tabla 4.26 Calculo de la capacidad extra requerida por el RTU2A para llegar a la temperatura óptima.

Equipo	Carga térmica (Btu/h)	Flujo másico de aire (lb/h)	Datos de entrega			Datos de zona		
			Temperatura (°F)	Humedad relativa %	Entalpia (Btu/h)	Temperatura (°F)	Humedad relativa %	Entalpia (Btu/h)
RTU-2A	849 902	163 852	61,1	88,66	25,77	79,6	49,93	30,957
	583 642	163 852	61,1	88,66	25,77	77	49,93	29,332
Capacidad extra	266 260							

Microsoft Excel

Tabla 4.27 Calculo de la capacidad extra requerida por las manejadoras para llegar a la temperatura óptima.

Equipo	Carga térmica (Btu/h)	Flujo másico de aire (lb/h)	Datos de entrega			Datos de zona		
			Temperatura (°F)	Humedad relativa %	Entalpia (Btu/h)	Temperatura (°F)	Humedad relativa %	Entalpia (Btu/h)
AHU-07 y 08	1 191 780	258 615	60,2	87,16	25,01	78,35	48,37	29,804
	988 924	258 615	60,2	87,16	25,01	77	48,37	28,988
Capacidad extra	202 856							

Microsoft Excel

Como se aprecia en la tabla anterior, se calculó la capacidad adicional, para disminuir la temperatura del recinto a 77 °F. La zona enfriada por el RTU-2A, requiere de 266 260 Btu/h adicionales, lo que equivale a 22.18 Toneladas de refrigeración. La zona acondicionada por las manejadoras de aire AHU07 y AHU08, demanda una capacidad

extra de 202 856 Btu/h, en equivalencia a 16,9 TR. De esta manera, se calculó que en total hacen falta 39 toneladas de refrigeración para que el recinto opere en óptimas condiciones de confort, según lo indicado por el departamento de facilidades.

4.5 Identificar las cargas térmicas innecesarias que puedan ser removidas del área de moldeo

De todas las cargas térmicas calculadas y ubicadas, se vieron posibles maneras de eliminar algunas de las cargas como se muestra a continuación:

Enfriadores portátiles: Estos son usados por las máquinas erocionadoras de hilo (AGEI) y de penetración (MAKINO) así como algunas de las fresadoras (MV-40, V33, MV-Junior). El trabajo que estos equipos realizan, puede ser cambiado por una tubería de agua fría y un intercambiador. El agua fría podría ser tomada del equipo de *chilles*, que la empresa usa para enfriar otras distintas máquinas, o instalarse algún tipo de enfriador externo.

Hornos: La presencia de estos equipos dentro del recinto, desde el punto de vista energético y de funcionamiento, carece de sentido, pues los hornos se usan para calentar piezas a muy alta temperatura y el fabricante no indica que el equipo requiera operar en un ambiente controlado, por lo que estos deberían ser reubicados en otra zona donde no se requiera acondicionamiento del aire.

Secadores de resina: dichos equipos representan la tercera mayor fuente de carga térmica de todo el recinto. Estos equipos podrían ser removidos del recinto y crear un sistema centralizado, en otra ubicación fuera del recinto.

A continuación se muestra una tabla con los equipos a remover o reubicar y la carga térmica que representan.

Tabla 4.28 Carga térmica que puede ser removida según el equipo.

Equipo	Carta Térmica Btu/h	Equivalente en Toneladas de Refrigeración
Chiller de AGIES 1	22 677	1,89
Chiller de AGIES 2	22 010	1,83
Chiller de AGIES 3	16 932	1,41
Chiller de AGIES 4	24 355	2,03
Chiller de AGIES 5	21 450	1,79
Horno Lucif	23 885	1,99
Horno Cress	27 297	2,27
CleanJet	18 426	1,54
Secadores de resina para AHU	201 102	16.76
Secadores de resina para RTU	46 682	3,83
MAKINO	5 204	0,43
MV-40	16 234	1,35
V33	2 563	0,21
MV-JUNIOR PROTO	9 629	0,80
Total	458 444	38,2

Como se muestra en la tabla anterior si se remueven todas las cargas, se requiere de 38 TR menos de capacidad de enfriamiento, esto es significa que todo el recito podría continuar operando con la capacidad de los sistemas de aire actuales, logrando alcanzar la temperatura deseada, y con un sobrante de más de una tonelada de refrigeración.

4.6 Determinar la capacidad del equipo requerido para satisfacer las necesidades de enfriamiento.

Para obtener la capacidad de enfriamiento del equipo se realiza el siguiente análisis:

- a) Se confecciona una tabla para mostrar los datos y dar poder realizar una mejor comparación entre las cargas térmicas presentes en el recinto y las capacidades nominales de los equipos instalados, así como la capacidad extra requerida y las cargas que se pueden remover o reubicar.
- b) Los datos se deben introducir de la siguiente manera:
 - Primero, se colocan las ganancias de calor totales separadas en calor latente y calor sensible, en la siguiente columna se coloca el total en Btu/h y su equivalente en Toneladas de refrigeración (TR). En la siguiente fila se anota la carga extra necesaria para alcanzar la temperatura del área
 - De igual forma que en los puntos anteriores, se indican las capacidades de los equipos actuales, latentes y sensibles.
 - Se disponen las cargas térmicas que puede ser removida, distribuidas en sensibles y latentes.

Tabla 4.29 Resumen de datos de cargas termas y capacidades de equipos

Origen	Distribución		Total	
	Calor latente	Calor sensible	BTU/h	TR
Total de carga calculada en el recinto	115 949	1 925 834	2 041 682	170
Carga extra necesaria para alcanzar setpoint		464 011	464 011	38.67
Capacidad calculada del RTU-2A	63 260	434 659	497 918	41
Capacidad nominal de AHU07	61 364	656 913	718 276	60
Capacidad nominal de AHU08	43 649	696 918	740 568	62
Capacidad total que puede ser removida o reubicada	4 427	454 524	458 950	38

Realizando la suma en calor latente de las manejadoras (la capacidad del RTU-2A no debe ser tomada en cuenta ya que este equipo es el que se va a reemplazar) se tiene 105 013 Btu/h, comparado con la carga del recinto existe un déficit de 10 834 Btu/h.

Comparando de igual forma el calor sensible, entre ambas manejadoras se cuenta con 1 353 831 Btu/h comparado con 1 925 834 hacen falta 572 003 Btu/h, pero además hay que tomar en cuenta la carga extra para llegar a la temperatura optima del recinto (464 011 Btu/h), por lo que se requiere un total de 1 041 119 Btu/h de capacidad para remover calor sensible.

En total se requiere de 1 051 954 es decir 87,6 TR; en la siguiente tabla se muestra un resumen de las capacidades requeridas por el nuevo equipo.

Tabla 4.30 Resumen de datos capacidad del equipo sin tomar remover ninguna carga

Origen	Capacidad extracción de calor latente Btu/h	Capacidad extracción de calor sensible Btu/h	Capacidad total	
			Btu/h	TR
Equipo nuevo	10 834	1 041 119	1 051 954	87.6

Excel

Según el departamento de moldeo hay un proyecto para remover aproximadamente el 50% de la capacidad de puede ser removida, asumiendo que el proyecto se concrete las capacidad del equipo se ve disminuida de la siguiente forma;

Calor latente que será removido: 2 212 Btu/h

Calor sensible que será removido: 227 262 Btu/h

Por lo que las nuevas capacidades del equipo son:

Tabla 4.29 Datos de capacidad necesaria para el equipo nuevo

Origen	Capacidad extracción de calor latente Btu/h	Capacidad extracción de calor sensible Btu/h	Capacidad total	
			Btu/h	TR
Equipo nuevo	8 826	814 106	822 732	68.5

4.7 Caracterización del equipo de aire acondicionado requerido para sustituir el RTU-2A

Se estableció contacto con el Ingeniero Juan Pablo Vargas, representante de ventas de *Daikin Applied Latin America L.C* y se le consultó cuáles datos o características se necesitan para cotizar un equipo, sus indicaciones son las siguientes:

- Caudal de aire (CFM)
- Presión estática (pulgadas de agua)
- Capacidad (btu/h o TR)
- Configuración (orientación del suministro y retorno)
- Voltaje
- Configuración del retorno (% retorno y % aire fresco)
- Temperatura de entrada al serpentín.

El caudal de aire y la caída de presión requieren un cálculo adicional, el resto ya son conocidos o fueron calculados.

4.7.1 Cálculo de caudal de aire para cotización de equipo.

Mediante el uso de la ecuación 3.18 ($CFM_{sa} = \frac{RSHG}{1.1 \times (TR - TS)}$) se puede obtener el caudal de aire necesario para enfriar la carga térmica.

$$CFM = \frac{Q_s}{1.1 * \Delta T}$$

Donde:

CFM: Caudal de aire requerido (ft³/min).

Q_s= Total de calor sensible calculado en el recinto (811 219 Btu/h).

ΔT: Diferencia de temperatura del aire en el suministro y el retorno (20°F)

Con los datos anteriores se obtiene un caudal de aire de 36 874 CFM.

4.7.2 Presión estática (pulgadas de agua)

Mediante los planos mecánicos de los ductos (ver apéndice 2 figura 7.2), se realizó un análisis para encontrar la ruta crítica y posteriormente la caída de presión debido a los accesorios y ductos. Se emplearon los catálogos de NAILOR y los difusores se aproximaron a los modelos 61C.

La caída de presión mínima es de 2.75 pulgadas de agua, por lo que el nuevo equipo debe ser capaz de entregar aire a una presión superior. Ver los cálculos en el apéndice 1 tabla 17

Resumen de características del equipo de aire acondicionado solicitadas para realizar una cotización.

Tabla 4.31 Características necesarias para cotizar el equipo que se requiere.

Características	Valor
Caudal de aire (CFM)	37 000 pie ³ /min
Caída de presión	2.75 in WG
Capacidad (btu/h o TR)	68,56 TR (822 732 Btu/h)
Configuración (orientación del suministro y retorno)	Tanto el suministro como el retorno debe ser vertical
Voltaje	Voltaje trifásico de 460 V 60hz
Configuración del retorno (% recinto y % aire fresco)	El aire de retorno debe ser 100% aire del recinto.
Temperatura de entrada al serpentín	77 °F y 50% HR

Capítulo 5 Conclusiones

- a) Se determinó con precisión la carga térmica en el recinto de moldeo mediante un diagnóstico en cada uno de los equipos principales.
- b) Se caracterizó el estado actual y las capacidades del equipo RTU-2A que proporciona una parte del aire requerido en el espacio de moldeo, cuantificando además, la capacidad de las manejadoras de aire.
- c) Se calculó la capacidad necesaria que se requiere para alcanzar la temperatura del área.
- d) Se identificaron las cargas térmicas que pueden ser removidas o reubicadas del recinto de moldeo.
- e) Se determinó la capacidad del equipo requerido para satisfacer las necesidades de enfriamiento requeridas.

Capítulo 6 Recomendaciones

- a) Sustituir el equipo RTU-2A por las siguientes razones:
- Está obsoleto
 - Se ha observado durante el desarrollo de este proyecto, la gran cantidad de mantenimiento correctivo que este equipo requiere para continuar operando, lo que genera mayor consumo de recursos, que podrían ser asignados a otras secciones.
 - Su producción es insuficiente para satisfacer las necesidades del aire requerido en el espacio de moldeo.
- b) Adquirir un nuevo equipo con las características que se ofrecen en detalle en el estudio.
- c) Atender las recomendaciones que brinda el fabricante del equipo que se adquiera.
- d) Se recomienda reemplazar los difusores en los ramales del ducto principal, esto para disminuir la pérdida de presión y mejorar la distribución del aire.
- e) Para garantizar el funcionamiento del equipo que se adquiera, se le debe brindar mantenimiento con base en un proceso de planificación que asigne responsables de ejecución y supervisión.
- f) Realizar un concurso de licitación privada, para la compra e instalación del equipo, en conformidad con el reglamento de proveeduría de la empresa.

Capítulo 7 Bibliografía

7.1 Bibliografía citada

Pita E. (1994) Acondicionamiento de aire- Principio y Sistemas. 2ª Edic. México: Edit. Compañía Editorial Continental.

Carrier (2009) Manual de aire acondicionado México: McGrawHill.

7.2 Bibliografía Consultada

American Society of Heating, Refrigerating Air-Conditioning Engineers, Inc. (2009).

Atlanta: 1761 Tullie Circle. N.E Atlanta GA 30329

Wang, S. (2000). *Handbook of air conditioning and refrigeration.* (2ª Edic) New

York: McGraw-Hill.

Carrier air Coditioning Co. (2009). Manual de aire acondicionado. España: Marcombo.

Instituto Meteorológico Nacional (2010). *Climatología Aeronáutica: Aeropuerto Internacional Juan Santamaría.* Costa Rica: IMN.

Nergiza. (2014). *EER,COP,SEER y SCOP: Midiendo la eficiencia del aire acondicionado,* [en línea]. Disponible en: <http://nergiza.com/eer-cop-seer-y-scop-midiendo-la-eficiencia-del-aire-acondicionado/> [2014, 30 de setiembre].

Renedo, C. (2009). *El compresor Scroll,* [en línea]. España: Universidad de Cantabria. Disponible

en:<http://personales.unican.es/reneDoc/Trasparencias%20WEB/Master%20Inv%20II/Comp%20Scroll.pdf> [2014, 29 de setiembre].

Calderón, R. (2010). *Diseño del Sistema de Aire Acondicionado Agencia de San Vito*. Informe de Práctica de Especialidad para optar por el grado de Licenciatura en Ingeniería en Mantenimiento Industrial, Instituto Tecnológico De Costa Rica, Cartago.

Barrantes, J.(2007). *Auditoría del sistema de aire comprimido, en busca del ahorro energético y otras oportunidades de mejora*. Informe de Práctica de Especialidad para optar por el grado de Licenciatura en Ingeniería en Mantenimiento Industrial, Instituto Tecnológico De Costa Rica, Cartago.

Garro, J. (2007). *Notas de clase del curso de Turbomáquinas*, Escuela de Ingeniería Electromecánica, Instituto Tecnológico de Costa Rica, Cartago, Costa Rica

Capítulo 8 Apéndice

8.1 Apéndice 1 Tablas

Tabla 1 Descripción de los compresores presentes en el equipo RTU-2A

Tipo	Marca	Modelo	Capacidad BTU/H
Compresor scroll	TRANE	CSHC100K0A0C	120000
Compresor scroll	COPELAND	ZR19M3-TWD- 961	189400
Compresor scroll	COPELAND	ZR16M3-TWD- 568	154300
Compresor scroll	COPELAND	ZR16M3-TWD- 868	154300
		Total	618000

Tabla 2 Datos de temperatura y Velocidad para equipo RTU-2A

Datos de suministro			Datos de Retorno	
Velocidad del aire (ft/min)	Temperatura BS (°F)	Temperatura BH (°F)	Temperatura BS (°F)	Temperatura BH (°F)
2567	61.1	59	79.6	66.3

Tabla 3 Consumo de corriente eléctrica en el RTU-2A

	Corriente eléctrica en amperios (A)			
hora	Línea 1	Línea 2	Línea 3	Promedio
7:10	75,5	75	73,1	74.53
8:40	114	114,8	112,9	113,9
11:40	120.2	120.1	119.2	119.83
17:00	118	117	115	116.67

Tabla 4 Datos de temperatura de suministro y retorno del RTU-2A , a distintas horas

Hora	Temperatura de retorno	Temperatura de suministro
7:10	78,72	56,25
11:40	76,1	55,25
8:40	76,66	55,15
17:00	75,75	62,6

Tabla 5 Valores de las mediciones de temperatura, velocidad y humedad relativa en la salida de aire del chiller 1

	Velocidad (FPM)	Temperatura °F	HR %
1	631	103,1	19,7
2	525	102,6	19,6
3	688	105,9	19,8
4	577	102,1	19,9
5	925	103,3	20
6	480	104	19,7
7	772	106,7	19,8
8	100	100,6	19,9
9	596	101,3	19,7
10	0	105,7	20
11	383	107,4	19,9
12	0	99,6	19,9
13	551	100,2	19,9
14	228	103,4	19,7
15	551	109,3	19,8
16	47	99,4	19,6
Promedio	440,875	103,4125	19,806

Tabla 6 Datos de temperatura y humedad relativa del aire en la entrada del chiller 1

Temperatura °F	HR %
80,7	42,6

Tabla 7 Personal del recinto distribuido por zona de trabajo

Zona trabajo	Cantidad de personas
Impresoras:	18
Mantenimiento moldes	6
Mantenimiento máquina	4
Machine	5
Tool room	4
Máquinas de inyección operarios	14
Empaque de moldeo	25
Materiales	9
Total	85

Tabla 8 Resultado de cálculo de potencia consumida en los secadores.

modelo de secador	Parte	Corriente			Voltaje	potencia W
		L1	L2	L3		
AD15/1,7	resistencia proceso	1,47	-	-	480	705,6
	resistencia regeneración	1,83	-	-	480	878,4
					total	1584
	Motor	0,47	0,43	0,45	480	261,6
AD30	resistencia proceso	4,5			480	2160
	resistencia regeneración	2,6			480	1248
					total	3408
	Motor	0,59	0,49	0,43	480	292,6
ASD15/1,7/3	resistencia proceso	0,9			480	432
	resistencia regeneración	0,9			480	432
					total	864
	Motor	0,55	0	0	120	46,2

ADS30	resistencia proceso	1,565			480	751,2
	resistencia regeneración	2,33			480	1118,4
					total	1869,6
	Motor	0,47	0,43	0,45	480	
MD-25A	resistencia proceso	3,58				
	resistencia regeneración	1,19				
	Motor	0,29	0	0	120	24,36
MDM-25	resistencia proceso	3,6			480	1728
	resistencia regeneración	1,18			480	566,4
					total	2294,4
	Motor	0,29	0	0	110	22,33

Tabla 9 Datos de temperatura, caudal, ganancia de calor del agua, para algunas de las máquinas inyectoras

Maquina	Tonelaje	temperatura entrada	Temperatura salida	Caudal de agua (ft3/min)	Densidad del agua lb/ft3	Capacidad calorífica del agua Btu/lbF	Ganancia de calor BTU/h
M2	300	55,4	64,3	0,78125	62,32	1	25,999
M9	110	56,2	78,3	0,342222219	62,32	1	28,280
M11	55	56,2	78,3	0,309600524	62,32	1	25,584
M33	83	66	72	0,375940074	62,32	1	8,434

Tabla 10 Datos de corriente y potencia consumida por algunos de los equipos de tool room.

Maquina	Parte	L1(A)	L2(A)	L3(A)	Voltaje(V)	Factor de potencia	Potencia (kW)
MV junior 141589	husillo	5,945	5,875	6,065	240	0,8	1 980
	motores x	2,8	2,73	2,8	240	0,96	1 107
	motores y	3,75	4,04	4,08	240	0,9	1 479
	motores z	1,86	2,09	2,19	240	0,9	765
MV junior 141641	husillo	5,1	6,9	5,6	240	0,8	1 949
	motores x	1,62	1,31	1,34	240	0,96	567
	motores y	1,65	1,61	1,58	240	0,9	603
	motores z	1,84	1,86	1,88	240	0,9	695
MV junior 202106	husillo	4,415	4,32	4,675	240	0,8	1 485
	motores x	3,25	2,06	3,21	240	0,96	1 132
	motores y	3,08	3,15	3,06	240	0,9	1 157
	motores z	2,34	2,32	2,36	240	0,9	874
MV junior	husillo	5,45	7,45	6,71	240	0,8	2 171

102594							
	motores x	1,62	1,31	1,34	240	0,96	567
	motores y	1,65	1,61	1,58	240	0,9	603
	motores z	1,84	1,86	1,88	240	0,9	695
MV-40 202107	husillo	6,3	6,84	6,8	240	0,8	2 208
	motores x	1,21	1,19	1,22	240	0,96	481
	motores y	1,91	1,84	1,81	240	0,9	693
	motores z	4,64	4,55	4,58	240	0,9	1 715
MV-33	husillo	17,2	17,1	16,9	240	0,96	6 803
	motores x	3,65	3,62	3,42	240	0,9	1 332
	motores y	2,8	3,1	3,3	240	0,9	1 146
	motores z	4,8	4	5,2	240	0,96	1 860

Tabla 11 Mediciones en la salida de velocidad, temperatura y humedad relativa en la salida del aire para el enfriador de la erocionadora Makino

Medición	velocidad (FPM)	Temperatura (°F)	Humedad Relativa
1	307	98	28,6
2	90	97	28,7
3	0	97,6	26,5
4	165	98,6	26,5
5	0	98,6	25,4
6	513	99	25,4
7	714	99,4	24,3
8	728	99,7	24,3
9	175	99,8	24,3
10	100	99,7	24,3
11	503	99,6	23,9
12	200	99,5	24,3
13	188	99,4	24,5
14	320	99,3	24,8
15	163	99,1	24,2
16	200	98,2	24,6
17	214	99	25
18	130	97,8	24,5
19	0	98,2	23,9
20	0	98,5	24
Promedios	235,5	98,8	25,1

Tabla 12 Datos de temperatura y humedad relativa del aire en la entrada del enfriador de la erocionadora Makino

Temperatura °F	HR %
81	42,6

Tabla 13 Calculo del área efectiva de la salida de aire para el enfriador de la erocionadora MAKINO

Calculo del área				
	Unidad	largo 1 rejilla	ancho 1 rejilla	
rejillas	pulgadas	2,5	0,28	
18x5	Pies	0,208333	0,0234375	0,004882813
			Are total ft2	0,439453125

Tabla 14 Datos de temperatura, humedad volumen especifico y entalpia del aire en la salida del enfriador de la erocionadora MAKINO.

Datos de salida				
Caudal (CFM)	Temperatura (°F)	Humedad relativa	Volumen especifico (ft ³ /lb)	Entalpia (Btu/lb)
103	98,8	25,1	14,29	34,84

Tabla 15 Datos de temperatura, humedad volumen especifico y entalpia del aire en la entrada del enfriador de la erocionadora MAKINO.

Datos de entrada			
Temperatura (°F)	Humedad relativa	Volumen especifico (ft ³ /lb)	Entalpia (Btu/lb)
81	42,6	13,84	30,05

Tabla 16 Resumen de mediciones de las condiciones ambientales internas y externas usadas para calcular infiltraciones

	Datos exterior				Datos interior		
Área total para infiltraciones in2	Velocidad del viento mph	Temperatura °F	Humedad relativa %	gr humedad por libra de aire seco	Temperatura °F	Humedad relativa %	gr humedad por libra de aire seco
1636.8	5.965	84	54,4	91,5	80	40,4	61

Tabla 17 Cálculos para determinar la pérdida de presión en ductos

	Ducto tramo 1	Longitud total FT	Rugosidad	Área ducto ft ²	Diámetro equivalente in	tamaño	rugosidad relativa /K	Caudal CFM	Velocidad	Perdida a fricción in h ₂ O /100ft	Perdida presión In WG
	Tramo 1, sección 1	4,3542	0,0003	20,44	59,1	64x46	0,00006	34 050	1800	0,04	0,00174 168
		propuesto	anterior								
	caudal del ramal 1	6 990,00	5300								
	caudal de la primera rejilla	1 450,00	1100								
		Ac	Ab	Ab/Ac	Qb	QC	Qb/Qc	Cb	veloc fpm		
Rejilla 1	TE 45 SR5-13	20,44	2,5	0,12	1 450,	25 810	0,056	1	580		0,02102 5
Rejilla 1											
Rejilla 1		n	w	h	L/R	Angulo		C	veloc fpm		
Rejilla 1	dámper CR9-3	6	12	30	0,857	0		0,52	617		0,01237 3246
Rejilla 1											
Rejilla 1	Registros	cantidad		Área		Tamaño		Caudal	veloc fpm	redondeo	
Rejilla 1	Rejilla			2,35		30x12		2500	1 064	1000	0,369
		longitud total FT	rugosidad	Área ducto Ft ²	D equivalente in	tamaño	rugosidad relativa /K	caudal CFM	velocidad	perdida a fricción	Perdida por fricciónIn

										in h2o /100ft	WG
	Tramo 1sección 2	10,52	0,0003	20,44	59,11276985	64x46	0,00006	24 360	1000	0,022	0,0023144
		propuesto	anterior								
	caudal de la 2 rejilla	1 300,00	900								
		Ac	Ab	Ab/Ac	Qb	QC	Qb/Qc	Cb	veloc fpm		
Rejilla 2	TE 45 SR5-13	20,44	2	0,10	1300	24 360	0,035	1	650		0,02640625
Rejilla 2											
Rejilla 2	Dámper	n	w	h	L/R	Angulo		C	veloc fpm		
Rejilla 2	dámper CR9-3	6	12	24	1,000	0		0,52	714		0,016581633
Rejilla 2											
Rejilla 2	Registros	cantidad		Área		tamaño		Caudal	veloc fpm	redondeo	
Rejilla 2	Rejilla	1		1,82		24x12		1 300	714	700	0,18
		longitud total FT	rugosidad	Área ducto Ft2	D equivalente in	tamaño	rugosidad relativa /K	caudal CFM	velocidad	perdida fricción in h2o /100ft	Perdida por fricción In WG
	Tramo 1sección 3	10,7135	0,0003	20,44	59,11276985	64x46	0,00006	23 060	1000	0,028	0,00299978
		propuesto	anterior								

	caudal de la 3 rejilla	1 300,00	900								
		Ac	Ab	Ab/Ac	Qb	QC	Qb/Qc	Cb	veloc fpm		
Rejilla 3	TE 45 SR5-13	20,44	2	0,10	1300	23 060	0,056	1	650		0,02640 625
Rejilla 3											
Rejilla 3	Dámper	n	w	h	L/R	Angulo		C	veloc fpm		
Rejilla 3	dámper CR9-3	6	12	24	1,000	0		0,52	650		0,01373 125
Rejilla 3											
Rejilla 3	Registros	cantidad		Área		tamaño		Caudal	veloc fpm	redond eo	
Rejilla 3	Rejilla	1		1,82		24x12		1 300	714	700	0,18
Rejilla 3											
		longitud total FT	rugosidad	Área ducto Ft2	D equivalente in	tamaño	rugosidad relativa /K	caudal CFM	velocidad	perdida a fricción in h2o /100ft	Perdida por fricción In WG
	Tramo 1sección 4	15,4323	0,0003	20,44	59,11276985	64x46	0,00006	21 760	1000	0,018	0,00277 7814
	Caudal máximo de la 2 rama	7 980									
		propuesto	anterior								
	caudal de la 4 rejilla	1 300,00	900								

		Ac	Ab	Ab/Ac	Qb	QC	Qb/Qc	Cb	veloc fpm		
Rejilla 4	TE 45 SR5-13	20,44	2	0,10	1300	13 780	0,094	1	650		0,02640 625
Rejilla 4											
Rejilla 4	Dámper	n	w	h	L/R	Angulo		C	veloc fpm		
Rejilla 4	dámper CR9-3	6	12	24	1,000	0		0,52	714		0,01658 1633
Rejilla 4											
Rejilla 4	Registros	cantidad		Área		tamaño		Caudal	veloc fpm	redond eo	
Rejilla 4	Rejilla	1		1,82		24x12		1 300	714	700	0,18
		propuesto	anterio r								
	caudal del ramal 2	5 723,31	6700								
	caudal de la 4 rejilla	571,74	900								
		Ac	As	As/Ac	Qs	Qc	Qs/Qc	Cb	veloc fpm		
reducc ión para tramo 1	TE 45 SR5-13	20,44	11,111	0,54	12 480,00	13 780	0,906	0,040	1123, 2		0,00315 3946
		longitud total FT	rugosid ad	Área ducto Ft2	D equivalente	tamaño	rugosidad relativa /K	caudal CFM	veloci dad	perdid a	Perdida por

					in					fricción in h2o /100ft	fricción In WG
	Tramo 2	58,58333	0,0003	11,11111 111	43,72661359	40x40	0,00008	12 480	1800	0,1	
	Tramo 2 Seccion 1	9,7916666 67	0,0003	11,11111 111	43,72661359	40x40	0,00008	12 480	1100	0,035	0,00342 7083
		Propuesto	anterio r								
	caudal de la 5 rejilla	1 300	900								
		Ac	Ab	Ab/Ac	Qb	QC	Qb/Qc	Cb	veloc fpm		
Rejilla 5	TE 45 SR5-13	11,111111 11	2	0,18	1 300	12 480	0,104	1	650		0,02112 5
Rejilla 5											
Rejilla 5	Dámper	n	w	h	L/R	Angulo		C	veloc fpm		
Rejilla 5	dámper CR9-3	6	12	24	1,000	0		0,52	650		0,01373 125
Rejilla 5											
Rejilla 5	Registros	cantidad		Área				caudal	veloci dad	redond eo	
Rejilla 5	Rejilla	1		1,82		24x12		1 300	714	700	0,18
Rejilla 5											
		longitud total FT	rugosid ad	Área ducto Ft2	D equivalente in	tamaño	rugosidad relativa /K	caudal CFM	veloci dad	perdid a fricción in h2o	Perdida por fricción In WG

										/100ft	
	Tramo 2 Seccion 2	14,93229167	0,0003	11,11111111	43,72661359	40x40	0,00008	11 180	1100	0,03	0,004479688
		Propuesto	anterior								
	caudal de la 6 rejilla	1 300	900								
		Ac	Ab	Ab/Ac	Qb	QC	Qb/Qc	Cb	veloc fpm		
Rejilla 6	TE 45 SR5-13	11,11111111	2	0,18	1 300	11 180	0,116	0,73	650		0,019276563
Rejilla 6											
Rejilla 6	Dámper	n	w	h	L/R	Angulo		C	veloc fpm		
Rejilla 6	dámper CR9-3	6	12	24	1,000	0		0,52	714		0,016581633
Rejilla 6											
Rejilla 6	Registros	cantidad		Área				caudal	velocidad	redondeo	
Rejilla 6	Rejilla	1		1,82		24x12		1 300	714	700	0,18
Rejilla 6											
		longitud total FT	rugosidad	Área ducto Ft2	D equivalente in	tamaño	rugosidad relativa /K	caudal CFM	velocidad	perdida fricción in h2o /100ft	Perdida por fricción In WG

	Tramo 2 Seccion 3	15,776041 67	0,0003	11,11111 111	43,72661359	40x40	0,00008	9 880	1000	0,025	0,00394 401
		Propuesto	anterio r								
	caudal de la 7 rejilla	1 300	900								
		Ac	Ab	Ab/Ac	Qb	QC	Qb/Qc	Cb	veloc fpm		
Rejilla 7	TE 45 SR5-13	11,111111 11	2	0,18	1 300	9 880	0,132	0,70	650		0,018
Rejilla 7											
Rejilla 7	Dámper	n	w	h	L/R	Angulo		C	veloc fpm		
Rejilla 7	dámper CR9-3	6	12	24	1,000	0		0,52	714		0,01658 1633
Rejilla 7											
Rejilla 7	Registros	cantidad		Área				caudal	veloci dad	redond eo	
Rejilla 7	Rejilla	1		1,82		24x12		1 300	714	700	0,18

Ramal 3		propuesto	anterior									
	caudal del ramal 3	4 600,00	3350									
		Ac	Ab	Ab/Ac	Qb	QC	Qb/Qc	Cb	veloc fpm			
rama 3	TE 45 SR5-13	11,1111111111	4,16666666667	0,38	4 600	8 580	0,536	0,51	1104		0,03884976	
		longitud total FT	rugosidad	Área ducto Ft ²	D equivalente in	tamaño	rugosidad relativa /K	caudal CFM	velocidad	perdida fricción in h ₂ O /100 ft	Perdida por fricción In WG	
	rama 3 sección 1	6,151041667	0,0003	4,17	26,64068471	30x20	0,00014	4 600	1200,00	0,08	0,004920833	
		Propuesto	anterior									
	caudal de la 1 rejilla rama 3	1 300	900									

		Ac	Ab	Ab/Ac	Qb	QC	Qb/Qc	Cb	veloc fpm			
rama 3 rejilla 1	TE 45 SR5-13	4,166666667	2	0,48	1 300	4 600	0,283	2,07	650		0,054660938	
rama 3 rejilla 1												
rama 3 rejilla 1	Dámper	n	w	h	L/R	Angulo		C	veloc fpm			
rama 3 rejilla 1	dámper CR9-3	6	12	24	1,000	0		0,52	714		0,016581633	
rama 3 rejilla 1												
rama 3 rejilla 1	Registros			Área				caudal	velocidad	redondeo		
rama 3 rejilla 1	Rejilla			1,82		24x12		1 300	714	700	0,182	de catalogo
		longitud total FT	rugosidad	Área ducto Ft2	D equivalente in	tamaño	rugosidad relativa /K	caudal CFM	velocidad	perdida fricción in h2o /100 ft	Perdida por fricción In WG	

	rama 3 sección 2	23,7447916 7	0,000 3	4,17	26,6406 8471	30x20	0,00014	3 300	750,00	0,03	0,007123 438	
		Propuesto	anterior									
	caudal de la 2 rejilla rama 3	1 300	900									
		Ac	Ab	Ab/Ac	Qb	QC	Qb/Qc	Cb	veloc fpm			
rama 3 rejilla 2	TE 45 SR5- 13	4,16666666 7	2	0,48	1 300	3 300	0,394	1,12	650		0,029575	
rama 3 rejilla 2												
rama 3 rejilla 2	Dámper	n	w	h	L/R	Angulo		C	veloc fpm			
rama 3 rejilla 2	dámper CR9- 3	6	12	24	1,000	0		0,52	714		0,016581 633	
rama 3 rejilla 2												
rama 3 rejilla 2	Registros			Área				caudal	velocid ad	redondeo		
rama 3 rejilla 2	Rejilla			1,82		24x12		1 300	714	700	0,182	de catalogo

		Ac	As	As/Ac	Qs	Qc	Qs/Qc	Cs	veloc fpm			
reducción para sección n 2 rama 3	TE 45 SR5- 13	4,17	1,667	0,40	2 000,00	3 300,00	0,606	0,040	1200			0,0036
		longitud total FT	rugosi dad	Área ducto Ft2	D equivale nte in	tamaño	rugosidad relativa /K	caudal CFM	velocid ad	perd ida fricc ión in h2o /100 ft	Perdida por fricción In WG	
	rama 3 sección 3	10,3385416 7	0,000 3	1,67	16,7991 7228	20x12	0,00021	2 000	1 500,00	0,13	0,013440 104	
		Propuesto	anteri or									
	caudal de la 3 rejilla rama 3	1 150	900									
		Ac	Ab	Ab/Ac	Qb	QC	Qb/Qc	Cb	veloc fpm			
rama 3 rejilla	TE 45 SR5- 13	1,667	2	1,20	1 150	2 000	0,575	1,65	575		0,034095 703	

		Ac	As	As/Ac	Qs	Qc	Qs/Qc	Cs	veloc fpm			
reducción para sección n 3 rama 3	TE 45 SR5- 13	1,67	0,972	0,40	850,00	2 000	0,739	0,040	874,28 57143		0,001910 939	
		longitud total FT	rugosi dad	Área ducto Ft2	D equivale nte in	tamaño	rugosidad relativa /K	caudal CFM	velocid ad	perd ida fricc ión in h2o /100 ft	Perdida por fricción In WG	
	rama 3 sección 5	11,2135416 7	0,000 3	1,67	12,8890 3978	10x14	0,00028	850	1 000,00	0,13	0,014577 604	
		Propuesto	anteri or									
	caudal de la 4 rejilla rama 3	850	650									

		Ac	Ab	Ab/Ac	Qb	QC	Qb/Qc	Cb	veloc fpm			
rama 4 rejilla 3	TE 45 SR5- 13	0,972	1,500	1,54	850	850	1	1,00	630		0,024777 092	
rama 4 rejilla 3												
rama 4 rejilla 3	Dámper	n	w	h	L/R	Angulo		C	veloc fpm			
rama 4 rejilla 3	dámper CR9- 3	6	12	24	1,000	0		0,52	630		0,012884 088	
rama 4 rejilla 3												
rama 4 rejilla 3	Registros			Área				caudal	velocid ad	redonde o		
rama 4 rejilla 3	Rejilla			1,350		18x12		850	630	600	0,136	de catal ogo

El total de pérdida de presión desde el inicio hasta el final de la ruta crítica es de 2,74 pulgadas de agua, con esto se determina el caudal máximo que se puede distribuir es de 3400 CFM por lo que se recomienda reemplazar los difusores por otros más eficientes.

8.2 Apéndice 2 Planos

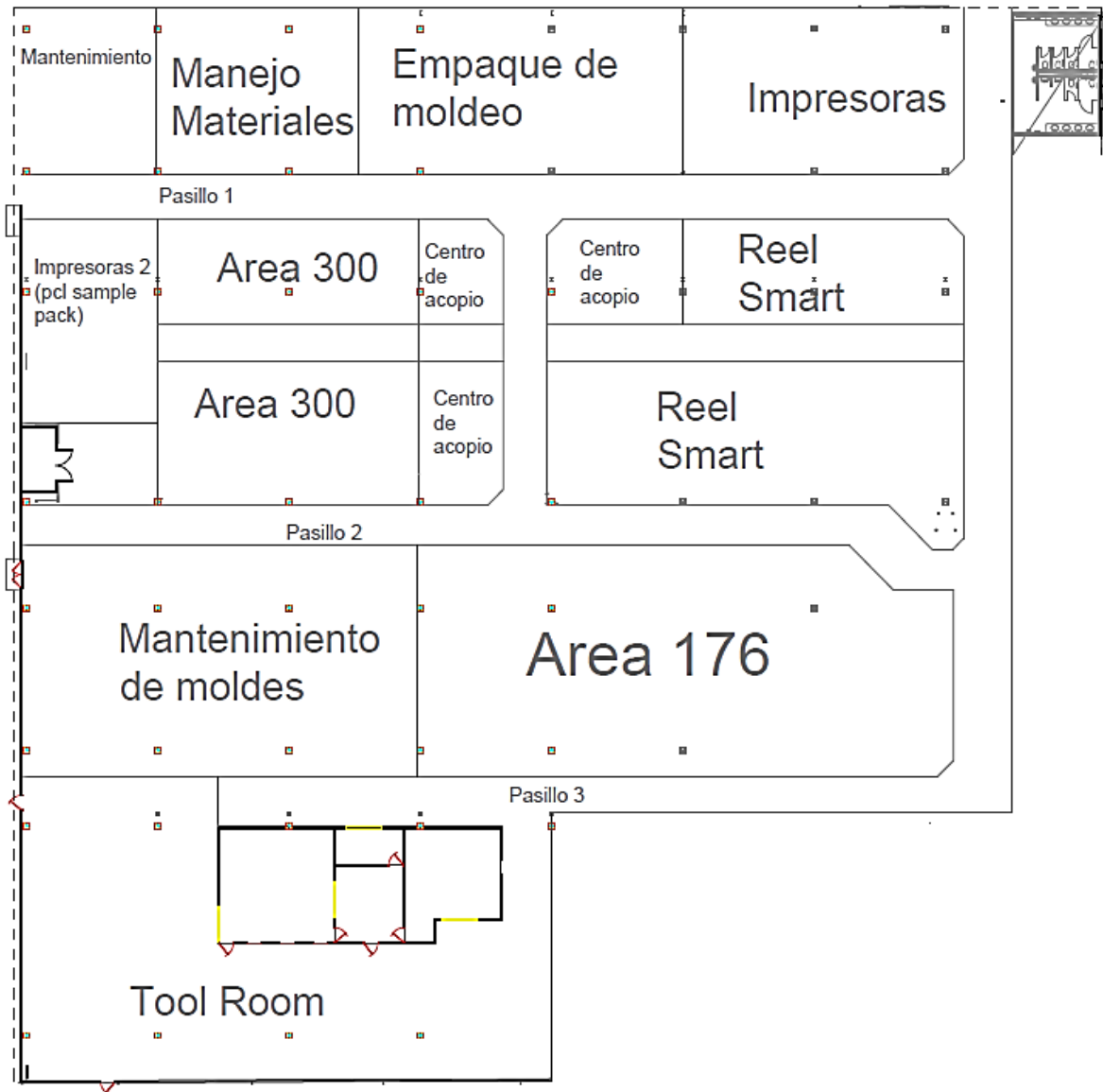


Figura 8-1 Distribución de planta en el recinto de moldeo

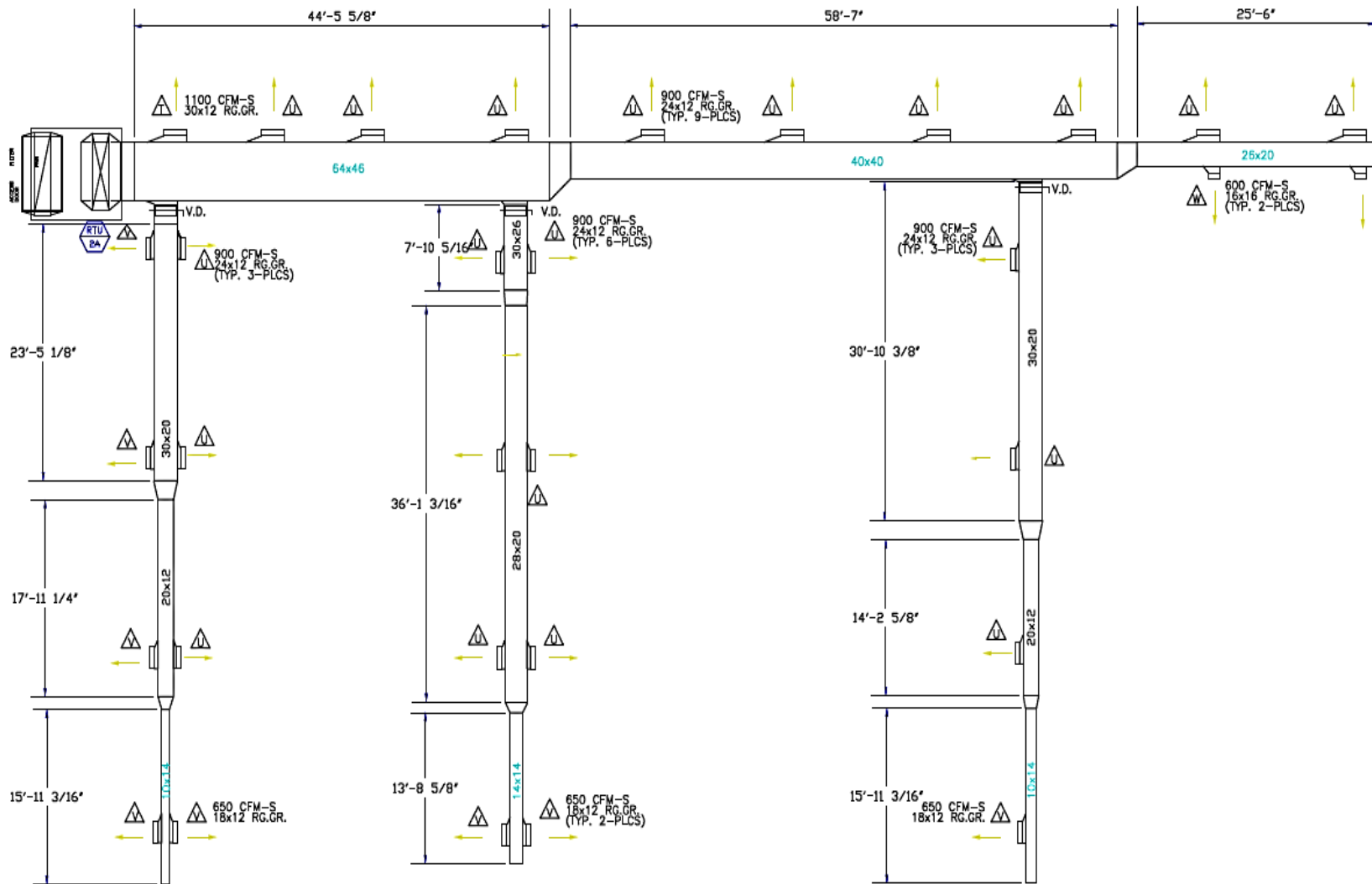


Figura 8-2 Diagrama de ductos de suministro para RTU-2

Capítulo 9 Anexos

Anexo 1 Datos de Coeficiente de convección

Description	Direction of heat flow	Surface emissivity ϵ						
		0.90			Outdoor surface	0.20		
		Indoor surface				Indoor surface		
		$\Delta T_{sa} = 10^\circ\text{F}$		$\Delta T_{sa} = 1^\circ\text{F}$		$\Delta T_{sa} = 10^\circ\text{F}$		$\Delta T_{sa} = 1^\circ\text{F}$
Summer	Winter	Summer	Winter					
Forced convection								
<30 fpm		2.21	2.11	2.16		1.46	1.43	1.44
50 fpm		2.37	2.27	2.32		1.62	1.59	1.60
660 fpm (7.5 mph)					4.44			
1320 fpm (15 mph)					7.08			
Free convection								
Horizontal surface	Upward	1.36	1.27	1.17		0.62	0.60	0.44
Vertical surface		1.42	1.33	1.15		0.68	0.66	0.30
Horizontal surface	Downward			1.03				

Fuente: Manual de aire acondicionado y refrigeración 2 ed

Anexo 2 Propiedades térmicas de algunos materiales.

	Density, lb/ft ³	Thermal conductivity, (Btu/h·ft·°F)	Specific heat, (Btu/lb·°F)	Emissivity
Aluminum (alloy 1100)	171	128	0.214	0.09
Asbestos: insulation	120	0.092	0.20	0.93
Asphalt	132	0.43	0.22	
Brick, building	123	0.4	0.2	0.93
Brass (65% Cu, 35% Zn)	519	69	0.09	0.033 Highly polished
Concrete (stone)	144	0.54	0.156	
Copper (electrolytic)	556	227	0.092	0.072 Shiny
Glass: crown (soda-lime)	154	0.59	0.18	0.94 Smooth
Glass wool	3.25	0.022	0.157	
Gypsum	78	0.25	0.259	0.903 Smooth plate
Ice (32°F)	57.5	1.3	0.487	0.95
Iron: cast	450	27.6	0.12	0.435 Freshly turned
Mineral fiberboard:				
acoustic tile, wet-molded	23	0.035	0.14	
wet-felted	21	0.031	0.19	
Paper	58	0.075	0.32	0.92
Polystyrene, expanded, molded beads	1.25	0.021	0.29	
Polyurethane, cellular	1.5	0.013	0.38	
Plaster, cement and sand	132	0.43		0.91 Rough
Platinum	1340	39.9	0.032	0.054 Polished
Rubber: vulcanized, soft	68.6	0.08	0.48	0.86 Rough
hard	74.3	0.092		0.95 Glossy
Sand	94.6	0.19	0.191	
Steel (mild)	489	26.2	0.12	
Tin	455	37.5	0.056	0.06 Bright
Wood: fir, white	27	0.068	0.33	
oak, white	47	0.102	0.57	0.90 Planed
plywood, Douglas fir	34	0.07	0.29	
Wool: fabric	20.6	0.037		

Fuente: Manual de aire acondicionado y refrigeración 2 ed

Anexo 3 Diferencia de temperatura para cargas de enfriamiento paredes

Latitud norte-orientación de pared	Hora solar, h																								Hora de la DTCE máxima	DTCE mínima	DTCE máxima	Diferencia de DTCE	
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24					
Paredes grupo A																													
N	14	14	14	13	13	13	12	12	11	11	11	10	10	10	10	10	11	11	12	12	13	13	14	14	2	10	14	4	
NE	19	19	19	18	17	17	16	15	15	15	15	15	15	16	16	17	18	18	18	19	19	20	20	20	22	15	20	5	
E	24	24	23	23	22	21	20	19	19	18	18	19	19	20	21	22	23	24	24	25	25	25	25	25	22	18	25	7	
SE	24	23	23	22	21	20	20	19	18	18	18	18	18	19	20	21	22	23	24	24	24	24	24	23	23	14	20	6	
S	20	20	19	19	18	18	17	16	16	15	14	14	14	14	14	14	15	16	17	18	19	20	22	23	24	17	25	8	
SW	25	25	25	24	24	23	22	21	20	19	19	18	17	17	17	17	18	19	20	22	23	25	26	26	24	18	27	9	
W	27	27	26	26	25	24	24	23	22	21	20	19	19	18	18	18	18	19	20	22	23	25	26	26	24	17	27	8	
NW	21	21	21	20	20	19	18	17	17	16	16	15	15	14	14	14	15	16	17	18	19	20	21	1	14	21	7		
Paredes grupo B																													
N	15	14	14	13	12	11	11	10	9	9	9	8	8	9	9	10	11	12	13	14	14	15	15	15	24	8	15	7	
NE	19	18	17	16	15	14	13	12	12	12	12	12	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	21	21	20	12	21	9	
E	23	22	21	20	18	17	16	15	15	15	15	15	16	17	18	20	21	22	24	25	26	26	27	27	26	26	27	12	
SE	23	22	21	20	18	17	16	15	14	14	15	16	18	20	21	23	24	25	26	26	26	26	26	26	26	25	24	26	11
S	21	20	19	18	17	15	14	13	12	11	11	11	11	11	12	14	15	17	19	20	21	22	22	22	22	21	22	11	
SW	27	26	25	24	22	21	19	18	16	15	14	14	13	13	13	14	15	17	20	22	25	27	28	28	28	24	29	16	
W	29	28	27	26	24	23	21	19	18	17	16	15	14	14	14	14	15	17	19	22	25	27	28	28	28	24	29	15	
NW	23	22	21	20	19	18	17	15	14	13	12	12	12	11	12	12	13	15	17	19	21	22	23	23	23	23	23	12	
Paredes grupo C																													
N	15	14	13	12	11	10	9	8	8	7	7	7	8	8	9	10	12	13	14	15	16	17	17	17	17	17	17	10	
NE	19	17	16	14	13	11	10	10	10	10	11	11	11	12	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	21	21	21	13	
E	22	21	19	17	15	14	12	12	12	12	12	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	23	23	23	23	13	
SE	22	21	19	17	15	14	12	12	12	12	12	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	23	23	23	23	13	
S	21	19	18	16	15	13	12	10	9	9	9	10	11	11	14	17	20	22	24	25	26	25	25	24	22	20	20	17	
SW	29	27	25	22	20	18	16	15	13	12	11	11	11	13	15	18	22	26	29	32	33	33	33	32	31	29	26	22	
W	31	29	27	25	22	20	18	16	14	13	12	12	12	13	14	16	20	24	29	32	35	35	35	33	32	30	27	22	
NW	25	23	21	20	18	16	14	13	11	10	10	10	10	11	12	13	15	18	21	24	27	29	31	33	35	37	37	17	
Paredes grupo D																													
N	15	13	12	10	9	7	6	6	6	6	6	6	7	8	10	12	13	15	17	18	19	19	19	18	18	18	18	13	
NE	17	15	13	11	10	8	8	8	9	10	14	17	20	22	23	23	24	24	25	25	24	23	22	21	20	18	18	18	
E	19	17	15	13	11	9	8	8	9	12	17	22	27	30	32	33	33	32	32	31	30	28	26	24	22	20	18	18	
SE	20	17	15	13	11	10	8	8	9	10	13	17	22	26	29	31	32	32	31	30	28	26	24	22	20	18	18	18	
S	19	17	15	13	11	9	8	7	6	6	7	9	12	16	20	24	27	29	29	29	27	26	24	22	20	18	18	18	
SW	28	25	22	19	16	14	12	10	9	8	8	8	10	12	16	21	27	32	36	38	38	37	34	31	28	24	20	18	
W	31	27	24	21	18	15	13	11	10	9	9	9	10	11	14	18	24	30	36	40	41	40	38	34	31	28	24	20	
NW	25	22	19	17	14	12	10	9	8	7	7	8	9	10	12	14	18	22	27	31	32	32	30	27	24	21	18	13	
Paredes grupo E																													
N	12	10	8	7	5	4	3	4	5	6	6	6	7	9	11	13	15	17	19	20	21	23	20	18	16	14	20		
NE	13	11	9	7	6	4	3	4	5	6	6	7	9	11	13	15	17	19	20	21	23	20	18	16	14	20	20		
E	14	12	10	8	6	4	3	4	5	6	6	7	9	11	13	15	17	19	20	21	23	20	18	16	14	20	20		
SE	15	12	10	8	7	5	4	5	6	7	8	12	19	25	31	35	37	37	36	34	33	31	28	23	20	17	13		
S	15	12	10	8	7	5	4	3	4	5	5	6	7	9	13	19	24	29	32	34	33	31	29	26	23	20	17		
SW	22	18	15	12	10	8	6	6	6	6	6	7	9	12	18	24	32	38	43	45	44	40	35	30	26	23	20		
W	26	21	17	14	11	9	7	6	5	5	5	6	7	9	11	14	20	27	36	43	49	49	45	40	34	29	24		
NW	20	17	14	11	9	7	6	5	5	5	5	6	8	10	13	16	20	26	32	37	38	36	32	28	24	20	17		
Paredes grupo F																													
N	8	6	5	3	2	1	2	4	6	7	9	11	14	17	19	21	22	23	24	23	24	20	16	13	11	19	23		
NE	9	7	5	3	2	1	2	4	6	7	9	11	14	17	19	21	22	23	24	23	24	20	16	13	11	19	23		
E	10	7	6	4	3	2	2	4	6	7	9	11	14	17	19	21	22	23	24	23	24	20	16	13	11	19	23		
SE	10	7	6	4	3	2	2	4	6	7	9	11	14	17	19	21	22	23	24	23	24	20	16	13	11	19	23		
S	10	8	6	4	3	2	1	3	7	13	20	27	34	38	39	38	35	31	26	22	18	15	12	11	12	13	43		
SW	15	11	9	6	5	3	2	2	4	5	8	11	17	26	35	44	50	53	52	45	37	28	23	18	18	18	53		
W	17	13	10	7	5	4	3	3	4	5	8	11	17	26	35	44	50	53	52	45	37	28	23	18	18	18	53		
NW	14	10	8	6	4	3	2	2	3	3	4	5	8	10	13	15	21	27	35	42	46	43	35	28	22	18	44		
Paredes grupo G																													
N	3	2	1	0	-1	2	7	8	9	12	15	18	21	23	24	24	25	26	22	15	11	9	7	5	5	18	26		
NE	3	2	1	0	-1	2	7	8	9	12	15	18	21	23	24	24	25	26	22	15	11	9	7	5	5	18	26		
E	4	2	1	0	-1	1	11	31	47	54	55	50	40	33	31	30	29	27	24	19	15	12	10	8	6	6	55		
SE	4	2	1	0	-1	1	11	31	47	54	55	50	40	33	31	30	29	27	24	19	15	12	10	8	6	6	55		
S	4	2	1	0	-1	1	11	31	47	54	55	50	40	33	31	30	29	27	24	19	15	12	10	8	6	6	55		
SW	4	2	1	0	-1	1	11	31	47	54	55	50	40	33	31	30	29	27	24	19	15	12	10	8	6	6	55		
W	6	5	3	2	1	0	1	2	2	5	8	12	16	26	38	50	59	63	61	52	37	24	17	13	10	8	63		
NW	5	3	2	1	0	0	2	2	5	8	11	15	19	27	41	56	67	72	67	48	29	15	11	8	7	7	72		

Fuente: Acondicionamiento del aire. Principios y sistemas

Anexo 4 Descripción de la construcción

Grupo No.	Descripción de la construcción	Peso, lb/ft ²	Valor de U, BTU/(h-ft ² -°F)	Capacidad calorífica BTU/(ft ² -°F)
Ladrillo de vista de 4 in + (Ladrillo)				
	C Espacio de aire + ladrillo de vista de 3 in	83	0.358	18.3
	D Ladrillo común de 4 in	90	0.415	18.4
	C Aislamiento de 1 in o espacio de aire + ladrillo común de 4 in	90	0.174-0.301	18.4
	B Aislamiento de 2 in + ladrillo común de 4 in	88	0.111	18.5
	B Ladrillo común de 8 in	130	0.302	26.4
	A Aislamiento o espacio de aire + ladrillo común de 8 in	130	0.154-0.243	26.4
Ladrillo de vista de 4 in + (Concreto pesado)				
	C Espacio de aire + concreto de 2 in	94	0.350	19.7
	B Aislamiento de 2 in + concreto de 4 in	97	0.116	19.8
	A Espacio de aire o aislamiento + concreto de 8 in o más	143-190	0.110-0.112	29.1-38.4
Ladrillo de vista de 4 in + (bloque de concreto ligero o pesado)				
	E Bloque de 4 in	62	0.319	12.9
	D Espacio de aire o aislamiento + bloque de 4 in	62	0.153-0.246	12.9
	D Bloque de 8 in	70	0.274	15.1
	C Espacio de aire o aislamiento de 1 in + bloque de 6 u 8 in	73-89	0.221-0.275	15.5-18.5
	B Aislamiento de 2 in + bloque de 8 in	89	0.096-0.107	15.5-18.6
Ladrillo de vista de 4 in + (azulejo de barro)				
	D Azulejo de 4 in	71	0.381	15.1
	D Espacio de aire + azulejo de 4 in	71	0.281	15.1
	C Aislamiento + azulejo de 4 in	71	0.169	15.1
	C Azulejo de 8 in	96	0.275	19.7
	B Espacio de aire o aislamiento de 1 in + azulejo de 8 in	96	0.142-0.221	19.7
	A Aislamiento de 2 in + azulejo de 8 in	97	0.097	19.8
Pared de concreto pesado + (acabado)				
	E Concreto de 4 in	63	0.585	12.5
	D Concreto de 4 in + aislamiento de 1 o 2 in	63	0.119-0.200	12.5
	C Aislamiento de 2 in + concreto de 4 in	63	0.119	12.7
	C Concreto de 8 in	109	0.490	21.9
	B concreto de 8 in + aislamiento de 1 o 2 in	110	0.115-0.187	22.0
	A Aislamiento de 2 in + concreto de 8 in	110	0.115	21.9
	E Concreto de 12 in	156	0.421	31.2
	A Concreto de 12 in + aislamiento	156	0.113	31.3
Bloque de concreto ligero y pesado + (acabado)				
	F Bloque de 4 in + espacio de aire o aislamiento	29-36	0.161-0.263	5.7-7.2
	E Aislamiento de 2 in + bloque de 4 in	29-37	0.105-0.114	5.8-7.3
	E Bloque de 8 in	41-57	0.294-0.402	6.3-11.3
	D Concreto de 8 in + espacio de aire o aislamiento	41-57	0.149-0.173	8.3-11.3
Azulejo de barro + (acabado)				
	F Azulejo de 4 in	39	0.419	7.8
	F Azulejo de 4 in + espacio de aire	39	0.303	7.8
	E Azulejo de 4 in + aislamiento de 1 in	39	0.175	7.9
	D Aislamiento de 2 in + azulejo de 4 in	40	0.110	7.9
	D Azulejo de 8 in	63	0.296	12.5
	C Azulejo de 8 in + espacio de aire o aislamiento de 1 in	63	0.151-0.231	12.6
	B Aislamiento de 2 in + azulejo de 8 in	63	0.099	12.6
Pared de lámina (cortina metálica)				
	G Con o sin espacio de aire + 1, 2 o 3 in de aislamiento	5-6	0.091-0.230	0.7
Pared de bastidor				
	G Aislamiento de 1 a 3 in	16	0.081-0.178	3.2

Fuente: Acondicionamiento del aire. Principios y sistemas

Anexo 5 Diferencia de temperatura para cargas de enfriamiento techos

Techo No.	Descripción de la construcción	Hora Peso, lb/ft ²	Valor de U, BTU/h Ft ² ·°F	Hora solar, h																							
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Sin cielo raso suspendido																											
1.	Lamina de metal con aislamiento de 1 o 2 in	7 (8)	0.213 (0.124)	1	-2	-3	-3	-5	-3	6	19	34	49	61	71	78	79	77	70	59	45	30	18	12	8	5	3
2.	Madera de 1 in con aislamiento de 1 in	8	0.170	6	3	0	-1	-3	-3	-2	4	14	27	39	52	62	70	74	74	70	62	51	38	28	20	14	9
3.	Concreto ligero de 4 in	18	0.213	9	5	2	0	-2	-3	-3	1	9	20	32	44	55	64	70	73	71	66	57	45	34	25	18	13
4.	Concreto pesado de 1 a 2 in con aislamiento de 2 in	29	0.206 (0.122)	12	8	5	3	0	-1	-1	3	11	20	30	41	51	59	65	66	66	62	54	45	36	29	22	17
5.	Madera de 1 in con aislamiento de 2 in	19	0.109	3	0	-3	-4	-5	-7	-6	-3	5	16	27	39	49	57	63	64	62	57	48	37	26	18	11	7
6.	Concreto ligero de 6 in	24	0.158	22	17	13	9	6	3	1	1	3	7	15	23	33	43	51	58	62	64	62	57	50	42	35	28
7.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 1 in	13	0.130	29	24	20	16	13	10	7	6	6	9	13	20	27	34	42	48	53	55	56	54	49	44	39	34
8.	Concreto ligero de 8 in	31	0.126	35	30	26	22	18	14	11	9	7	7	9	13	19	25	33	39	46	50	53	54	53	49	45	40
9.	Concreto pesado de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in	52 (52)	0.200 (0.120)	25	22	18	15	12	9	8	8	10	14	20	26	33	40	46	50	53	53	52	48	43	38	34	30
10.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 2 in	13	0.093	30	26	23	19	16	13	10	9	8	9	13	17	23	29	36	41	46	49	51	50	47	43	39	35
11.	Sistema de terrazas de techo	75	0.106	34	31	28	25	22	19	16	14	13	13	15	18	22	26	31	36	40	44	45	46	45	43	40	37
12.	Concreto pesado de 6 in con aislamiento de 1 o 2 in	75 (75)	0.192 (0.117)	31	28	25	22	20	17	15	14	14	16	18	22	26	31	36	40	43	45	45	44	42	40	37	34
13.	Madera de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in	17 (18)	0.106 (0.078)	38	36	33	30	28	25	22	20	18	17	16	17	18	21	24	28	32	36	39	41	43	43	42	40
Con cielo raso suspendido																											
1.	Lamina de acero con aislamiento de 1 o 2 in	9 (10)	0.134 (0.092)	2	0	-2	-3	-4	-4	-1	9	23	37	50	62	71	77	78	74	67	56	42	28	18	12	8	5
2.	Madera de 1 in con aislamiento de 1 in	10	0.115	20	15	11	8	5	3	2	3	7	13	21	30	40	48	55	60	62	58	51	44	37	30	37	25
3.	Concreto ligero de 4 in	20	0.134	19	14	10	7	4	2	0	0	4	10	19	29	39	48	56	62	65	64	61	54	46	38	30	24
4.	Concreto pesado de 2 in con aislamiento de 1 in	30	0.131	28	25	23	20	17	15	13	13	14	16	20	25	30	35	39	43	46	47	46	44	41	38	35	32
5.	Madera de 1 in con aislamiento de 2 in	10	0.083	25	20	16	13	10	7	5	5	7	12	18	25	33	41	48	53	57	57	56	52	46	40	34	29
6.	Concreto ligero de 6 in	26	0.109	32	28	23	19	16	13	10	8	7	8	11	16	22	29	36	42	48	52	54	54	51	47	42	37
7.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 1 in	15	0.096	34	31	29	26	23	21	18	16	15	15	16	18	21	25	30	34	38	41	43	44	44	42	40	37
8.	Concreto ligero de 8 in	33	0.093	39	36	33	29	26	23	20	18	15	14	14	15	17	20	25	29	34	38	42	45	46	45	44	42
9.	Concreto pesado de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in	53 (54)	0.128 (0.090)	30	29	27	26	24	22	21	20	20	21	22	24	27	29	32	34	36	38	38	38	37	36	34	33
10.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 2 in	15	0.072	35	33	30	28	26	24	22	20	18	18	18	20	22	25	28	32	35	38	40	41	41	40	39	37
11.	Sistema de terrazas de techo	77	0.082	30	29	28	27	26	25	24	23	22	22	22	23	23	25	26	28	29	31	32	33	33	33	33	32
12.	Concreto pesado con aislamiento de 1 a 2 in	77 (77)	0.125 (0.088)	29	28	27	26	25	24	23	22	21	21	22	23	25	26	28	30	32	33	34	34	34	33	32	31
13.	Madera de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in	19 (20)	0.082 (0.064)	35	34	33	32	31	29	27	26	24	23	22	21	22	22	24	25	27	30	32	34	35	36	37	36

Fuente: Acondicionamiento del aire. Principios y sistemas

Anexo 6 Generación de calor sensible y latente por personas

Actividad	localización	calor total Btu/h		Calor sensible Btu/h	Calor latente BTU/h
		hombre adulto	Ajustado hombre/mujer		
Sentado en un teatro	Teatro	390	330	225	105
Sentado en un teatro en la noche	Teatro	390	350	245	105
Centrado realizando trabajo muy ligero	Oficina,hotel,apartamento	450	400	245	155
Trabajo de oficina moderadamente activo	Oficina,hotel,apartamento	475	450	250	200
Estar de pie, trabajo ligero, caminando	Tienda por departamento	550	450	250	200
Caminando, estar en pie	Farmacia, banco	550	500	250	250
Trabajando sentado	Restaurante	490	550	275	275

Trabajo de mesa ligero	Fabrica	800	750	275	475
Danza moderada	Salón de baile	900	850	305	545
caminado a 3 mph; trabajo ligero de maquina	Fabrica	1000	100	375	625
Jugando bolos	Salón de bolos	1500	1450	580	870
Trabajo pesado	Fabrica	1500	1450	580	870
Trabajo pesado de maquina; levantado pesas	Fabrica	1600	1600	635	965
Atletismo	Gimnasio	2000	1800	710	1090

Fuente: Traducción de norma Ashrae fundamentals 2009

Anexo 7: generación de calor y eficiencia mínima para motores típicos

Motor nameplate or rated horsepower	Nominal rpm	Full-load motor efficiency, percent	Location of motor and driven equipment with respect to conditioned space or airstream		
			Motor in, driven equipment in, Btu/h	Motor out, driven equipment in, Btu/h	Motor in, driven equipment out, Btu/h
Motor type: shaded pole					
0.05	1,500	35	360	130	240
0.125	1,500	35	900	320	590
Motor type: split-phase					
0.25	1,750	54	1,180	640	540
0.33	1,750	56	1,500	840	660
0.50	1,750	60	2,120	1,270	850
Motor type: three-phase					
0.75	1,750	72	2,650	1,900	740
1	1,750	75	3,390	2,550	850
1	1,750	77	4,960	3,820	1,140
2	1,750	79	6,440	5,090	1,350
3	1,750	81	9,430	7,640	1,790
5	1,750	82	15,500	12,700	2,790
7.5	1,750	84	22,700	19,100	3,640
10	1,750	85	29,900	24,500	4,490
15	1,750	86	44,400	38,200	6,210
20	1,750	87	58,500	50,900	7,610
25	1,750	88	72,300	63,600	8,680
30	1,750	89	85,700	76,300	9,440
40	1,750	89	114,000	102,000	12,600
50	1,750	89	143,000	127,000	15,700
60	1,750	89	172,000	153,000	18,900
75	1,750	90	212,000	191,000	21,200
100	1,750	90	283,000	255,000	28,300
150	1,750	91	420,000	382,000	37,800
200	1,750	91	569,000	509,000	50,300
250	1,750	91	699,000	636,000	62,900

Fuente: Manual de aire acondicionado y refrigeración 2 ed

Anexo 8 Especificaciones del horno para tratamiento térmico CREST



[larger image](#)

Uses: These furnaces are designed for general use in the shop, laboratory or factory where temperatures from 300°F to 2250°F ± 25 °F are required. They are used for heat treating metal, assaying and all types of testing. 2400° F maximum temperature option available at additional cost.

Temperature Controls: Auto tuning microprocessor-based controller.

Heating elements: Alloy wire elements are coiled and mounted on the side walls in easy to change porcelain plates.

General construction: The furnace case is constructed of heavy gauge sheet steel and finished in gray hammertone. The walls and door are constructed of the finest quality insulating fire brick backed up by 1800°F block insulation.

Safety switch: These models come equipped with dual door safety Switches. when the door is opened, power is disconnected from the heating Elements.

Door: The counter balanced easy to operate door, opens up and away from the furnace, keeping the hot side away from the operator.

A Kaowool® rope seal is installed on the door where it meets the Chamber.

Specifications

Chamber Width	12 in
Chamber Length	20 in
Chamber Height	8 in
Overall Width	25 in
Overall Length	34 in
Overall Height	28 in
Max. Intermittent Temperature	2250 °F
Max. Continuous Temperature	2000 °F
Input Power	8 kW

Anexo 9 Especificaciones del horno para tratamiento térmico LUCIFER

RD7-H14
bench model



RD7-KHE24
with optional base cabinet

Standard Features

- Honeywell digital temperature controller in separate NEMA 1 Panel.
- Sheet metal shell construction reinforced and welded.
- Heavy gauge low watt density heating elements in easy-to-replace holders.
- Energy efficient lightweight firebrick insulation.
- Hearth plate for load support and floor brick protection.
- Horizontal swing door with adjustable latch for positive seal.
- Safety microswitch shuts off power to the elements when door opens.
- Heats to 1850°F in 2 hours.
- All units are wired for 230/1/60 operation.

[The Lucifer Difference - Part I - Heating Element Design - YouTube](#)

[Lucifer Red Devil Box Furnaces - YouTube](#)

[Lucifer Furnaces equips Custom Window Systems](#)

Model Specifications

MODEL	CHAMBER			OVERALL			KW	VOLTAGE	WEIGHT (LBS.)
	H"	W"	L"	H"	W"	L"			
RD7-H14	9	12	14	23	30	36	4	230/1/60	390
RD7-H21	9	12	21	23	30	36	5.5	230/1/60	430
RD7-KHE18	12	14	18	23	32	36	6	230/1/60	450
RD7-KHE24	12	14	24	23	32	36	7	230/1/60	490

Anexo 10 especificaciones del horno limpiador de boquillas

Mini Jet Cleaner

Specifications



Basic Unit Size	41" high x 29" deep x 36" wide (1025mm x 725mm x 900mm)
Maximum Unit Size	63" high x 30" deep x 38" wide (1600mm x 750mm x 950mm)
Unit Weight	440 pounds NET (198.00kg NET)
Chamber Working Dimensions	9 1/2" x 12" deep (241mm x 317mm)
Electrics	Standard 460 VAC
Controls	1,5 kW Standard
Electric Motor	1 1/2HP, 1800 rpm, 60 cycles
Electric Heater	6 KW
Water Vacuum Pump	2 G.P.M. Water (7.6 liters/minute water)
Water Drain	2" Tubing (51mm)
Vent Exhaust	2" Tubing (51mm)

Anexo 12 datos de placa y especificaciones de los secadores de resina

AEC
Made in the U.S.A.

AEC, Inc. 1100 Woodfield Rd. Suite 588
 Schaumburg IL. 60173
 Tel (847) 273-7700
 Fax (847) 273-7804

Dryer Drawing No. **A0566070**
 Model No. **AD15/1.7** Serial No. **37H0673**

460 Volt **60** Hz **3** Ph FLAmps **9**

Controller Set Degrees:	F	Process	Regeneration
Blower H.P.:		.33	N/A
Blower FLAmps:		.4	N/A
Heater (KW):		2.5	.75

AEC
Made in the U.S.A.

AEC Inc.
 801 AEC Drive
 Wood Dale Il. 60191
 Tel (630) 595-1060
 Fax (630) 595-6641

Mini Dryer
 Model No. **ASD30/3.0P** Serial No. **36K0304**

460 Volt **60** Hz **3** Ph FLAmps **6**

Blower H.P.:	.33	Process Heater (KW):	1
Blower FLAmps:	.77	Regen Heater (KW):	1
Controller Set Degrees:	F		



Made in the U.S.A.

AEC, Inc. 1100 Woodfield Rd. Suite 588 Schaumburg IL. 60173 Tel (847) 273-7700 Fax (847) 273-7804

Dryer Drawing No. A0566085 Model No. AD30/3.0P Serial No. 37H0667

460 Volt 60 Hz 3 Ph FLAmps 9.5

Controller Set Degrees:	F	Process	Regeneration
Blower H.P.:		.5	N/A
Blower FLAmps:		1.1	N/A
Heater (KW):		3.75	1.25

Empty rectangular box



Made in the U.S.A.

AEC Inc. 801 AEC Drive Wood Dale Il. 60191 Tel (630) 595-1060 Fax (630) 595-6641

Mini Dryer Model No. ASD15/1.7 Serial No. 35K0285

460 Volt 60 Hz 1 Ph FLAmps 6.2

Blower H.P.:	12	Process Heater (KW):	.75
Blower FLAmps:	2	Regen Heater (KW):	.75
Controller Set Degrees:	F		

Empty rectangular box

2.2.3 LUXOR 50 compact dryer, drying bins with hopper loader

	15 liters	30 liters	60 liters	100 liters	150 liters
Temperature range	60 to 140 °C				
Operating voltage	1/N/PE 230 V 50 Hz				
Heater capacity of each drying bin	1,5 kW			2,5 kW	
Connected load of each hopper loader	1,1 kW			1,1 kW	
Current input drying bin	Approx. 6,5			Approx. 11 A	
Current input hopper loader	Approx. 5 A				
Max. number of drying bins	3*	3	2	1	1
Dimensions	See illustrations chapter 2				

SPECIFICATIONS-MD SERIES

NOVATEC P/N	00925	01143	00933	00926	00927	00928	01142	01141	01140	01138
Model MD	15	15A	25	25	25	25	25A	25A	25A	25A
Voltage	115	115	115	208	230	460	115	208	230	460
KVA	1.6	1.6	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2
Total Amperage	13.9	13.9	19.1	10.6	9.6	4.8	19.1	10.6	9.6	4.8
Aft. Htr. Amperage	8.7	8.7	13.9	7.7	7.0	3.5	13.9	7.7	7.0	3.5
Reg. Htr. Amp(L.B)	4.3	4.3	4.3	2.4	2.2	1.1	4.3	2.4	2.2	1.1
Reg. Htr. Amp(RB)	4.3	4.3	4.3	2.4	2.2	1.1	4.3	2.4	2.2	1.1
Motor Amperage	0.8	0.8	0.8115v	0.8115v	0.8115v	0.8115v	0.8	0.8115v	0.8115v	0.8115v
Aft. Htr. Wattage	1000	1000	1600	1600	1600	1600	1600	1600	1600	1600
Reg. Htr. Watt (LB)	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500
Reg. Htr. Watt (RB)	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500
Blower Horsepower	1/20	1/20	1/20	1/20	1/20	1/20	1/20	1/20	1/20	1/20
Adsorption CFM	15	15	25	25	25	25	25	25	25	25
Filter			5 ¼	Donaldson	Cyclonic	Design				
Desiccant (lbs. per/bed)	7	7	10	10	10	10	10	10	10	10
Desiccant Type	13x	13x	13x	13x	13x	13x	13x	13x	13x	13x
Cycle time per bed	4 hrs	4 hrs	4 hrs	4 hrs	4 hrs	4 hrs	4 hrs	4 hrs	4 hrs	4 hrs
Proc. Air Duct Size	2"	2"	2"	2"	2"	2"	2"	2"	2"	2"
Out. Air Temp(max)	300°F	300°F	300°F	300°F	300°F	300°F	300°F	300°F	300°F	300°F
Outlet dewpoint	-40°F	-40°F	-40°F	-40°F	-40°F	-40°F	-40°F	-40°F	-40°F	-40°F
Applicable drawings										
Electrical	MD15-001B	MD15A-001C	MD25-005B	MD25-001B	MD25-002B	MD25A-010C	MD25A-010C	MD25A-001C	MD25A-009C	MD25A-013C
Mechanical	MD15-000C	MD25A-000C	MD15-000C	MD15-000C	MD15-000C	MD15-000C	MD25A-000C	MD25A-000C	MD25A-000C	MD25A-000C
Cooling Coil Data										
GPM Required	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Inlet water Temp(max)	80°F	80°F	80°F	80°F	80°F	80°F	80°F	80°F	80°F	80°F
Outlet Air temp(max)	100°F	100°F	100°F	100°F	100°F	100°F	100°F	100°F	100°F	100°F

Anexo 13 Datos del motor principal, servomotor y resistencias eléctricas de las máquina inyectoras

PANDUIT ID	Tonelaje	Potencia Motor Eléctrico (kW)	Potencia del Servo motor(Kw)	Potencia Resistencias (kW)
M1	300	45		22
M2	300	45		11
M3	300	45		12
M4	220	30		15
M5	110	22		8,6
M6	110	30		8,6
M7	110	22		8,6
M8	110	22		8,6
M9	110	22		8,6
M10	110	30		8,6
M11	55	22		2,7
M13	83	18		5,5
M15	55	22		2,7
M16	66	6,6	60	9,4
M17	176	6,6	60	9,4
M18	176	6,6	60	9,4
M19	176	6,6	60	9,4
M20	176	6,6	60	9,4

Fuente Departamento de mantenimiento de moldeo

Datos del motor principal, servomotor y resistencias eléctricas de las máquina inyectoras (continua)

Panduit ID	Tonelaje	Potencia Motor Eléctrico (kW)	Carga del Servo inyeccionKw	Potencia Resist. (kW)
M21	176	6,6	60	9,4
M22	176	6,6	60	9,4
M23	176	6,6	60	9,4
M24	176	6,6	60	9,4
M25	176	6,6	60	9,4
M26	176	6,6	60	9,4
M27	110	30		8,6
M28	83	18		5,5
M29	83	18		5,5
M30	83	18		5,5
M31	83	18		5,5
M32	83	18		5,5
M33	83	18		5,5
M34	83	18		5,5
M35	110	22		8,6
M36	110	22		8,6
M37	110	22		8,6

Fuente Departamento de mantenimiento de moldeo Panduit

Anexo 14 Tabla con las principales máquinas de toolroom

Máquina	Tipo de maquina	Código activo.
Makino	Erocionadora por penetración	
Makino	Erocionadora penetración	
Makino	Erocionadora penetración	
MV-40	Fresadora cnc de 3 ejes	
MV-40	Fresadora cnc de 3 ejes	
MV-40	Fresadora cnc de 3 ejes	
MV-40	Fresadora cnc de 3 ejes	
MV-40	Fresadora cnc de 3 ejes	
V33	Fresadora CNC de 3 ejes de muy alta velocidad.	
torno suizo	Torno tipo suizo	
cnc late	Tornos CNC 2 ejes	
cnc late	Tornos CNC 2ejes	
MV-junior	Fresadora cnc de 3 ejes	141641
MV-junior	Fresadora cnc de 3 ejes baja velocidad	102594
MV-junior	Fresadora cnc de 3 ejes baja velocidad	201243
mv-proto	Fresadora cnc de 3 ejes baja velocidad	145589
mv-proto	Fresadora cnc de 3 ejes baja velocidad	202106

Anexo 15 Especificaciones de la maquina MV-40

2. MACHINE SPECIFICATIONS

Machine model		MV-40M
Travel	X-axis (longitudinal movement of table) mm (in.)	560 (22.05)
	Y-axis (cross movement of saddle) mm (in.)	410 (16.14)
	Z-axis (vertical movement of spindle head) mm (in.)	460 (18.11)
Table	Working surface mm (in.)	900 × 450 (35.43 × 17.72)
	Table surface configuration mm (in.)	18 (0.71), 4 T-slots
	Table loading capacity kg (lb.)	300 (660)
	Distance from table surface to spindle gage plane mm (in.)	150-610 (5.91-24.02)
	Distance from column front surface to spindle center mm (in.)	680 (26.77)
Spindle	Maximum spindle speed min ⁻¹	8000 [10000, 12000]
	Type of spindle taper hole	7/24 taper, No. 40
	Spindle bearing inner diameter mm (in.)	65 (2.56)
Feedrate	Rapid traverse rate mm/min (in./min)	X,Y: 20000 (787.40) Z: 12000 (472.44)
	Feedrate mm/min (in./min)	X, Y, Z: 1-5000 (0.01-196.85)
	Jog feedrate mm/min (in./min)	0-1260 (0-49.61) 15 steps
ATC	Type of tool shank	MAS BT-40
	Type of retention knob	90° special type
	Tool storage capacity	20 [30]
	Maximum tool diameter <with adjacent tools> mm (in.)	125 (4.92) <80 (3.15)>
	Maximum tool length mm (in.)	250 (9.84)
	Maximum tool mass kg (lb.)	8 (17.60)
	Method of tool selection	Technical memory random
Motor	Spindle drive motor (30 min/continuous) kW (HP)	(F) 5.5/3.7 (7.5/5) [7.5/5.5 (10/7.5)] (Y) 8.3/5.5 (11.12/7.5) [7.5/5.5 (10/7.5)]
	Feed motor kW (HP)	X, Y: 0.9 (1.20) Z: 1.8 (2.41)
	Lubricating pump motor kW (HP)	0.017 (0.022)

(continued on the next page)

Machine model			MV-40M
Motor	Coolant pump motor	kW (HP)	0.18 (0.24) [1.1 (1.47)]
	Cooling pump motor	kW (HP)	0.2 (1/4)
Power Source	Electrical power supply (30 min/max.)	kVA	(F) 17.6/25.6 [22.1/28.1] (Y) 23.2/- [31.7/-]
	Compressed air supply	MPa (psi), L/min (gpm)	0.5 (71.1), 100 (26.4) [ANR]
Tank capacity	Lubricating oil tank capacity	L (gal.)	2 (0.53)
	Coolant tank capacity	L (gal.)	190 (50.16)
	Cooling oil tank capacity	L (gal.)	28 (7.39)
Machine size	Machine height	mm (in.)	2712 (106.77) 2370 (93.31)*
	Floor space	mm (in.)	2320 × 2542 (91.34 × 100.08)
	Mass of machine	kg (lb.)	4200 (9240)



- ① The dimension marked with “*” indicates the machine height when machine is carried.
- ② (F) indicates MSC-500 and (Y) indicates MSC-680.
- ③ Brackets [] indicate an optional specification.
- ④ ANR refers to a standard atmospheric state; i.e., temperature at 20°C (68°F); absolute pressure at 101.3 kPa (760 mmHg); and relative humidity at 65%.

Anexo 16 Tablas para obtener el Coeficiente de amontonamiento y el del viento

Table 4 Basic Model Stack Coefficient C_s

	House Height (Stories)		
	One	Two	Three
Stack coefficient	0.0150	0.0299	0.0449

Table 5 Local Shelter Classes

Shelter Class	Description
1	No obstructions or local shielding
2	Typical shelter for an isolated rural house
3	Typical shelter caused by other buildings across street from building under study
4	Typical shelter for urban buildings on larger lots where sheltering obstacles are more than one building height away
5	Typical shelter produced by buildings or other structures immediately adjacent (closer than one house height): e.g., neighboring houses on same side of street, trees, bushes, etc.

Table 6 Basic Model Wind Coefficient C_w

Shelter Class	House Height (Stories)		
	One	Two	Three
1	0.0119	0.0157	0.0184
2	0.0092	0.0121	0.0143
3	0.0065	0.0086	0.0101
4	0.0039	0.0051	0.0060
5	0.0012	0.0016	0.0018

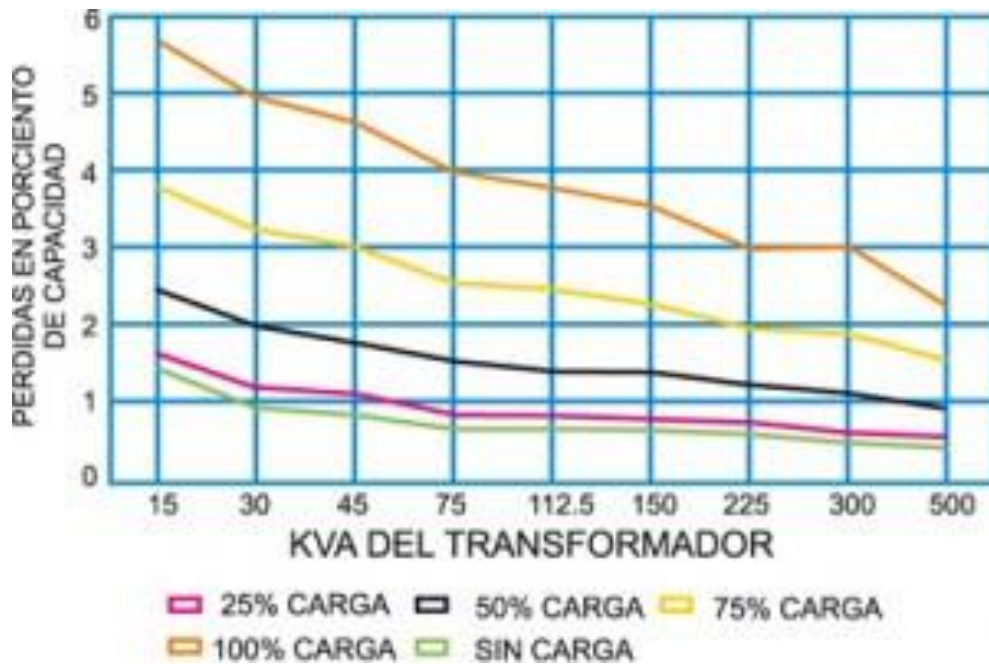
Tomado de norma ASHRAE FUNDAMENTAL

Anexo 17 Factor de infiltración de las puertas velocidad.

c) PUERTAS EN UNA FACHADA O EN DOS FACHADAS ADYACENTES

DESIGNACIÓN	m ³ /h POR m ² DE ABERTURA ****		m ³ /h	
	No utilizada	Utilización media	Constantemente abierta	
			Sin vestíbulo	Con vestíbulo
Puerta giratoria - funcionamiento normal paneles abiertos	14,5	95	-	-
Puerta de cristal - Rendija 5 mm	82,0	183	2040	1530
Puerta de madera (2,1 x 0,9 m)	18,0	119	1190	850
Pequeña puerta de fábrica	14,0	119	-	-
Puerta de garaje o de carga	36,5	82	-	-
Rampa de garaje	36,5	124	-	-

Anexo 18 Perdidas en transformadores típicos para distintos porcentajes descarga



Fuente: Ingeniería de Aplicación BOHN Carga de Enfriamiento/Calor Ganado por Equipos y Accesorios Eléctricos