



Universidad Nacional Mayor de San Marcos
Universidad del Perú. Decana de América
Facultad de Ciencias Físicas
Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de Fluidos

**Análisis técnico para mejorar la calidad del sistema de
aire acondicionado en las oficinas de la empresa
Arcotecho Perú**

INFORME PROFESIONAL

Para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico de Fluidos

AUTOR

David Carlos CONTRERAS TARAZONA

Lima, Perú

2022



Reconocimiento - No Comercial - Compartir Igual - Sin restricciones adicionales

<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/>

Usted puede distribuir, remezclar, retocar, y crear a partir del documento original de modo no comercial, siempre y cuando se dé crédito al autor del documento y se licencien las nuevas creaciones bajo las mismas condiciones. No se permite aplicar términos legales o medidas tecnológicas que restrinjan legalmente a otros a hacer cualquier cosa que permita esta licencia.

Referencia bibliográfica

Contreras, D. (2022). *Análisis técnico para mejorar la calidad del sistema de aire acondicionado en las oficinas de la empresa Arcotecho Perú*. [Informe profesional de pregrado, Universidad Nacional Mayor de San Marcos, Facultad de Ciencias Físicas, Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de Fluidos]. Repositorio institucional Cybertesis UNMSM.

Metadatos complementarios

Datos de autor	
Nombres y apellidos	David Carlos Contreras Tarazona
Tipo de documento de identidad	DNI
Número de documento de identidad	70820151
URL de ORCID	https://orcid.org/0000-0002-8286-7155
Datos de asesor	
Nombres y apellidos	
Tipo de documento de identidad	
Número de documento de identidad	
URL de ORCID	
Datos del jurado	
Presidente del jurado	
Nombres y apellidos	ELISEO PAEZ APOLINARIO
Tipo de documento	DNI
Número de documento de identidad	19948335
Miembro del jurado 1	
Nombres y apellidos	HENRY MANUEL PALA REYES
Tipo de documento	DNI
Número de documento de identidad	15860791
Miembro del jurado 2	
Nombres y apellidos	ADOLFO CARLOS LOZADA PEDRAZA
Tipo de documento	DNI
Número de documento de identidad	09383020
Miembro del jurado 3	
Nombres y apellidos	
Tipo de documento	

Número de documento de identidad	
Datos de investigación	
Línea de investigación	A.2.5.1. Energética
Grupo de investigación	
Agencia de financiamiento	PROPIA
Ubicación geográfica de la investigación	Pais: Perú Departamento: Lima Provincia: Lima Distrito: Surco Latitud: -12.083815 Longitud: -76.975113
Año o rango de años en que se realizó la investigación	2020 - 2022
URL de disciplinas OCDE	Termodinámica https://purl.org/pe-repo/ocde/ford#2.03.00



Universidad Nacional Mayor de San Marcos
(Universidad del PERÚ, Decana de América)

FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA DE FLUIDOS

**ACTA DE SUSTENTACIÓN VIRTUAL DEL INFORME PROFESIONAL PARA OPTAR EL
TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECANICO DE FLUIDOS, MODALIDAD DE
TITULACIÓN M-4 - POR EXPERIENCIA PROFESIONAL**

Siendo las 21:30 horas del día viernes 30 de diciembre de 2022, en la Sala de Sesión Virtual de la Facultad de Ciencias Físicas, bajo la presidencia del Mg. Ing. ELISEO PAEZ APOLINARIO y con la asistencia de los miembros Mg. Ing. HENRY MANUEL PALA REYES y el Mg. Ing. ADOLFO CARLOS LOZADA PEDRAZA, se dio inicio a la Sesión Pública Virtual de Sustentación del Informe Profesional para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico de Fluidos, mediante la Modalidad de Titulación M-4 Por Experiencia Profesional, del Bachiller:

DAVID CARLOS CONTRERAS TARAZONA

El Presidente del Jurado Examinador dio lectura del Resumen del Expediente, e invitó al Bachiller DAVID CARLOS CONTRERAS TARAZONA, a realizar la Exposición del Informe Profesional titulado “ANÁLISIS TECNICO PARA MEJORAR LA CALIDAD DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO EN LAS OFICINAS DE LA EMPRESA ARCOTECHEO PERU”.

Concluida la exposición del candidato y luego de las preguntas de rigor por parte del Jurado Examinador, el Presidente invitó al Bachiller abandonar momentáneamente la sala de sesión para dar paso a la deliberación y calificación por parte del Jurado.

Al término de la deliberación del Jurado, se invitó al candidato a regresar a la sala de sesión para dar lectura a la calificación final obtenida por el Bachiller, la misma que fue:

..... DIECISÉIS 16

El Presidente del Jurado Mg. Ing. ELISEO PAEZ APOLINARIO, a nombre de la Nación y de la Universidad Nacional Mayor de San Marcos, declaró al Bachiller DAVID CARLOS CONTRERAS TARAZONA Ingeniero Mecánico de Fluidos.

Siendo las 22:15 a.m. del mismo día, se levantó la sesión.

Mg. Ing. ELISEO PAEZ APOLINARIO
PRESIDENTE DEL JURADO

Mg. Ing. HENRY MANUEL PALA REYES
MIEMBRO DEL JURADO

Mg. Ing. ADOLFO CARLOS LOZADA PEDRAZA
MIEMBRO DEL JURADO



UNMSM

Firmado digitalmente por LOZANO
BARTRA Whualkuer Enrique FAU
20148092282 soft
Motivo: Soy el autor del documento
Fecha: 31.12.2022 06:37:44 -05:00

DR. WHUALKUER ENRIQUE LOZANO BARTRA
VICEDECANO ACADÉMICO FCF

Datos de la plataforma virtual institucional del acto de sustentación:

<https://us06web.zoom.us/j/86059493744?pwd=S1JPY0dnTUORXlkaIFUR1JIRihUZz09>

ID de reunión: 860 5949 3744

Código de acceso: 830079

Grabación archivada en el siguiente enlace:

https://drive.google.com/file/d/14b5zFxdljdgHMAOlX9Jyw9BTd9vGes6F/view?usp=share_link

Anexo 1

Informe de evaluación de Originalidad

1. Facultad de Ciencias Físicas
2. Escuela/Unidad de Posgrado
Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de Fluidos
3. Autoridad Académica que emite el informe de originalidad
El Director de la EPIMF
4. Apellidos y nombres de la autoridad académica
Sarango Julca Douglas Donal
5. Operador del programa Informático de similitudes
Dr. Ing. Douglas Sarango Julca
6. Documento evaluado (1)
"ANALISIS TECNICO PARA MEJORAR LA CALIDAD DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO EN LAS OFICINAS DE LA EMPRESA ARCOTECHO PERU"
7. Autor del documento (2)
DAVID CARLOS CONTRERAS TARAZONA
8. Fecha de recepción del documento 19/01/23
9. Fecha de aplicación del programa informático de similitudes 27/01/23
10. Software utilizado
 - Turnitin (X)
 - Ithenticate
 - Otro (especificar)
11. Configuración del programa detector de similitudes
 - Excluye textos entrecomillados
 - Incluye Bibliografía
 - Excluye cadenas menores a 40 palabras
12. Porcentaje de similitudes según programa detector de similitudes³
4%
13. Fuentes originales de las similitudes encontradas⁴
14. Observaciones
Ninguna
15. Calificación de originalidad
 - Documento cumple criterios de originalidad, sin observaciones (X)
 - Documento cumple criterios de originalidad, con observaciones
 - Documento no cumple criterios de originalidad
16. Fecha del Informe 27 /01 /23



Firmado digitalmente por SARANGO
JULCA Douglas Donal FAU
20148092282 soft
Motivo: Soy el autor del documento
Fecha: 29.01.2023 11:35:42 -05:00

DR. ING. Douglas Sarango Julca
DIRECTOR (e) DE LA EPIMF

1 Otro (especificar) Informe Profesional Modalidad de Titulación M-4

2 Apellidos y Nombres completos

3 En letras y números

4 Indicarlas en orden decreciente y su respectivo porcentaje

Dedicatoria

Este Informe de experiencia profesional se lo dedico a mi madre Gloria quien con su amor, apoyo y comprensión me impulsa cada día a ser una mejor profesional y hombre de bien para nuestra sociedad.

Agradecimientos

A Dios, por darme fortaleza para mantenerme firme en los momentos más difíciles y darme la oportunidad de vivir en su gracia.

A mi familia, amigos y en general a todas aquellas personas que me han apoyado incondicionalmente.

A los mentores que he tenido pues gracias a sus enseñanzas y su guía he podido avanzar en este camino con el objetivo de ser un mejor profesional y una buena persona.

Resumen

Este Informe de Experiencia Profesional muestra el análisis de un sistema de aire acondicionado realizado para la oficina principal de la empresa ARCOTECHO PERU SAC ubicado en Santiago de Surco, Lima Perú. El objetivo fue optimizar la calidad del sistema de aire acondicionado frente a la situación actual por el COVID-19 y los problemas de ventilación existentes en la oficina, de forma que se pueda garantizar la condición tanto de confort como calidad del aire dentro del ambiente teniendo como base a las normas y estándares aplicables. El estudio requirió de una investigación tecnológica con el uso de instrumentos de medición de caudal, humedad, corriente, etc. y softwares especializados en cálculo de carga térmica (Elite), diseño de sistemas VRF (LatsHVAC) y Performance de operación de sistemas VRF (LGMV). Se realizó una visita técnica tomando datos de implementación y operación en campo para su posterior análisis y contraste contra los cálculos teóricos logrando verificar las deficiencias del sistema instalado y proponiendo una solución a la medida que fue implementada consiguiendo instalar un sistema para una adecuada ventilación renovando el aire de forma eficiente, reduciendo la exposición de las personas al virus Sars-CoV-2 y mejorando la calidad del aire interior garantizando el confort de la temperatura en la oficina del cliente.

Palabras claves: Sistema de aire acondicionado, Confort térmico, Calidad de aire interior.

Abstract

This Professional Experience Report shows the analysis of an air conditioning system carried out for the main office of the company ARCOTECHO PERU SAC located in Santiago de Surco, Lima Peru. The objective was to optimize the quality of the air conditioning system in the face of the current situation due to COVID-19 and the existing ventilation problems in the office, so that both comfort and air quality conditions can be guaranteed within the environment, taking based on the applicable norms and standards. The study required a technological investigation with the use of instruments for measuring flow, humidity, current, etc. and specialized software for thermal load calculation (Elite), VRF system design (LatsHVAC) and VRF system operation performance (LGMV). A technical visit was carried out, taking implementation and operation data in the field for its subsequent analysis and contrast against the theoretical calculations, managing to verify the deficiencies of the installed system and proposing a customized solution that was implemented, managing to install a system for adequate ventilation, renewing the air efficiently, reducing people's exposure to the Sars-CoV-2 virus and improving indoor air quality, guaranteeing temperature comfort in the client's office.

Keywords: Air conditioning system, Thermal comfort, Indoor air quality.

Tabla de Contenidos

Dedicatoria	ii
Agradecimientos	iii
Resumen.....	iv
Abstract	v
Tabla de Contenidos	vi
Índice de Figuras.....	ix
Índice de tablas	xi
1. CAPÍTULO 1 - INTRODUCCIÓN E INFORMACIÓN GENERAL.....	1
1.1 Introducción	1
1.2 Antecedentes	2
1.3 Problemática	8
1.4 Objetivos del Informe de experiencia profesional	8
1.4.1 Objetivo General.....	8
1.4.2 Objetivos específicos	8
1.5 Justificación del estudio.....	9
1.6 Ubicación	9
2. CAPÍTULO 2 – FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	11
2.1 Definición de Aire Acondicionado	11
2.2 Confort Térmico.....	12
2.2.1 Metabolismo del cuerpo humano.....	12
2.2.2 Factores del Confort Térmico	13

2.2.3	Condiciones del Confort Térmico.....	15
2.3	Síndrome del edificio enfermo:	18
2.3.1	Características de un edificio enfermo:.....	18
2.3.2	Síntomas dentro de un edificio enfermo	18
2.4	Análisis del local y estimación de Carga	19
2.4.1	Condiciones Geográficas:	20
2.4.2	Características de la edificación:	20
2.4.3	Principios de Cálculo de refrigeración:.....	20
2.4.4	Ganancias Internas de Calor:	21
2.4.5	Ganancias de calor a través de la estructura del edificio:	23
2.5	Calidad del Aire Interior	30
2.6	Ventilación para una calidad de aire interior adecuada	32
3.	CAPITULO 3 – DESARROLLO DEL TEMA	33
3.1	Estudio de carga térmica y ventilación	33
3.1.1	Proceso de Calculo.....	34
3.1.2	Resultados	51
3.2	Estudio de Humedad Relativa.....	52
3.3	Análisis de Operación de los sistemas de aire acondicionado y ventilación	53
3.4	Prueba de Equipos de Ventilación (Inyección y Extracción)	55
3.5	Observaciones a la instalación:.....	57
4.	CAPITULO 4 – RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	59
4.1	CONCLUSIONES	59

4.2	RECOMENDACIONES.....	60
5.	REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.....	63
6.	ANEXOS	65
6.1	Anexo 1. Cuadro de equipos de climatización según planos.....	65
6.2	Anexo 2. Calculo de Carga de Carga Termica Software Elite	66
6.3	Anexo 3. Ficha Técnica Ventiladores Ssoler Y Palau Serie TD.....	141
6.4	Anexo 4. Catalogo Luz UV-C (LIGHT 254).....	146
6.5	Anexo 5. Catalogo Filtro MERV 13	150

Índice de Figuras

figura 1. sistema vrf (191,800 Btu/h).....	2
figura 2. Unidades exteriores - Condensadora VRF.....	3
figura 3. Unidades Interiores – Evaporadores Fancoil y Pared	3
figura 4. Ventilador Helicocentrífugo TD silend 1300/250.....	3
figura 5. Plano Inicial Oficina Arcotecho	4
figura 6. Coronavirus	4
figura 7. ASHRAE – Documento de Posición Sobre Aerosoles Infecciosos	6
figura 8. Ventilación	6
figura 9. Filtros y Radiación UVC.....	7
figura 10. Mapa de ubicación de la oficina.....	10
figura 11. Factores en el confort térmico	13
figura 12. Formas de Transferencia de Calor.....	15
figura 13. Zona de Confort para invierno y verano según ASHRAE	16
figura 14. Zona Optima de Humedad	17
figura 15. Condiciones interiores de confort para confort para invierno y verano	17
figura 16. Síndrome del edificio enfermo	18
figura 17. Ganancia y Perdida de Calor	19
figura 18. Ciclo de Refrigeración.....	19
figura 19. Tipos de filtros para ventilación mecánica.....	31
figura 20. Eficiencia filtros MERV.....	31
figura 21. Instalaciones de Emisores Ultravioleta de Banda C.....	32

figura 22. Tasas minimas de ventilación en zona de respiración.....	32
figura 23. Funcionamiento del sistema de ventilación.....	55
figura 24. Inyección de aire	56
figura 25. Extracción de Aire.....	56
figura 26. Tubería de cobre.....	57
figura 27. Ductos.....	58
figura 28. Lana de vidrio.....	58
figura 29. Recomendación Zonas críticas con alta Humedad.....	61
figura 30. Optimización sistema de ventilación.....	62

Índice de tablas

Tabla 1.	Ecuaciones para predecir la sensación térmica.....	16
Tabla 2.	Tasas en las que el calor y la humedad son dados por las personas según la actividad y locación.	21
Tabla 3.	Densidad de potencia Luminosa	23
Tabla 4.	Diferencias equivalentes de temperatura (°C) – Muro Soleados o en sombra 26	
Tabla 5.	Diferencia equivalente de temperatura (°C) - techo soleado o en sombra....	26
Tabla 6.	Correcciones de las diferencias equivalentes de temperatura (°C).....	27
Tabla 7.	Factores totales de ganancia solar a través del vidrio	29
Tabla 8.	Resultados de cálculo de carga térmica y ventilación	51
Tabla 9.	Resumen del estudio	51
Tabla 10.	Resumen de los equipos Instalados.....	51
Tabla 11.	Comparación entre Resultados del Estudio y Equipos disponibles	52
Tabla 12.	Resultados de estudio de Humedad Relativa	53
Tabla 13.	Performance de Operación sistemas VRF Arcotecho.....	53
Tabla 14.	Operación del sistema de aire acondicionado - LGMV	54

1. CAPÍTULO 1 - INTRODUCCIÓN E INFORMACIÓN GENERAL

1.1 Introducción

El uso del sistema de aire acondicionado, actualmente es indispensable para las construcciones y/o edificaciones de todo tipo ya que su función es suministrar a las diferentes zonas de un ambiente de condiciones óptimas de confort en cuanto a la temperatura y eficacia del aire basadas en mantener en niveles adecuados la temperatura, humedad, ventilación y distribución de aire.

Una de las principales aplicaciones son las oficinas de las empresas ya que albergan a el recurso más importante de una corporación los trabajadores o capital humano, por lo cual es preciso contar con dicho sistema para garantizar un aire saludable a todos los colaboradores.

En la actualidad frente a la pandemia por el Covid-19, todas las empresas encuentran necesario la implementación de diversos mecanismos para reducir los contagios de sus colaboradores que realicen trabajo presencial o híbrido.

Según la OIT (Organización Internacional del trabajo) “Tanto la seguridad como la salud en los centros laborales debe tener una importante inversión de modo que se proteja a sus trabajadores, familias y se garantice la continuidad del negocio” (OIT, 2020, párrafo tercero).

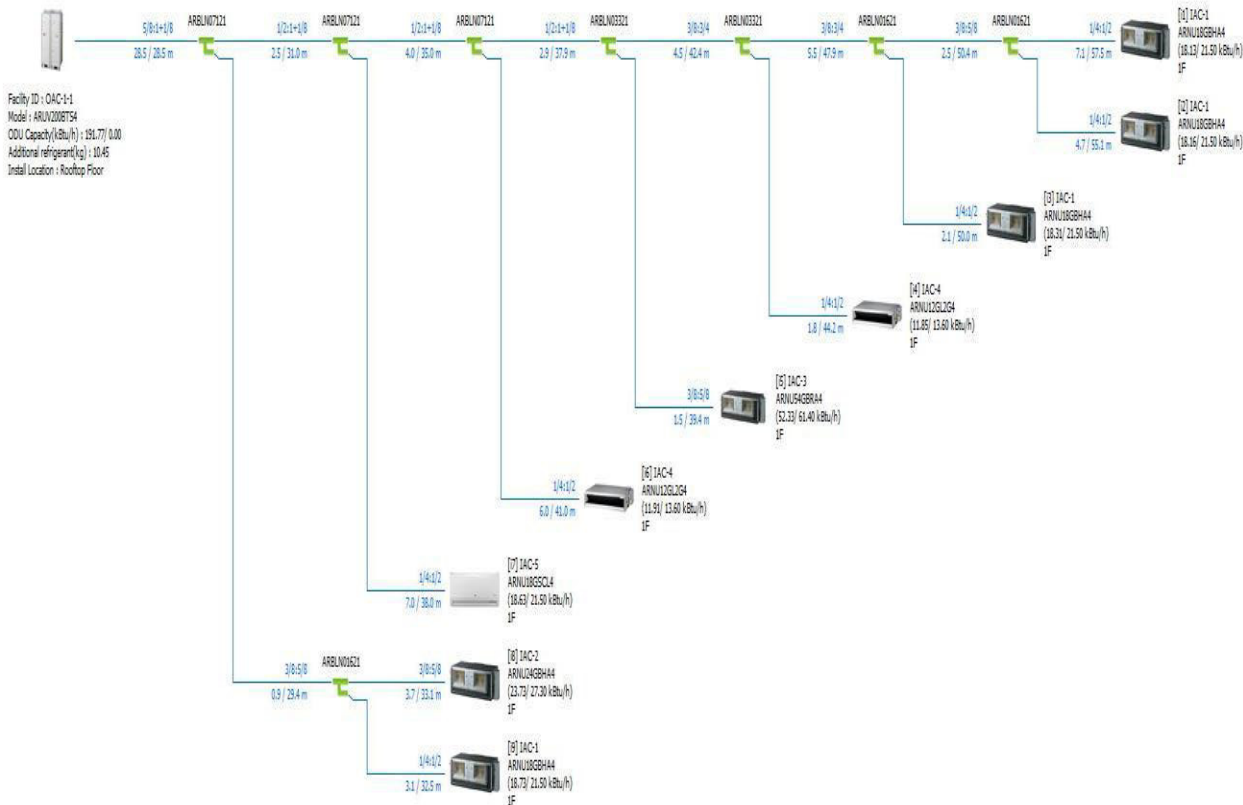
En virtud de ello, la empresa Arcotecho Perú invirtió en un estudio de mejora a su sistema de aire acondicionado en base a los estándares y normas aplicables indicados por ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers) y el RNE (Reglamento Nacional de Edificaciones). Por lo cual en primer lugar se realizaron visitas técnicas para recolección de datos, revisión de instalaciones y toma de parámetros de operación, en segundo lugar, se utilizaron herramientas de software para contrastar los datos de campo con los teóricos,

en tercer lugar, se analizó la información y se planteó alternativas de solución las cuales fueron evaluadas e implementadas.

1.2 Antecedentes

Las oficinas principales de la empresa Arcotecho Perú cuentan con su sistema de aire acondicionado compuesto por equipos de enfriamiento centralizado del tipo VRF marca LG unidades exteriores (Condensadores) conectado a 9 unidades interiores (Evaporadores) y 2 equipos de ventilación (Inyección/Extracción) marca Soler & Palau los cuales sirven a 11 zonas diferentes: recepción, sala de reuniones, sala de conferencias, sala general, sala de servidor y otras oficinas que para términos de análisis se refieren con letras desde A – K.

figura 1. sistema vrf (191,800 Btu/h)



Fuente: Software LatsHvac

figura 2. Unidades exteriores - Condensadora VRF



Fuente: Catalogo Aire acondicionado LG

figura 3. Unidades Interiores – Evaporadores Fancoil y Pared



Fuente: Catalogo Aire acondicionado LG

figura 4. Ventilador Helicocentrifugo TD silend 1300/250



Fuente: Catalogo Soler y Palau

El proyecto original entregado en 2017 solamente contemplaba un sistema de enfriamiento tipo VRF, inicialmente no conto con ningún sistema de ventilación implementado, en invierno del 2018 se presentó un problema de condensación por humedad ocasionando enfermedades respiratorias a los usuarios y daños a los muebles por acumulación de moho y patógenos en sus superficies, posteriormente se instalaron equipos de ventilación TD 1300/250.

figura 5. Plano Inicial Oficina Arcotecho



Fuente: Plano IM-01 Corporación Nueva esperanza

El análisis solicitado por Arcotecho Perú busco verificar y mejorar su sistema para que cumpla con brindar confort y calidad de aire frente a la coyuntura actual de Pandemia Covid-19.

figura 6. Coronavirus



Fuente: OMS

Basado en la información y pautas según la OMS sobre el presente brote del COVID-19, que reportó su aparición en la ciudad de Wuhan (China) a la fecha del 31 de diciembre del 2019.

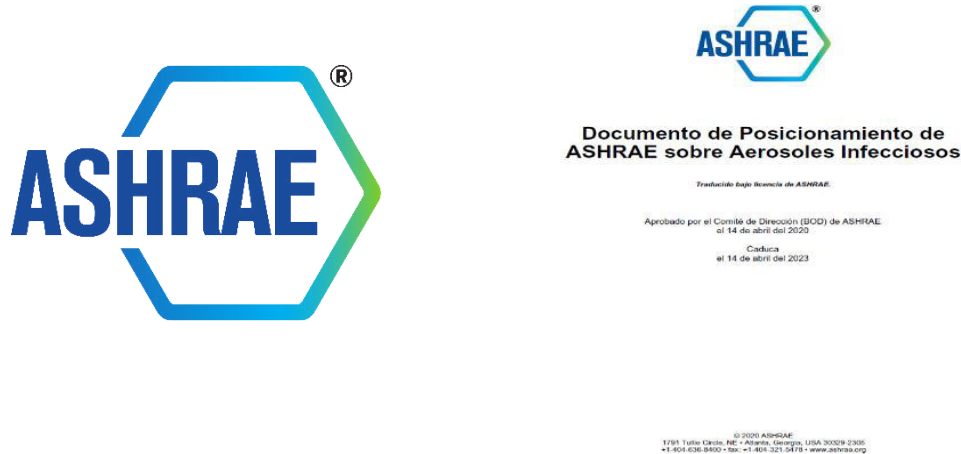
El mundo se encuentra en una PANDEMIA (una enfermedad epidémica que llega a propagarse a nivel mundial o que afecta a casi todos los individuos de cierto lugar o región.)

“La OMS viene trabajando junto a expertos internacionales, gobiernos y otros para que tengan el conocimiento de la existencia de dicho virus, como es su propagación e indicar de qué forma las personas pueden proteger su salud y prevenirse de esta epidemia.” (OMS, 2020).

Los CDC (Centros para el Control y Prevención de Enfermedades) sugieren: “La implementación del enfoque estratificado de modo que se reduzca la exposición al SARS-CoV-2, que viene a ser el virus originario del COVID-19. Por lo cual es de suma importancia que los edificios nuevos y existentes se alineen a este enfoque ya que implica el uso de varias medidas de mitigación, incluida la mejora de la construcción de edificios con ventilación, para que cualquier enfermedad se propague en el menor número posible y exista poco riesgo de infección. Además de mejorar la ventilación, la práctica común incluye un distanciamiento físico, la utilización de mascarillas, el lavado de manos e incluye la vacunación” (CDC, 2020).

Frente a ello el documento de ASHRAE en su artículo “ASHRAE Position Document on Infectious Aerosols – 14 abril del 2020” resalta lo siguiente:

figura 7. ASHRAE – Documento de Posición Sobre Aerosoles Infecciosos

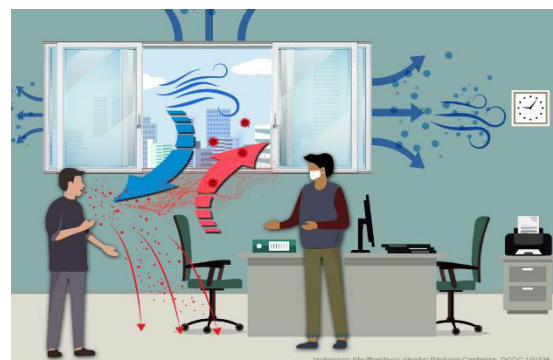
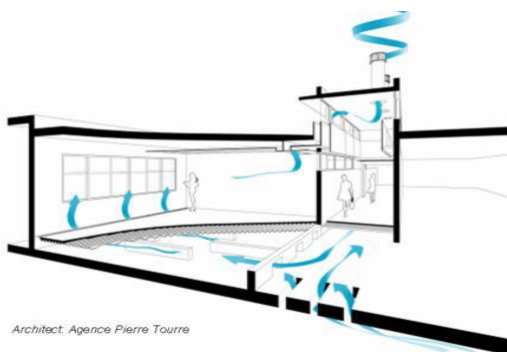


Fuente: <https://www.ashrae.org/>

“Una enfermedad infecciosa se puede controlar interrumpiendo los canales de transmisión que utiliza el patógeno. Cada profesional de HVAC desempeña un rol importante para proteger a las personas que ocupan los edificios, ellos interrumpen la expansión de aquellos aerosoles infecciosos mediante el sistema HVAC.” (ASHRAE Position Document on Infectious Aerosols, 2020, pág. 3).

“ Entre las estrategias para la ventilación, se encuentran: la dilución, identificación del patrón de flujo de aire, presurización de ambientes, la repartición, la revisión de la humedad y temperatura,

figura 8. Ventilación

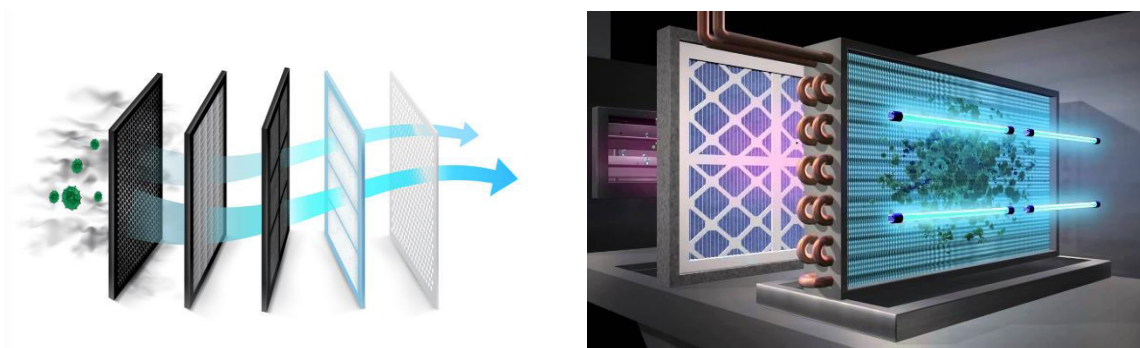


filtración y demás estrategias” (ASHRAE Position Document on Infectious Aerosols, 2020, pág. 3).

Fuente: Agencia de Arquitectura Pierre Toure y Ciencia UNAM

Declaración de ASHRAE sobre la transmisión de SARS-CoV-2/COVID-19 mediante vía aérea: “La transmisión aérea de SARS-CoV-2, tiene una alta probabilidad y es necesario tomar acción y controlar la exposición al virus en el aire. Los cambios en las operaciones del edificio, incluidas las instalaciones y sistemas HVAC, podrían reducir la exposición mediante el aire” (ASHRAE Position Document on Infectious Aerosols, 2020, pág. 4).

figura 9. Filtros y Radiación UVC



Fuente: Catalogo LG y Steril-Aire

Declaración de ASHRAE sobre el uso de sistemas que climatizan, calientan y ventilan las edificaciones para que se reduzca la propagación de SARS-CoV-2/COVID-19: “gracias al sistema de climatización o ventilación de las instalaciones se reduce notablemente el SARS-CoV-2 concentrado en el medio, reduciendo así la probabilidad de contagio mediante vía aérea. Los lugares que no cuenten con acondicionamiento podrían generar estrés térmico, esto daa directamente a las personas y hasta podría atentar con su vida. En conclusión no es recomendable

desactivar dichos sistemas para que no se propague o transmita el virus” (ASHRAE Position Document on Infectious Aerosols, 2020, pág. 4).

1.3 Problemática

En coyuntura de pandemia actual, en la ciudad de lima las empresas que buscan el retorno a la presencialidad se enfrentan a la necesidad de garantizar no solamente un ambiente confortable si no un ambiente sano para sus colaboradores, frente a ello surge la pregunta ¿Cómo mejorar el sistema de aire acondicionado en las oficinas de la empresa Arcotecho Perú, para aumentar las condiciones de confort y calidad de aire?

1.4 Objetivos del Informe de experiencia profesional

Realizar el análisis de un sistema de aire acondicionado para oficinas de Arcotecho Perú en la ciudad de lima.

1.4.1 Objetivo General

El objetivo general del presente Informe de experiencia profesional es el análisis y mejora del sistema de aire acondicionado para las oficinas de la empresa Arcotecho Perú ubicadas en la ciudad de lima.

1.4.2 Objetivos específicos

- a.** Evaluar el funcionamiento de los sistemas de enfriamiento.
- b.** Evaluar el funcionamiento de los sistemas de ventilación.
- c.** Revisar las instalaciones y brindar recomendaciones para mejorar el sistema de aire acondicionado.
- d.** Proponer mejoras para el sistema de aire acondicionada alineado a los estándares y normas vigentes.

1.5 Justificación del estudio

Las empresas necesitan implementar diferentes mecanismos para mejorar los sistemas del aire acondicionado al interior de sus instalaciones para garantizar tanto el confort como la calidad de aire dentro de sus ambientes, para reducir los riesgos de contagio de sus colaboradores que realicen trabajo presencial o híbrido. Frente a ello el ingeniero mecánico de fluidos cuenta con los conocimientos para abordar el problema.

El presente estudio pretende establecer lineamientos generales que sirvan para dar frente a futuras enfermedades similares que se puedan transmitir vía aérea.

1.6 Ubicación

Este Informe de experiencia profesional se desarrolló en la ciudad de Lima distrito de Santiago de Surco.

Dirección: AV. CIRCUNVALACION GOLF DE LOS INKAS NRO. 206 INT. 806A URB. GOLF DE Surco Lima

figura 10. Mapa de ubicación de la oficina



Fuente: Google Earth

2. CAPÍTULO 2 – FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1 Definición de Aire Acondicionado

ASHRAE, lo define como: "el proceso para tratar el aire, de modo que se controle de forma simultánea la temperatura, humedad, limpieza y una distribución correcta de aire, cumpliendo con los requisitos de los espacios acondicionados".

Como se menciona en la descripción, las principales funciones relacionadas con el funcionamiento de dichos sistemas son:

- a) Control de la temperatura. (Calefacción, Refrigeración)
- b) Control de la humedad. (humidificación / Deshumidificación)
- c) Filtración, limpieza y purificación del aire.
- d) Circulación y movimiento del aire.

En el presente capítulo van a explicarse los fundamentos sobre la regulación térmica (termorregulación) de las personas y la comodidad con el objetivo de evaluar adecuadamente los sistemas del aire acondicionado.

- **Calor:** Se refiere a la transmisión energética de dos sistemas debido al desequilibrio térmico.
- **Calor Sensible:** Se refiere al calor transferido entre 2 sistemas que produce cambios de temperatura, pero no modifica la estructura molecular del sistema.
- **Calor Latente:** Es el calor transferido entre 2 sistemas que ocasiona que uno de los sistemas experimente un cambio de fase a temperatura constante.

2.2 Confort Térmico

La ASHRAE en el standard 55 acerca de confort térmico menciona que: “Esta referido al estado mental que demuestra la satisfacción térmica del individuo en un ambiente” (ANSI/ASHRAE Standard 55-2017, 2017). Además, señala que la percepción de la comodidad o confort es un proceso que está ligado a procesos físicos, psicológicos, fisiológicos y otros que experimenta de forma subjetiva cada individuo en un espacio.

En general, Podemos afirmar que hemos llegado a la temperatura de confort, cuando las personas que ocupan el ambiente no sienten calor ni frío. Esto ocurre cuando las variables antes mencionadas son apropiadas para que se desarrollen las actividades de las personas en su entorno.

2.2.1 Metabolismo del cuerpo humano

El metabolismo se describe como los procesos tanto químicos como físicos que suceden en el cuerpo humano y que implican la conversión o el uso de energía, como: la respiración, el flujo sanguíneo, la regulación corporal, la digestión, el movimiento muscular, la eliminación de desechos, la función cerebral y nerviosa, etc., así mismo, factores tales como la salud, la edad, y el nivel de actividad influyen en los procesos metabólicos. (Colaboradores Wikipedia, 2022).

Dicho de otra manera, el cuerpo humano produce constantemente calor, este calor es disipado hacia el exterior para mantener temperaturas adecuadas de confort por lo cual existe un flujo energético constante entre los cuerpos humanos y su entorno. El confort se logra cuando la transferencia de calor se mantiene a un ritmo establecido, si el ritmo aumenta el individuo sentirá frío y si el ritmo baja sentirá calor.

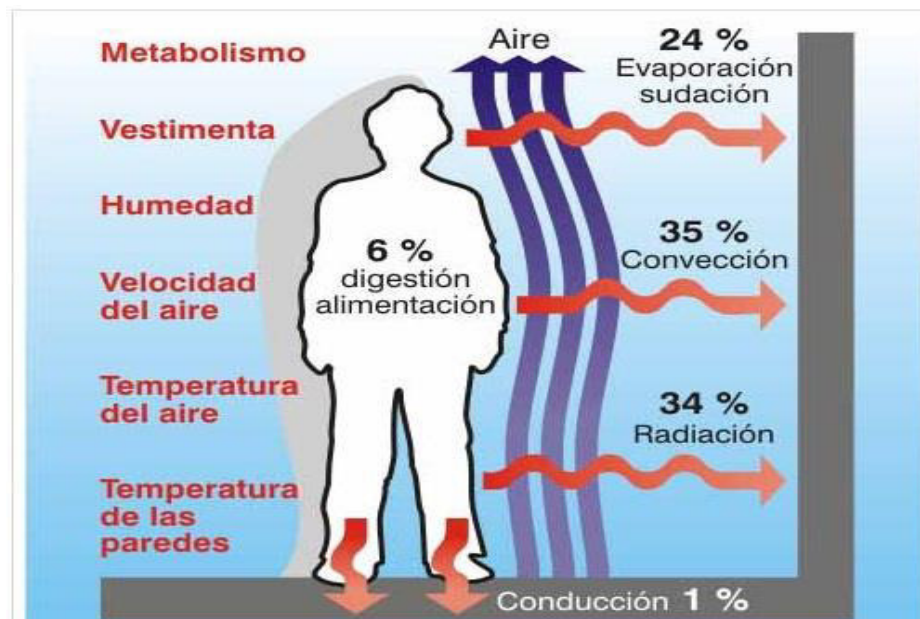
Según ASHRAE: “La temperatura de la piel superior a 118°F (45°C) o inferior a 64.5°F (18°C) causa dolor. La temperatura de la piel que se considera cómoda para actividades sedentarias se

encuentra entre 91.5°F (33°C) y 93 (34°C) y disminuye con el aumento de actividad física” (Gutierrez, 2009).

2.2.2 Factores del Confort Térmico

Para influir en el volumen de calor que emite el cuerpo de una persona al entorno, es fundamental tener la capacidad de controlar los factores que influyen o interactúan sobre el cuerpo humano, en la figura 11 se observan el metabolismo, vestimenta, la temperatura del aire y de superficies alrededor, su velocidad y humedad. Además, es importante tener en cuenta la calidad del aire dentro.

figura 11. Factores en el confort térmico



Fuente: <http://alternativarenovable.blogspot.com>

- **Temperatura:** El adecuado control del nivel de temperatura del entorno circundante al cuerpo de una persona reduce el esfuerzo de adaptación, por ende, se logra obtener mayor comodidad y consecuentemente un mejoramiento en el bienestar físico (Carrier, 1980).
- **Humedad:**

Uno de los factores con mayor impacto en la sensación térmica de las personas es el nivel de humedad, ya que perturba concisamente a la capacidad de transpiración de la piel. El cuerpo de una persona en reposo genera aproximadamente 340 Btu/hr de calor metabólico, que debe liberarse (mediante la transpiración u otro mecanismo) para que el interior del cuerpo no se sobrecaliente. Es preciso indicar que cuanto más incrementa la humedad en el ambiente, menos se puede enfriar el cuerpo por ende incrementa la sensación térmica de calor (Carrier, 1980).

- **Temperatura de punto de Rocío:** Temperatura a la que el vapor de agua presente en el aire se convierte en gotas de agua al entrar en contacto con una superficie (Carrier, 1980).
- **Movimiento del aire:** Uno de los procesos de transferencia de calor del cuerpo humano al medio ambiente se da a causa del fenómeno de convección y depende de la circulación y velocidad del aire circundante al cuerpo humano. Además, se conoce que en un ambiente caluroso con una corriente de aire presenta mayor confort que, un ambiente con baja corriente de aire (Carrier, 1980).
- **Pureza del aire:** El aire que comúnmente se respira es una mezcla de vapor de agua y aire seco, conformado por 78.0% de nitrógeno, 21.0% de oxígeno, 0.89% de gases nobles, 0.1% de vapor de agua (variable) y otros gases (Colaboradores Wikipedia, 2022).

Los seres humanos respiramos en promedio uno 15 Kg de aire, razón por la cual es fundamental contemplar una estrategia para su limpieza y renovación (Carrier, 1980).

Transferencia de Calor: Es el proceso mediante el cual se produce el intercambio de energía térmica entre cuerpos materiales debido a una diferencia de temperatura (Holman, 1999). El flujo energético se produce desde un cuerpo con mayor temperatura hacia otro con una temperatura más baja. Existen tres formas de transmisión de calor: la convección, la conducción y la radiación.

figura 12. Formas de Transferencia de Calor



Fuente: /www.ingenieriaquimica.net

2.2.3 Condiciones del Confort Térmico

Una vez identificados las causas que afectan el confort, es importante determinar las correlaciones que las vinculan con el fin de lograr las condiciones confort adecuadas para las personas.

Además, existen correlaciones entre sexo, tiempo de exposición, humedad, temperatura y nivel de confort (Ver Tabla 1). ASHRAE indica la siguiente escala sobre la sensación térmica (ANSI/ASHRAE Standard 55-2017, 2017) :

- +3: MUY CALUROSO
- +2: CALUROSO
- +1: LIGERAMENTE CALUROSO
- 0: NEUTRAL
- 1: LIGERAMENTE FRESCO
- 2: FRESCO
- 3: FRÍO

Tabla 1. Ecuaciones para predecir la sensación térmica

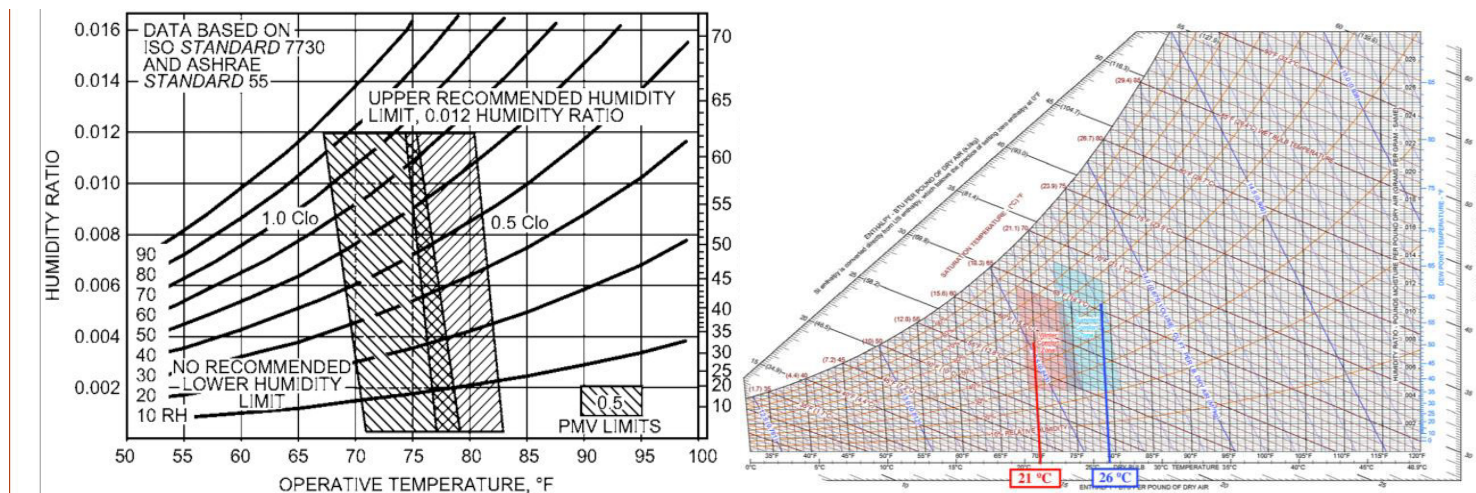
Periodo de exposición, h	Persona	Ecuaciones de regresión a,b	
		t= temperatura de bulbo seco, °C	p=presión de vapor, kPa
1.0	Hombre	$Y = 0.122t + 1.61p - 9.584$	
	Mujer	$Y = 0.15t + 1.71p - 12.080$	
	Ambos	$Y = 0.136t + 1.71p - 10.880$	
2.0	Hombre	$Y = 0.123t + .186p - 9.953$	
	Mujer	$Y = 0.157t + 1.45p - 12.725$	
	Ambos	$Y = 0.140t + 1.65p - 11.339$	
3.0	Hombre	$Y = 0.118t + 2.02p - 9.718$	
	Mujer	$Y = 0.153t + 1.76p - 13.511$	
	Ambos	$Y = 0.135t + 1.92p - 11.122$	

a Los valores de Y se refieren a la escala de sensación térmica de ASHRAE
 b Para jóvenes adultos con actividad sedentaria y vistiendo ropa con resistencia térmica de aproximada 0.5 clo, tr < ta y velocidad de aire < 0.2 m/s.

Fuente: Ashrae Fundamentals 2013 (ASHRAE fundamentals, 2001).

Zona Optima de Confort: Debido a que las personas usan diferente vestimenta según la circunstancia y la temporada climatológica, ASHRAE Standard 55, precisa el área de confort en invierno y verano de la siguiente forma (ANSI/ASHRAE Standard 55-2017, 2017).

figura 13. Zona de Confort para invierno y verano según ASHRAE



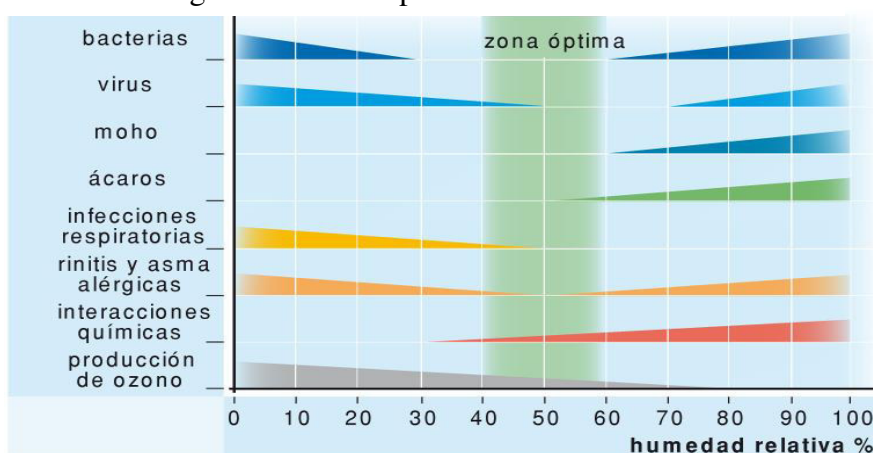
Fuente: Ashrae Standard 55 / Actitud Ecológica

Zona izquierda (Rojo), condiciones de confort para invierno (ropa abrigada)

Zona derecha (Azul), condiciones de confort para verano (ropa ligera)

Zona Optima de Humedad: Respecto a la humedad, los estudios han encontrado que el nivel de humedad ideal en el ambiente debe estar dentro del comprendido entre el 40 % y el 60% de humedad relativa. Valores debajo generan condiciones para la aparición de bacterias, virus y afecciones respiratorias, mientras que valores por encima moho, ácaros e interacciones químicas (Sterling, 1985).

figura 14. Zona Optima de Humedad



Fuente: Rango de humedad óptimo para la salud humana (Adaptado de Sterling et al. 1985)

Condiciones interiores para Confort: Las condiciones indicadas en la tabla, se recomiendan según la aplicación.

figura 15. Condiciones interiores de confort para confort para invierno y verano

TIPO DE APLICACIÓN	VERANO					INVIERNO				
	DE LUJO		PRÁCTICA COMERCIAL			CON HUMECTACIÓN		SIN HUMECTACIÓN		
	Temperatura seca (°C)	Hum. rel. %	Temperatura seca (°C)	Hum. rel. %	Variación de temperatura (°C)**	Temperatura seca (°C)	Hum. rel. %	Variación de *** temperatura (°C)	Temperatura seca (°C)	Variación de temperatura (°C) ***
CONFORT GENERAL Apartamento, Chalet, hotel, Oficina, Colegio, Hospital, etc.	23-24	50-45	25-26	50-45	1 a 2	23-24	35-30	-1,5 a -2	24-25	-2
TIENDAS COMERCIALES (Ocupación de corta duración) Bancos, Barbero y peluquería, Grandes almacenes, Supermercados, etc.	24-26	50-45	26-27	50-45	1 a 2	22-23	35-30 ****	-1,5 a -2	23-24	-2
APLICACIONES DE BAJO FACTOR DE CALOR SENSIBLE (Carga latente elevada) Auditorio, Iglesia, Bar, Restaurante, Cocina, etc.	24-26	55-50	26-27	60-50	0,5 a 1	22-23	40-35	-1 a -2	23-24	-2
CONFORT INDUSTRIAL Secciones de montaje, Salas de máquinas, etc.	25-27	55-45	26-29	60-50	2 a 3	20-22	35-30	-2 a -3	21-23	-3

Fuente: (Carrier, 1980)

2.3 Síndrome del edificio enfermo:

El SSE, se identifica por la presencia de una variedad de síntomas experimentados por aproximadamente el 20% de las personas que ocupan un edificio, las causas tienen un origen multifactorial por lo cual pueden ser de difícil identificación (Instituto nacional de seguridad e higiene en el trabajo, 1994).

La OMS señala 2 tipologías.

- Los edificios que sufren temporalmente síntomas de enfermedad, como edificios recién construidos o recientemente remodelados. Estos síntomas se suelen reducir o desaparecer con el tiempo, generalmente entre medio año y un año.
- Los edificios que son permanentemente enfermos, donde los síntomas no desaparecen con el tiempo y pueden persistir por años.

2.3.1 Características de un edificio enfermo:

Herméticos, Sistema de Ventilación deficiente o inexistente, Mala distribución de aire, Filtrado de aire deficiente o inexistente, materiales de construcción de baja calidad, Superficies cubiertas con textiles, Sistemas de climatización ineficaces, Diferencia de presión entre ambientes, edificaciones ubicadas en zonas con alta contaminación (Soler & Palau - SEE, 2019).

2.3.2 Síntomas dentro de un edificio enfermo

El tipo de síntomas que producen es variado: irritación de los ojos y vías respiratorias, jaquecas, mareos, náuseas, fatiga, infecciones respiratorias entre otras.

figura 16. Síndrome del edificio enfermo



Fuente: <https://timomarquez.wordpress.com/2013/03/09/sindrome-edificio-enfermo>

2.4 Análisis del local y estimación de Carga

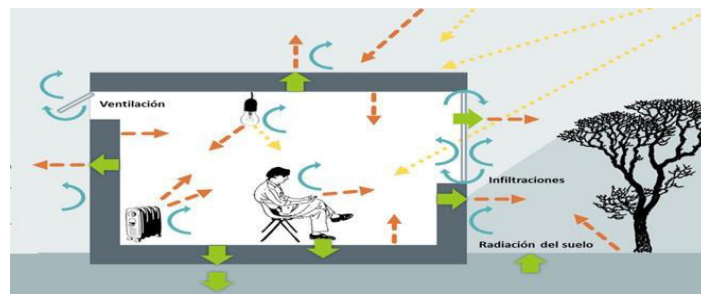
El objetivo principal de un sistema de climatización es proporcionar un ambiente cómodo en un área específica.

Para lograr un cálculo preciso en cuanto al nivel de carga de refrigeración, se necesita un análisis detallado y completo de los componentes de carga térmica en el espacio a condicionar (Carrier, 1980).

La capacidad del equipo de climatización se determinará en función de las demandas inmediatas de la carga efectiva máxima al examinar cuidadosamente las condiciones del lugar y la carga real inmediata. Con esto, se diseñará un sistema de climatización óptimo.

- **“Ganancia o pérdida de calor”**: total de calor determinada por la variación de temperaturas internas y externas.

figura 17. Ganancia y Perdida de Calor



Fuente: <http://www.arquitecturayenergia.cl/home/la-transmision-del-calor/>

- **“Carga real o efectiva”**: Totalidad de calor agregado o eliminado de una área en un intervalo de tiempo específico.

figura 18. Ciclo de Refrigeración



Fuente: Calor y Frio.com

2.4.1 Condiciones Geográficas:

Los datos geográficos son de suma importancia para la estimación de carga en el ambiente, debido a que brindan información de las condiciones iniciales para calcular la capacidad de enfriarse o calentarse por parte de los equipos de acondicionamiento y su correcta elección (Carrier, 1980). Es preciso indicar que un equipo de climatización tendrá diferentes performances según la región natural donde se ubique, debido a que a la influencia de las condiciones geográficas.

Como principales datos se tiene: La ciudad, el País, Longitud, Latitud, elevación geográfica, etc.

2.4.2 Características de la edificación:

Destino o fin del Local; El tipo de uso que se la dará a la edificación nos permite saber el tipo de perfil de operación que tendrá el recinto para los ocupantes. Podemos encontrar aplicaciones como centros educativos, hospitales, oficinas, locales comerciales, fabricas, etc.

Entre las características más importantes tenemos: La orientación del edificio, Aplicación, Dimensiones, altura de techo, materiales de construcción entre otros.

2.4.3 Principios de Cálculo de refrigeración:

La carga térmica, se determina a partir de los procesos de transmisión de calor que ocurren dentro y fuera del edificio. Estos procesos incluyen la conducción, convección y radiación, y aportan calor sensible y latente.

- Fuentes Internas: Personas, animales, plantas, equipos, iluminación y otros.
- Fuentes Externas: Ventanas, paredes, techos, pisos, puertas, espacios circundantes, divisiones, Infiltración, y otros.

- Equipos

“El calor sensible se suministra al espacio a través de la conducción, radiación y convección. En otro contexto, la ganancia de calor latente ocurre cuando el aire del espacio contiene humedad que aporta calor. Esta humedad se agrega al aire del espacio, provocando un aumento de la temperatura” (ASHRAE Fundamentals, 2013).

2.4.4 Ganancias Internas de Calor:

La carga interna, también conocida como calor generado, se genera dentro del edificio y depende del uso del espacio. Estas fuentes de calor incluyen personas, luces, equipos, motores eléctricos, tuberías y depósitos con agua caliente, entre otras. Estas fuentes son responsables de añadir calor al espacio, lo que afecta la temperatura del mismo (Carrier, 1980).

- a) Personas:** La tabla nos muestra los valores en los cuales la humedad y el calor sensible son emitidos por las personas según la actividad y locación.

Tabla 2. Tasas en las que el calor y la humedad son dados por las personas según la actividad y locación.

Degree of Activity	Location	Total Heat, Btu/h		Sensible Heat, Btu/h	Latent Heat, Btu/h	% Sensible Heat that is Radiant ^b	
		Adult Male	Adjusted, M/F ^a			Low <i>V</i>	High <i>V</i>
Seated at theater	Theater, matinee	390	330	225	105		
Seated at theater, night	Theater, night	390	350	245	105	60	27
Seated, very light work	Offices, hotels, apartments	450	400	245	155		
Moderately active office work	Offices, hotels, apartments	475	450	250	200		
Standing, light work; walking	Department store; retail store	550	450	250	200	58	38
Walking, standing	Drug store, bank	550	500	250	250		
Sedentary work	Restaurant ^c	490	550	275	275		
Light bench work	Factory	800	750	275	475		
Moderate dancing	Dance hall	900	850	305	545	49	35
Walking 3 mph; light machine work	Factory	1000	1000	375	625		
Bowling ^d	Bowling alley	1500	1450	580	870		
Heavy work	Factory	1500	1450	580	870	54	19
Heavy machine work; lifting	Factory	1600	1600	635	965		
Athletics	Gymnasium	2000	1800	710	1090		

Notes:

1. Tabulated values are based on 75°F room dry-bulb temperature. For 80°F room dry bulb, total heat remains the same, but sensible heat values should be decreased by approximately 20%, and latent heat values increased accordingly.
2. Also see [Table 4, Chapter 9](#), for additional rates of metabolic heat generation.
3. All values are rounded to nearest 5 Btu/h.

^aAdjusted heat gain is based on normal percentage of men, women, and children for the application listed, and assumes that gain from an adult female is 85% of that for an adult male, and gain from a child is 75% of that for an adult male.

^bValues approximated from data in [Table 6, Chapter 9](#), where *V* is air velocity with limits shown in that table.

^cAdjusted heat gain includes 60 Btu/h for food per individual (30 Btu/h sensible and 30 Btu/h latent).

^dFigure one person per alley actually bowling, and all others as sitting (400 Btu/h) or standing or walking slowly (550 Btu/h).

Fuente: (ASHRAE Fundamentals, 2013)

b) Iluminación: El procesamiento de datos de esta parte de la carga térmica no es sencillo, ya que debido al almacenamiento de calor, la carga de enfriamiento de las luces puede variar significativamente y diferir del calor semejante de la energía suministrada de manera instantánea ellas mismas (ASHRAE Fundamentals, 2013).

La ganancia de calor sensible instantánea debido al alumbrado se puede medir mediante:

$$q_{el} = 3.41WF_{ul}F_{sa}$$

Donde:

q_{el} = Calor ganado, Btu/h

3.41 = Factor de conversión

W = Potencia luminaria total

F_{ul} = Factor de uso iluminante

Fsa = Factor asignado especial

Otra alternativa para estimar este valor es en función del área.

Tabla 3. Densidad de potencia Luminosa

POTENCIA DE ILUMINACIÓN POR UNIDAD DE AREA.			
Finalidad del local o tipo de actividad	Potencia nominal De Iluminación (LUX)	Potencia de Lámparas (W / m2)	
		Lámparas incandescente	Lámparas Fluorescente
Almacenes, viviendas, restaurantes, teatros	120	25	8
Trabajos de oficina con tareas normales para la vista, clases de enseñanza normales, trabajos de montaje sencillo.	250	55	16
Salas de lectura, Laboratorios de investigación, grandes almacenes, salas de exposición y ferias, trabajos de montaje algo delicados.	500	110	32
Supermercados, montajes de precisión.	750	170	50
Oficinas grandes, quirófanos, dibujos técnicos, montaje de aparatos de precisión en la industria eléctrica, mecánica de precisión.	1000	-	65
Montaje de alta precisión	1500	-	100
Piezas electrónicas de sub -miniatura, relojería, trabajos de grabado en cobre y acero.	2,000	-	130

Fuente: “Ahorro de energía – CIP”

c) **Equipos eléctricos:** Se refiere a los 2 tipos de calor: latente y sensible, que pueden generar los dispositivos eléctricos (computadoras, servidores, motores eléctricos, tableros, transformadores, hornos, etc.). Ya que existen diferentes aplicaciones y horarios de funcionamiento, la estimación de estas cargas puede ser subjetiva, por lo general solamente se dispone de la información que esta en la placa del equipo.

2.4.5 Ganancias de calor a través de la estructura del edificio:

Los aportes de calor latente y sensible que se producen por la transferencia de calor en paredes internas o externas de un edificio son conocidos como carga térmica solar.

El calor que se transmite por segundo varía según la resistencia térmica que brinde el material empleado.

a) Transmisión de calor a través de las paredes y techos exteriores

Calculada tomando en cuenta las horas pico de acuerdo al flujo térmico, en base al delta de temperatura del aire interactúa con las superficies exteriores e interiores y el calor absorbido por los muros y techos exteriores (Carrier, 1980). Ya que la salida de calor por medio del factor estructural es variable, se utiliza la definición empírica de “diferencia equivalente de temperatura”.

$$q = KA\Delta te$$

Donde:

q = flujo de calor (Kcal/h).

K = Coeficiente global de transferencia (Kcal/h·m²·°C).

A = Superficie de transferencia (m²)

Δte = diferencia de temperatura en (°C).

Diferencia Equivalente de Temperatura (Δte)

Está claro que cuando la radiación solar incide en una superficie exterior (techo o pared), esto produce un aumento de la energía dentro del material, provocando un acrecimiento de la temperatura. En el caso de que la temperatura del área externa sea más alta que el resto del material, se ocasiona un flujo de calor desde el área con mayor temperatura hacia la de menor temperatura. Esto ocurre primero por conducción (material-material) y luego por convección (material-aire interior).

El calor no se produce por la diferencia de temperatura, si no que sobrepone al de la transferencia, puede inclusive suceder que el calor fluya en sentido opuesto dependiendo la hora en la que se analice (Carrier, 1980).

La diferencia equivalente de temperatura (Δte) se produce debido a la diferencia de temperatura entre las superficies exteriores e interiores y la radiación solar.

Las tablas 4 y 5, muestran la (Δte) para sombras, techos soleados o paredes. Si las condiciones se muestran diferentes, se puede calcular el (Δte) mediante la fórmula empírica:

$$\Delta te = a + \Delta tes + b \frac{Rs}{Rm} (\Delta tem - \Delta tes)$$

Donde:

Δte =Diferencia de temperaturas corregida

a = Factor de corrección brindado por la tabla 6 en base a un aumento diferente de 8°C en base a una comparativa de la temperatura interna y externa (captada a las 3 pm del mes establecido) y una diferencia en la temperatura seca externa distinto a 11°C.

Δtes =Diferencia semejante de temperatura a la hora estimada en la pared a la sombra.

Δtem =Diferencia semejante de temperatura a la hora estimada en la pared soleada (tablas).

b =Coeficiente que supone el color de la superficie externa de la pared. En el caso de superficies de color oscuro $b=1$ (rojo oscuro, marrón oscuro, azul oscuro, entre otros.); como también superficies de color medio $b=0.78$ (azul, gris claro o verde); además en el caso de superficies de color claro $b=0.55$ (blanco, crema, entre otros.).

Rs =Máxima insolación ($Kcal/h.m^2$), referida al mes y latitud supuesto, mediante una superficie acristalada vertical para la ubicación determinada (para la pared); u horizontal (techo).

Rm =Máxima insolación ($Kcal/h.m^2$) en julio, a 40° de latitud Norte, mediante una superficie acristalada, vertical, para la ubicación determinada (pared), u horizontal (techo).

Nota: En el caso de paredes en sombra, sin importar su orientación ($\Delta tem = \Delta tes$)

obteniéndose: $\Delta te = a + \Delta tes$

Tabla 4. Diferencias equivalentes de temperatura (°C) – Muro Soleados o en sombra

Valedero para muro de color oscuro, 35 °C de temperatura exterior, 27 °C de temperatura interior, 11 °C de variación de la temperatura exterior en 24 h, mes de Julio y 40° de latitud Norte**

ORIENTACION	PESO DEL MURO *** (Kg/m2)	HORA SOLAR																								ORIENTACION LATITUD SUR
		MAÑANA												TARDE												
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5	
NE	100	2.8	8.3	12.2	12.8	13.3	10.6	7.8	7.2	6.7	7.2	7.8	7.8	7.8	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.0	-1.1	-1.7	-2.2	-1.1	SE
	300	-0.5	-1.1	-1.1	2.8	13.3	12.2	11.1	8.3	5.5	6.1	6.7	7.2	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.5	0.0	-0.5	
	500	2.2	1.7	2.2	2.2	2.2	5.5	8.9	8.3	7.8	6.7	5.5	6.1	6.7	6.7	6.7	6.1	5.5	5.0	4.4	3.9	3.3	3.3	2.8	2.8	
	700	2.8	2.8	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	5.5	7.8	8.9	7.8	6.7	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.0	4.4	3.9	3.9	3.9	3.9	
E	100	0.5	9.4	16.7	18.3	20.0	19.4	17.8	11.1	6.7	7.2	7.8	7.8	7.8	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.0	-0.5	-1.1	-1.7	-1.7	E
	300	-0.5	-0.5	0.0	11.7	16.7	17.2	17.2	10.6	7.8	7.2	6.7	7.2	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	4.4	2.8	2.2	1.7	0.5	0.5	0.0	
	500	2.8	2.8	3.3	4.4	7.8	11.1	13.3	13.9	13.3	11.1	10.0	8.9	7.8	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	5.0	4.4	3.9	3.9	3.3	3.3	
	700	6.1	5.5	5.5	5.0	4.4	5.0	5.5	8.3	10.0	10.6	10.0	9.4	8.9	7.8	6.7	7.2	7.8	7.8	7.8	7.2	7.2	6.7	6.7	6.7	
SE	100	5.5	3.3	7.2	10.6	14.4	15.0	15.6	14.4	13.3	10.6	8.9	8.3	7.8	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.0	-0.5	-1.1	-1.1	-1.1	NE
	300	0.5	0.5	0.0	7.2	11.1	13.3	15.6	14.4	13.9	11.7	10.0	8.3	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	4.4	3.3	2.9	2.2	1.7	1.7	1.1	
	500	3.9	3.9	3.3	3.3	3.3	6.1	8.9	9.4	10.0	10.6	10.0	9.4	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	5.5	5.0	5.0	4.4	4.4	3.9	3.9	
	700	5.0	4.4	4.4	4.4	4.4	3.9	3.3	6.1	7.8	8.3	8.9	10.0	8.9	8.3	7.8	7.2	6.7	6.7	6.7	6.1	6.1	5.5	5.5	5.0	
S	100	-0.5	-1.1	-2.2	0.5	2.2	7.8	12.2	15.0	16.7	15.6	14.4	11.1	8.9	6.7	5.5	3.9	3.3	1.7	1.1	0.5	0.5	0.0	0.0	-0.5	N
	300	-0.5	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	3.9	6.7	11.1	13.3	13.9	14.4	12.8	11.1	8.3	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.5	0.5	0.0	-0.5	
	500	2.2	2.2	1.1	1.1	1.1	1.7	2.2	4.4	6.7	8.3	8.9	10.0	10.0	8.3	7.8	6.1	5.5	5.0	4.4	4.4	3.9	3.3	3.3	2.8	
	700	3.9	3.3	3.3	2.8	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	3.9	5.5	7.2	7.8	8.3	8.9	8.9	7.8	6.7	5.5	5.5	5.0	5.0	4.4	3.9	
SO	100	-1.1	-2.2	-2.2	-1.1	0.0	2.2	3.3	10.6	14.4	18.9	22.2	22.8	23.3	16.7	13.3	6.7	3.3	2.2	1.1	0.5	0.5	0.0	-0.5	-0.5	NO
	300	1.1	0.5	0.0	0.0	0.0	0.5	1.1	4.4	6.7	13.3	17.8	19.4	20.0	19.4	18.9	11.1	5.5	3.9	3.3	2.8	2.2	2.2	1.7	1.7	
	500	3.9	2.8	3.3	2.8	2.2	2.8	3.3	3.9	4.4	6.7	7.8	10.6	12.2	12.8	13.3	12.8	12.2	8.3	5.5	5.5	5.0	5.0	4.4	3.9	
	700	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	3.9	3.3	3.3	3.3	3.9	4.4	5.0	5.5	8.3	10.0	10.6	11.1	7.2	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	
O	100	1.1	-1.7	-2.2	-1.1	0.0	1.7	3.3	7.8	11.1	17.8	22.2	25.0	26.7	18.9	12.2	7.8	4.4	2.8	1.1	0.5	0.0	0.0	-0.5	-0.5	O
	300	1.1	0.5	0.0	0.0	0.0	1.1	2.2	3.9	5.5	10.6	14.4	18.9	22.2	22.8	20.0	15.6	8.9	5.5	3.3	2.8	2.2	1.7	1.7	1.1	
	500	3.9	3.9	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.9	4.4	5.5	6.7	9.4	11.1	13.9	15.6	15.0	14.4	10.6	7.8	6.7	6.1	5.5	5.0	4.4	
	700	6.7	6.1	5.5	5.0	4.4	4.4	4.4	5.0	5.5	5.5	5.5	6.1	6.7	6.8	8.9	11.7	12.2	12.8	12.2	11.1	10.0	8.9	8.3	7.2	
NO	100	-1.7	-2.2	-2.2	-1.1	0.0	1.7	3.3	5.5	6.7	10.6	13.3	18.3	22.2	20.6	18.9	10.0	3.3	2.2	1.1	0.0	-0.5	-0.5	-1.1	1.1	SO
	300	-1.1	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	0.0	1.1	3.3	4.4	5.5	6.7	11.7	16.7	17.2	17.8	11.7	6.7	4.4	3.3	2.2	1.7	0.5	0.0	0.5	
	500	2.8	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.8	3.3	5.0	6.7	9.4	11.1	11.7	12.2	7.8	4.4	3.9	3.9	3.3	3.3	2.8	
	700	4.4	3.9	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.9	4.4	5.0	5.5	7.8	10.0	10.6	11.1	8.9	7.2	6.1	5.5	5.0	4.4	4.4	
N (en la sombra)	100	-1.7	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	0.5	2.2	4.4	5.5	6.7	7.8	7.2	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.0	0.0	-0.5	-0.5	-1.1	-1.1	S
	300	-1.7	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	-0.5	0.0	1.7	3.3	4.4	5.5	6.1	6.7	6.7	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.5	0.0	-0.5	-1.1	
	500	0.5	0.5	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.5	1.1	1.7	2.2	2.8	2.8	2.8	2.8	4.4	3.9	3.3	2.8	2.2	1.7	1.7	1.1	0.5	
	700	0.5	0.5	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.5	1.1	1.7	2.2	2.8	3.3	3.9	4.4	3.9	3.3	2.2	1.7	1.1	1.1	0.5	0.5	

Fuente: (Carrier, 1980)

Tabla 5. Diferencia equivalente de temperatura (°C) - techo soleado o en sombra

Valedero para techos de color oscuro, 35 °C de temperatura exterior, 27 °C de temperatura interior, 11 °C de variación de la temperatura exterior en 24 h., mes de Julio y 40° de latitud Norte **

CONDICIONES	PESO DEL TECHO (kg/m²)	HORA SOLAR																								
		MAÑANA												TARDE										MAÑANA		
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5	
Soleado	50	-2,2	-3,3	-3,9	-2,8	-0,5	3,9	8,3	13,3	17,8	21,1	23,9	25,6	25,0	22,8	19,4	15,6	12,2	8,9	5,5	3,9	1,7	0,5	-1,7		
	100	0	-0,5	-1,1	-0,5	1,1	5,0	8,9	12,8	16,7	20,0	22,8	23,9	23,9	22,2	19,4	16,7	13,9	11,1	8,3	6,7	4,4	3,3	2,2		
	200	2,2	1,7	1,1	1,7	3,3	5,5	8,9	12,8	15,6	18,3	21,1	22,2	22,8	21,7	19,4	17,8	15,6	13,3	11,1	9,4	7,2	6,1	5,0		
	300	5,0	4,4	3,3	3,9	4,4	6,1	8,9	12,2	15,0	17,2	19,4	21,1	21,7	21,1	20,0	18,9	17,2	15,6	13,9	12,2	10,0	8,9	7,2		
Cubierto de agua	100	-2,8	-1,1	0	1,1	2,2	5,5	8,9	10,6	12,2	11,1	10,0	8,9	7,8	6,7	5,5	3,3	1,1	0,5	0,5	-0,5	-1,1	-1,7	-2,2		
	200	-1,7	-1,1	-0,5	-0,5	0	2,8	5,5	7,2	8,3	8,3	8,9	8,3	8,3	7,8	6,7	5,5	3,9	2,8	1,7	0,5	-0,5	-1,1	-1,7		
	300	-0,5	-1,1	-1,1	-1,1	-1,1	1,1	2,8	3,9	5,5	6,7	7,8	8,3	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,7	1,1	0,5		
	Rociado	100	-2,2	-1,1	0	1,1	2,2	4,4	6,7	8,3	10,0	9,4	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	3,3	1,1	0,5	0	-0,5	-1,1	-1,1	-1,7	
200		-1,1	-1,1	-0,5	-0,5	0	1,1	2,8	5,0	7,2	7,8	7,8	7,8	7,8	7,2	6,7	5,0	3,9	2,8	1,7	0,5	0	0	-0,5		
300		-0,5	-1,1	-1,1	-1,1	-1,1	0	1,1	2,8	4,4	5,5	-6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0		
(en la sombra)		100	-2,8	-2,8	-2,2	-1,1	0	1,1	3,3	5,0	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	5,5	4,4	2,8	1,1	0,5	0	-0,5	-1,7	-2,2	-2,8	
	200	-2,8	-2,8	-2,2	-1,7	-1,1	0	1,1	2,8	4,4	5,5	6,7	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-1,7	-2,2		
	300	-1,7	-1,7	-1,1	-1,1	-1,1	-0,5	0	1,1	2,2	3,3	4,4	5,0	5,5	5,5	5,5	5,0	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5		
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5	

Fuente: (Carrier, 1980)

Tabla 6. Correcciones de las diferencias equivalentes de temperatura (°C)

Temperatura exterior a las 15 h para el mes considerado menos temperatura interior	VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA EXTERIOR EN 24 h																	
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
-16	-21,2	-21,7	-22,3	-22,8	-23,3	-23,8	-24,2	-24,7	-25,1	-25,6	-26,0	-26,5	-27,0	-27,4	-27,9	-28,8	-29,3	-29,8
-12	-17,2	-17,7	-18,3	-18,8	-19,3	-19,8	-20,2	-20,7	-21,1	-21,6	-22,0	-22,5	-23,0	-23,4	-23,9	-24,8	-25,3	-25,8
-8	-13,2	-13,7	-14,3	-14,8	-15,3	-15,8	-16,2	-16,7	-17,1	-17,6	-18,0	-18,5	-19,0	-19,4	-19,9	-20,8	-21,3	-21,8
-4	-9,2	-9,7	-10,3	-10,8	-11,3	-11,8	-12,2	-12,7	-13,1	-13,6	-14,0	-14,5	-15,0	-15,4	-15,9	-16,8	-17,3	-17,8
0	-5,0	-5,5	-6,1	-6,6	-7,1	-7,6	-8,0	-8,5	-8,9	-9,4	-9,8	-10,3	-10,8	-11,2	-11,7	-12,6	-13,1	-13,6
+2	-3,1	-3,6	-4,2	-4,7	-5,2	-5,6	-6,1	-6,6	-7,0	-7,5	-7,9	-8,4	-8,9	-9,3	-9,8	-10,6	-11,1	-11,7
+4	-1,1	-1,6	-2,2	-2,7	-3,2	-3,6	-4,1	-4,6	-5,0	-5,5	-5,9	-6,4	-6,9	-7,3	-7,8	-8,6	-9,1	-9,7
+6	0,8	0,3	-0,3	-0,8	-1,3	-1,7	-2,2	-2,7	-3,1	-3,6	-4,0	-4,5	-5,0	-5,4	-5,9	-6,7	-7,2	-7,8
+8	2,8	2,3	1,7	1,2	0,7	0,3	0	-0,7	-1,1	-1,6	-2,0	-2,5	-3,0	-3,4	-3,9	-4,7	-5,2	-5,8
+10	4,7	4,2	3,6	3,1	2,6	2,2	1,7	1,2	0,8	0,3	-0,1	-0,6	-1,1	-1,5	-2,0	-2,8	-3,3	-3,9
+12	6,8	6,3	5,7	5,2	4,7	4,3	3,8	3,3	2,9	2,4	1,8	1,3	0,8	0,4	-0,1	-0,7	-1,2	-1,8
+14	8,8	8,3	7,7	7,2	6,7	6,3	5,8	5,3	4,9	4,4	3,8	3,3	2,8	2,4	1,9	1,3	0,8	0,2
+16	10,8	10,3	9,7	9,2	8,7	8,3	7,8	7,3	6,9	6,4	5,8	5,3	4,8	4,4	3,9	3,3	2,8	2,2
+18	12,8	12,3	11,7	11,2	10,7	10,3	9,8	9,3	8,9	8,4	7,8	7,3	6,8	6,4	5,9	5,3	4,8	4,2
+20	14,8	14,3	13,7	13,2	12,7	12,3	11,8	11,3	10,9	10,4	9,8	9,3	8,8	8,4	7,9	7,3	6,8	6,2
+22	16,9	16,4	15,8	15,3	14,8	14,4	13,9	13,4	13,0	12,5	11,9	11,4	10,9	10,5	10,0	9,4	8,9	8,3

Fuente: (Carrier, 1980)

Rs es el valor de la ganancia máxima de calor del sol, que se produce en el día con mayor contribución solar. Para calcular Rs, se deben tener en cuenta las correcciones como los factores de altitud, atmósfera y punto de rocío, según lo indica la siguiente fórmula:

$$R_s = (\text{Max. apot. Solar})(\text{Fact. Atm})(\text{Fact. Alt.})(\text{Fact. Pto. Rocio})$$

Tal que:

Max.apot.Solar= Máximo aporte solar determinada.

Fact.Atm= Coeficiente por atmosfera (0.9 a 1.0).

Fact.Alt= Factor por altitud se considera un incremento de 0.70% por cada 300 metros.

Fact.Pto.Rocio= Factor punto de rocío. En caso de que la temperatura de rocío difiere de 19.5 °C se tomará el valor de 14% por cada 10 °C de diferencia. De forma que obtenemos $1-0.14 \times (TR-19.5)/10$.

b) Ganancias por insolación de las superficies del vidrio

La carga frigorífica se calcula multiplicando el factor de almacenamiento (*Fact. Alm*) evaluado para una operación de 12 horas por el valor máximo de ganancia de calor en base a la latitud, orientación y mes evaluados. La ganancia máxima de calor se multiplicará por los factores de sombra (Tabla 7).

$$\text{Fact. Alm.} = (\text{Fact. Marco Met.})(\text{Fact. Atm})(\text{Fact. Alt.})(\text{Fact. Pto. Rocio})(\text{Fact. Sombra})$$

Tal que:

Fact. Alm.= Factor de almacenaje.

Fact. Marco Met.= Factor por marco metálico (1.17).

Fact. Sombra= Factor de sombra interna (Véase la tabla 7).

Tabla 7. Factores totales de ganancia solar a través del vidrio

TIPO DE VIDRIO	SIN PERSIANA O PANTALLA	PERSIANAS VENECIANAS INTERIORES * Listones horizontales o verticales inclinados 45° O CORTINAS DE TELA			PERSIANAS VENECIANAS EXTERIORES Listones horizontales inclinados 45°		PERSIANA EXTERIOR Listones inclinados 17° (horizontales) **		CORTINA EXTERIOR DE TELA Circulación de aire arriba y lateralmente *****	
		Color claro	Color medio	Color oscuro	Color claro	Exterior claro Interior oscuro	Color medio ***	Color oscuro ***	Color claro	Color medio u oscuro
VIDRIO SENCILLO ORDINARIO	1,00	0,56	0,65	0,75	0,15	0,13	0,22	0,15	0,20	0,25
VIDRIO SENCILLO 6 mm	0,94	0,56	0,65	0,74	0,14	0,12	0,21	0,14	0,19	0,24
VIDRIO ABSORBENTE *****										
Coefficiente de absorción 0,40 a 0,48	0,80	0,56	0,62	0,72	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
Coefficiente de absorción 0,48 a 0,56	0,73	0,53	0,59	0,62	0,11	0,10	0,16	0,11	0,15	0,18
Coefficiente de absorción 0,56 a 0,70	0,62	0,51	0,54	0,56	0,10	0,10	0,14	0,10	0,12	0,16
VIDRIO DOBLE										
Vidrios ordinarios	0,90	0,54	0,61	0,67	0,14	0,12	0,20	0,14	0,18	0,22
Vidrios de 6 mm	0,80	0,52	0,59	0,65	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
Vidrio interior ordinario										
Vidrio ext. absorbente de 0,48 a 0,56	0,52	0,36	0,39	0,43	0,10	0,10	0,11	0,10	0,10	0,13
Vidrio interior de 6 mm										
Vidrio ext. absorbente de 0,48 a 0,56	0,50	0,36	0,39	0,43	0,10	0,10	0,11	0,10	0,10	0,12
VIDRIO TRIPLE										
Vidrio ordinario	0,83	0,48	0,56	0,64	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
Vidrio de 6 mm	0,69	0,47	0,52	0,57	0,10	0,10	0,15	0,10	0,14	0,17
VIDRIO PINTADO										
Color claro	0,28									
Color medio	0,39									
Color oscuro	0,50									
VIDRIO DE COLOR *****										
Ambar	0,70									
Rojo oscuro	0,56									
Azul	0,60									
Gris	0,32									
Gris-verde	0,46									
Opalescente claro	0,43									
Opalescente oscuro	0,37									

Fuente: (Carrier, 1980)

c) Ganancia de calor a través de muros internos

Se toman como paredes o muros internos a aquellos que no son afectados de forma directa por la incidencia del sol y se encuentran dentro de la edificación.

Estas particiones pueden ser paredes de ladrillo, drywall, concreto vidrio y pisos intermedios.

Se calcula mediante la ecuación:

$$Fq = KA\Delta t$$

Donde:

Fq = Flujo de calor (Kcal/h)

K = Coeficiente global de transmisión de calor (Kcal/h.m².°C)

A = Área (m²)

Δt = Diferencia de temperaturas externa / interna (°C)

(Carrier, 1980) expresa el cálculo del coeficiente K de esta manera:

- Requiere conocer el material interno y externo, para determinar su resistencia.
- Sumar las resistencias, $R=r_1+r_2+r_3+\dots+r_n$
- Calcular la inversa de R , es decir: $1/R=K$

2.5 Calidad del Aire Interior

Los seres humanos respiramos en promedio uno 15 Kg de aire, razón por la cual es fundamental contemplar una estrategia para su limpieza y renovación (Carrier, 1980).

Gestionar el aire interior es esencial para salvaguardar la salud de los individuos y mitigar el nivel de riesgo de transmisión de aerosoles contaminantes en el ambiente. Las estrategias recomendadas por (ASHRAE Position Document on Infectious Aerosols, 2020) son:

- Filtros mejorados (filtros de mayor eficiencia Merv 13-16)
- La radiación UVGI enfocándose en la UV-C (Rango de long. de onda entre 200 a 280 nm), siendo 265 nm la óptima.
Las lámparas actuales ofrecen una long. de onda de 254 nanómetros.
- Ventilación por extracción.
- Filtros Portátiles y autónomos HEPA
- Control de temperatura y humedad en un rango entre 40 y 60%

figura 20. Eficiencia filtros MERV

Standard 52.2 Minimum Efficiency Reporting Value (MERV)	Composite Average Particle Size Efficiency, % in Size Range, μm			
	Range 1 0.30 to 1.0	Range 2 1.0 to 3.0	Range 3 3.0 to 10.0	Average Arrestance, %
1	N/A	N/A	$E_3 < 20$	$A_{avg} < 65$
2	N/A	N/A	$E_3 < 20$	$65 \leq A_{avg}$
3	N/A	N/A	$E_3 < 20$	$70 \leq A_{avg}$
4	N/A	N/A	$E_3 < 20$	$75 \leq A_{avg}$
5	N/A	N/A	$20 \leq E_3$	N/A
6	N/A	N/A	$35 \leq E_3$	N/A
7	N/A	N/A	$50 \leq E_3$	N/A
8	N/A	$20 \leq E_2$	$70 \leq E_3$	N/A
9	N/A	$35 \leq E_2$	$75 \leq E_3$	N/A
10	N/A	$50 \leq E_2$	$80 \leq E_3$	N/A
11	$20 \leq E_1$	$65 \leq E_2$	$85 \leq E_3$	N/A
12	$35 \leq E_1$	$80 \leq E_2$	$90 \leq E_3$	N/A
13	$50 \leq E_1$	$85 \leq E_2$	$90 \leq E_3$	N/A
14	$75 \leq E_1$	$90 \leq E_2$	$95 \leq E_3$	N/A
15	$85 \leq E_1$	$90 \leq E_2$	$95 \leq E_3$	N/A
16	$95 \leq E_1$	$95 \leq E_2$	$95 \leq E_3$	N/A

Fuente: (ANSI/ASHRAE, Standard 52.2, 2017)

figura 19. Tipos de filtros para ventilación mecánica

Clasificación MERV	Eficiencia	Arrestancia	Aplicaciones
1-4	< 20%	>10 micras	A.070 Comercio, artículo 2, numeral 1, literal a): Tienda independiente
5-8	< 20% a 35%	3 a 10 micras	A.030 Hospedaje A.040 Educación A.060 Industria A.070 Comercio, artículo 2, numeral 1, literales b) hasta literal f) A.080 Oficinas A.090 Servicios comunales A.100 Recreación y Deportes A.110 Transporte y comunicaciones
9-12	40% a 75%	1 a 3 micras	A.060 Industrial A.070 Comercio, artículo 2, numeral 1, literales g) y h) así como numeral 2.
13-16	80% a 95%	0,3 a 1 micras	A.050 Salud

Fuente: (RNE - EM.030, 2020)

figura 21. Instalaciones de Emisores Ultravioleta de Banda C

Artículo 22.- Instalación de Emisores Ultravioleta de Banda C

Se debe instalar Emisores Ultravioleta de Banda C que tengan una longitud de onda de 253,7 nanómetros y una densidad de radiación efectiva no menor a 30mJ/cm² (30 mili Joules por centímetro cuadrado), en todo el serpentín de enfriamiento y hacer uso de filtros en los sistemas de inyección de aire fresco con una eficiencia mínima MERV-13, cuando en las edificaciones se incluyan instalaciones de aire acondicionado.

Fuente: (RNE - EM.030, 2020)

2.6 Ventilación para una calidad de aire interior adecuada

Según (ANSI/ASHRAE 62.1, 2016), el caudal del aire exterior demandado en el área de respiración (V_{bz}) de las superficie o área que se puede ocupar en una zona con ventilación se determina por medio de la ecuación.

$$V_{bz} = R_p * P_z + R_a * A_z$$

Donde:

A_z= Superficie neta que se puede ocupar del área ventilada m² (ft²).

P_z= Población del área: cantidad de personas que pueden ocupar la zona en un horario específico.

R_p= Flujo de aire externo demandado por persona

R_a= Flujo de aire externo demandado por unidad de área

figura 22. Tasas mínimas de ventilación en zona de respiración

TABLA 6.2.2.1 Tasas mínimas de ventilación en la zona de respiración (Continuación)
(La Tabla 6.2.2.1 debe utilizarse en combinación con las notas adjuntas.)

Tipo de ocupación	Tasa de aire exterior para las personas <i>R_p</i>		Tasa de aire exterior por superficie <i>R_a</i>		Notas	Valores por defecto			
	cfm/persona	l/s-persona	cfm/ft ²	l/s-m ²		Densidad de ocupación (ver Nota 4)	Tasa de aire exterior combinada (ver Nota 5)		Aire Clase
						#/1000 ft ² or #/100 m ²	cfm/persona	l/s-persona	
Edificios de oficinas									
Descanso	5	2,5	0,12	0,6		50	7	3,5	1
Vestíbulo principal	5	2,5	0,06	0,3	H	10	11	5,5	1
Salas de almacén de materiales secos	5	2,5	0,06	0,3		2	35	17,5	1
Espacio de oficinas	5	2,5	0,06	0,3	H	5	17	8,5	1
Zonas de recepción	5	2,5	0,06	0,3	H	30	7	3,5	1
Telefonía/manejo de datos	5	2,5	0,06	0,3	H	60	6	3,0	1

Fuente: (ANSI/ASHRAE 62.1, 2016)

3. CAPITULO 3 – DESARROLLO DEL TEMA

3.1 Estudio de carga térmica y ventilación

Se realizó el estudio carga térmica y ventilación teniendo en cuenta todos los ambientes a climatizar y ventilar.

Para el Cálculo se divide el área en zonas las cuales fueron evaluadas teniendo en cuenta lo siguiente:

- Orientación, condiciones de diseño, características y materiales constructivos
- Aplicación de la edificación, horario de funcionamiento
- La cantidad de personas
- El área.
- Los equipos eléctricos.
- La renovación de aire.

Zonas de Estudio



3.1.1 Proceso de Calculo

Se presenta el proceso de cálculo realizado en el software Elite para las oficinas de Arcotecho Perú. Se utilizo el método de calculo de diferencia de temperatura equivalente.

Ubicación: Av. Circunvalación gol de los inkas Nro. 206 – Surco Lima

Datos Generales:

- 1) Altura de la ciudad de Lima = 109 m.s.n.m.
- 2) Condiciones exteriores máximas:
 - 2.1) Temperatura de bulbo seco = 86 °F (30°C)
 - 2.2) Temperatura de bulbo húmedo = 75 °F (23.8°C)

3) Condiciones interiores:

Todos los ambientes tendrán las siguientes condiciones:

- 3.1) Temperatura de bulbo seco = 75 °F
- 3.2) Humedad relativa = 50% - 60 % (no intervenida)
- 4) Fluctuación de condiciones internas:
 - 4.1) Temperatura de bulbo seco = ± 2 °F
- 5) Renovación del aire (estándar 62.1.2019 de ASHRAE)
 - 5.1) Oficinas: 5.0 cfm/Pers + 0.06 cfm/pie² (Mínimo)

6) Ganancias de calor por personas.

6.1) oficina

- Ganancia sensible = 250 Btu/h. por individuo
- Ganancia latente = 200 Btu/h. por individuo.

7) Ganancia de calor por Iluminación

- Iluminación en general = 15w/m²

8) Ganancia de calor por equipos (disipación de calor)

- oficinas = 250 w/computador

9) Datos Constructivos:

9.1) Coeficiente de conducción de pared (Bloqueta de concreto) = 0.35 Btu/h.°F.pie²

9.2) Coeficiente de conducción del piso = 0.35 Btu/h.°F.pie²

9.3) Coeficiente de conducción del vidrio= 1.0 Btu/h.°F.pie²

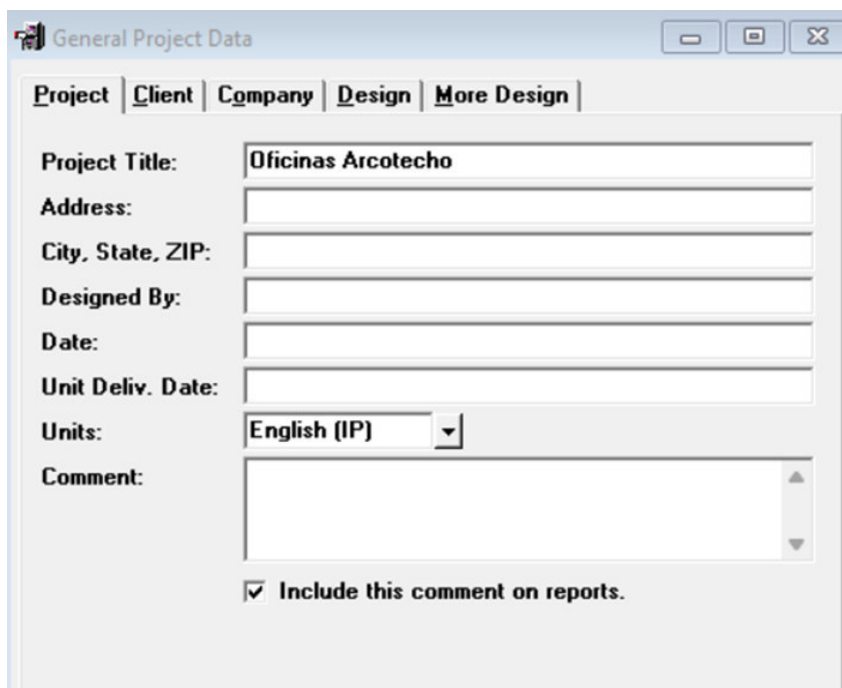
9.4) Coeficiente de sombra del vidrio= 0.7

10) Aforo:

10.1) Aforo de oficinas y comedor = Según Mobiliario de arquitectura

Interface inicial: Software Elite

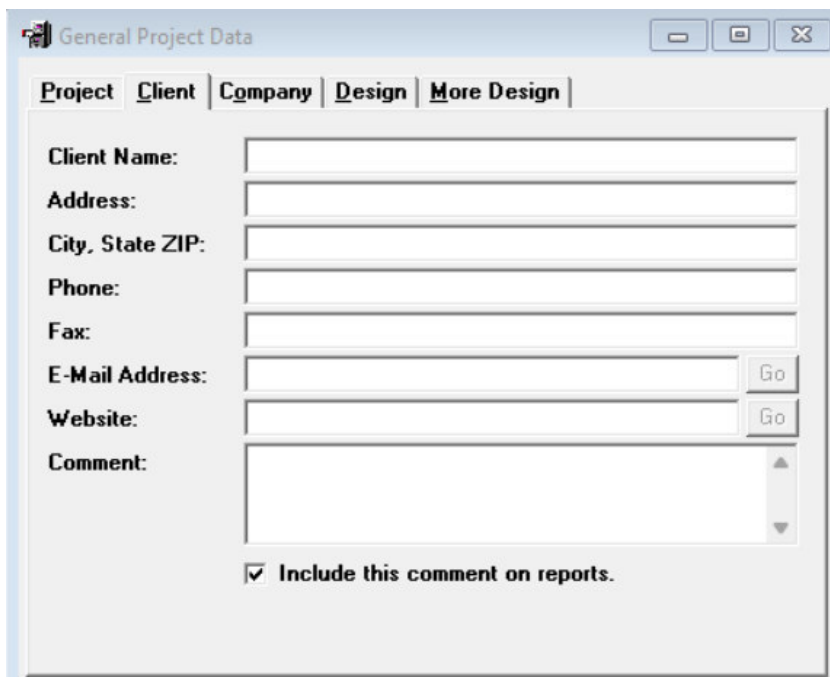


Datos iniciales del proyecto:

The screenshot shows the 'General Project Data' dialog box with the 'Project' tab selected. The fields are as follows:

Project Title:	Oficinas Arcotecho
Address:	
City, State, ZIP:	
Designed By:	
Date:	
Unit Deliv. Date:	
Units:	English (IP)
Comment:	

Include this comment on reports.

Datos del cliente y compañía

The screenshot shows the 'General Project Data' dialog box with the 'Client' tab selected. The fields are as follows:

Client Name:		
Address:		
City, State ZIP:		
Phone:		
Fax:		
E-Mail Address:		Go
Website:		Go
Comment:		

Include this comment on reports.

Datos de horario de funcionamiento

Description	1am	2am	3am	4am	5am	6am	7am	8am	9am	10am	11am	12pm	1pm	2pm	3pm	4pm	5pm	6pm	7pm	8pm	9pm	10pm	11pm	12am
1 OFICINA	0	0	0	0	0	0	0	0	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	0	0	0
2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3	0	0	0	0	0	0	0	C	C	C	0	0	0	0	0	0	0	C	C	C	C	C	C	0
4	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C

Donde

0 = Apagado

C = Encendido

Según los datos brindados por el cliente, se considero una operación en el horario de 08:00 am a 10:00 pm.

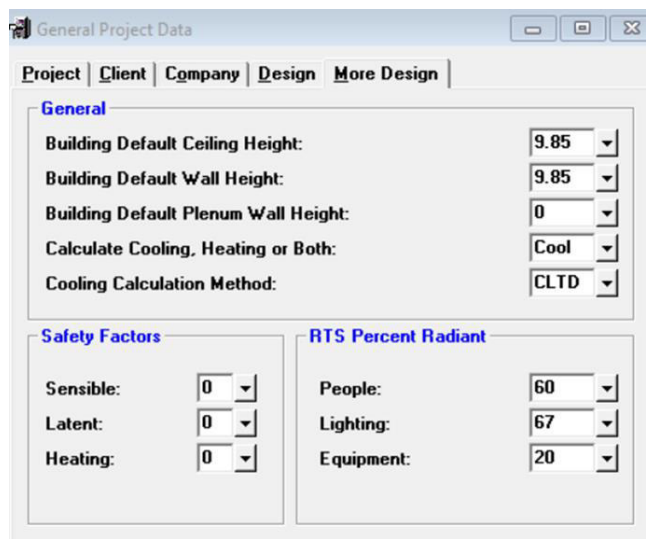
Ingreso de Condiciones de diseño

- Operating profiles: Al ingresar la condición 1 se hace referencia a el horario de funcionamiento establecido que será el mismo para todos los ambientes.
- People: Se ingresa el valor de watt por pie² para luces y equipos (36 pie² = 3.35m²), factor de diversidad, aportes de calor latente y sensible por individuo para oficinas.

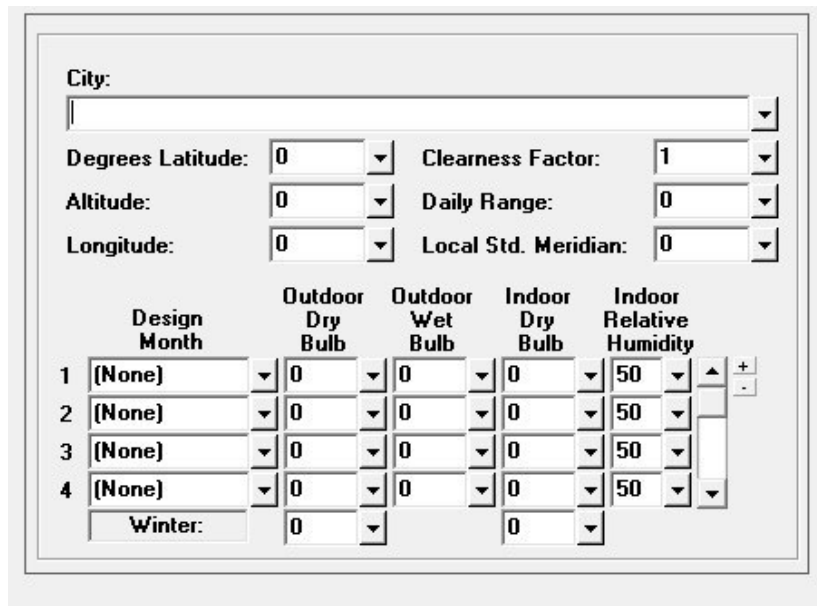
Project	Client	Company	Design	More Design
Operating Profiles				
People:	1			
Lighting:	1			
Equipment:	1			
Watts Per Sq. Foot				
Lighting:	1.4			
Equipment:	1.4			
People				
Square Feet per Person:	36			
People Diversity Factor (%):	100			
Sensible Heat per Person:	250			
Latent Heat per Person:	200			
Building Operation				
Opening Hour:	8			
Closing Hour:	22			

More desing

- Se ingresa la altura del techo y paredes por defecto (9.85 ft)
- No se considera la altura del pleno (0)
- El análisis es para modo enfriamiento (COOL)
- Método de Calculo (CLTD)



Ingreso de condiciones interiores y exteriores



Ciudad

- Se coloca la ciudad y el país
- Se ingresan las condiciones de la localidad

City:					
LIMA, PERU					
Degrees Latitude:	-12	Clearness Factor:	1		
Altitude:	42	Daily Range:	11.5		
Longitude:	-77	Local Std. Meridian:	-75		
	Design Month	Outdoor Dry Bulb	Outdoor Wet Bulb	Indoor Dry Bulb	Indoor Relative Humidity
1	August	84	74	75	50
2	(None)	0	0	0	0
3	(None)	0	0	0	0
4	(None)	0	0	0	0
	Winter:	58		75	

- Ingresamos las condiciones para los meses en temporada calurosa (enero, febrero y marzo)
- Condiciones exteriores de bulbo seco / bulbo húmedo (86 °F / 75 °F)
- Condiciones internas de bulbo seco (75 °F)
- Humedad relativa (50.0%)

Indoor/Outdoor Design Conditions

City: LIMA,PERU

Degrees Latitude: -12 Clearness Factor: 1

Altitude: 41 Daily Range: 0

Longitude: -77 Local Std. Meridian: -75

Design Month	Outdoor Dry Bulb	Outdoor Wet Bulb	Indoor Dry Bulb	Indoor Relative Humidity
1 January	86	75	75	50
2 February	86	75	75	50
3 March	86	75	75	50
4 (None)	0	0	0	0
Winter:	58		75	

Completando de Master data:

- Son las condiciones de los parámetros de transferencia de calor para techos, muros, ventanas y particiones.
- Para techos (roof) se considera la opción 4 que indica que el material es concreto.

Roofs | Walls | Glass | Partitions | Shading

CLTD Roof Definitions

ASHRAE Number	U-Factor	Dark	Susp. Ceil
1 4	0.35	N	N
2 0	0	N	N
3 0	0	N	N
4 0	0	N	N

RTS Roof Definitions

CTS Type	U-Factor	Absorptance	h (Outside)	Emittance	Delta R
1 0	0	0	0	0	20
2 0	0	0	0	0	20
3 0	0	0	0	0	20
4 0	0	0	0	0	20

- Para Paredes (walls) se considera el factor de transmisión de calor de 0.35

Roofs Walls Glass Partitions Shading

CLTD Wall Definitions

ASHRAE

Group	U-Factor	Color
1	0.35	D
2	0	D
3	0	D
4	0	D

RTS Wall Definitions

CTS Type	U-Factor	Absorptance	h (Outside)	Emittance	Delta R
1	0	0	0	0	0
2	0	0	0	0	0
3	0	0	0	0	0
4	0	0	0	0	0

- Para Ventanass (Glass) se considera el factor de transmisión de calor de 0.9 - 1 y un coeficiente de sombra de 0.70.

Roofs Walls Glass Partitions Shading

CLTD Glass Definitions

	Summer U-Factor	Winter U-Factor	Shade Coef	Internal Shading	Internal Shd. Coef
1	1	0.9	0.7	1	0.7
2	0	0	0	1	0
3	0	0	0	1	0
4	0	0	0	1	0

RTS Glass Definitions

	Summer U-Factor	Winter U-Factor	SHGC Normal	SHGC 40°	SHGC 50°	SHGC 60°	SHGC 70°	SHGC 80°	SHGC Hemis.
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4	0	0	0	0	0	0	0	0	0

- Para Particiones, donde el ítem 1 indica la ganancia de calor en paredes contiguas y el ítem 2 indica la ganancia de calor del virio en las zonas contiguas.

	U-Factor	Cool T-D	Heat T-D
1	0.35	11	0
2	1	11	0
3	0	0	0
4	0	0	0

- Para Sombras (Shading) la arquitectura del proyecto no tiene aleros 0.

	Dist Horiz Overh Projects	Dist Beyond Right W-Edge	Dist Beyond Left W-Edge	Dist Overh Above Window	Dist Right Fin Projects	Dist R-Fin Beyond W-Edge	Height Of Right Fin	Dist Left Fin Projects	Dist L-Fin Beyond W-Edge	Height Of Left Fin
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Data para estimar Aire Acondicionado

- En system tipe, se considera suma de picos debido a que se calcula la máxima carga térmica a una hora determinada.
- General, se da el valor de 1 debido a que solo se requiere hacer el cálculo una vez.
- Cooling Coil, se calcula hasta que la humedad en el serpentín sea de 95%.

- Fan efficiency and pressure: utilizamos una eficiencia de 80% y una presión estática en el ventilador de 2.2.

The screenshot displays the 'Air Handler Data' window for 'Air Handler 1 of 100'. The window has a standard Windows-style title bar and a toolbar. Below the toolbar, there are dropdown menus for 'No: 1' and 'Name:'. The main content area is divided into several sections:

- Main | General | Infil & Vent | Indoor Conditions | Misc | Duct Sizing | Equipment** (Navigation tabs)
- System Type** (Dropdown menu):
 - Constant volume
 - Proportion
 - Sum of Peaks
 - VAV
- Excess Supply Air** (Dropdown menu):
 - Reheat
 - Reserve
 - Adjust
- Supply Fan Type** (Dropdown menu):
 - Draw Through
 - Blow Through
 - Package Fan
- General** (Section):
 - Occurrences of This Air Handler: 1 (Dropdown)
 - Zone Exhaust May Not Exceed Supply
- Heating Coil** (Section):
 - Total heating supply CFM: 0 (Dropdown)
 - Leaving Heating Coil Temperature: 95 (Dropdown)
- Cooling Coil** (Section):
 - Leaving Dry Bulb Temperature: 0 (Dropdown)
 - Leaving Relative Humidity: 95 (Dropdown)
 - Leaving Cooling Coil CFM: 0 (Dropdown)
- Fan Efficiency and Pressure** (Section):
 - Motor and Fan Efficiency: 80 (Dropdown)
 - Static Pressure Across Fan: 2.2 (Dropdown)

Zone Data, Se completa la información de cada zona

ZONA "A"

Zone Data - Zone 1 of 1

No.	Name	System	Group	Length	Width	Ht.(0->9.85)	Type	Check Errors
1	A	1	0	12.8	10.76	0	1	No

Main | Miscellaneous | Indoor Conditions | Notes

Roof Type

	Type	Length	Width	G.Refl.	Slope	Direction
1	0	0	0	20	0	UP
2	0	0	0	20	0	UP

Wall Type

	Type	Ht.(0->9.85)	Length	G.Refl.	Direction	Part
1	1	10.76	12.8	20	P	Part
2	1	0	15.5	20	SSW	203*
3	1	0	34.7	20	P	Part
4	0	0	0	20		
5	0	0	0	20		
6	0	0	0	20		

Glass Type

	Type	Shade	Atten.	Tilt	Width	Height	Ref	Occ.
1	0	0	1	90	0	0	0	1
2	0	0	1	90	0	0	0	1
3	0	0	1	90	0	0	0	1
4	0	0	1	90	0	0	0	1
5	0	0	1	90	0	0	0	1
6	0	0	1	90	0	0	0	1

Lighting & Equipment

Lighting: 280 | 193
Pct. Rad.: 0 | 67
Sen. Equip: 750 | 193
Pct. Rad.: 0 | 20
Lat. Equip: 0

People

Number: 0 | 4
Sensible: 0 | 250
Pct. Rad.: 0 | 60
Latent: 0 | 200

Profiles

People: 0 | 1
Lighting: 0 | 1
Equipment: 0 | 1

- Se ingresan las áreas correspondientes
- Roof tipe, no se considera ya que al ser oficinas intermedias no le da directamente el sol.
- Wall Tipe
 - o Item 1: Parámetros de cálculo para cargas térmicas por la ganancia de calor desde el Piso.
 - o Item 2: Parámetros de cálculo para cargas térmicas por la ganancia de calor desde el muro donde cae el sol.
 - o Item 3: Parámetros de cálculo para las cargas térmicas por la ganancia de calor desde las particiones internas



- Glass Type, se deja en cero debido a que no hay vidrio exterior y sobre la zona no inciden los rayos del sol.
- Lighting equipment, se completa según parámetros iniciales 280 W y se consideran 3 computadoras de 250 W
- People, según parámetros iniciales

Micellaneous

- Se completa la tasa de ventilación según ashrae 62.1
- Donde indica que para oficinas son 5 CFM/PER + 0.06 CFM/PIES²
- $Vbz = Rp * Pz + Ra * Az = (5 * 9 + 0.06 * 139) * 1.3$ (factor lead) = 69.34

Redondearemos a para garantizar una adecuada renovación de aire 70 CFM y logrando 2 cambios por hora.

The screenshot shows the 'Zone Data - Zone 1 of 1' window with the following data and settings:

No.	Name	System	Group	Length	Width	Ht.(0->9.85)	Type	Check Errors
1	A	1	0	12.8	10.76	0	1	No

Navigation: Main | Miscellaneous | Indoor Conditions | Notes

Ventilation & Infiltration

	Winter		Summer	
	Method	Value	Method	Value
Vent:	Default	0	Direct	70
		Value (n/a): 0		Value (n/a): 0
Infil:	Default	0	Default	0

General

Occurrences: 1 Summer Exhaust: 0
 Calculation Option: Default Winter Exhaust: 0
 Minimum Cooling Supply Air: Direct 0

Floor & Ceiling

Slab Perimeter: 0
 Floor Slab Coef: 0 Default
 Ceil. Area Below Pl: 0 138

Safety Factors

	Value	Default
Sensible:	0	0
Latent:	0	0
Heating:	0	0

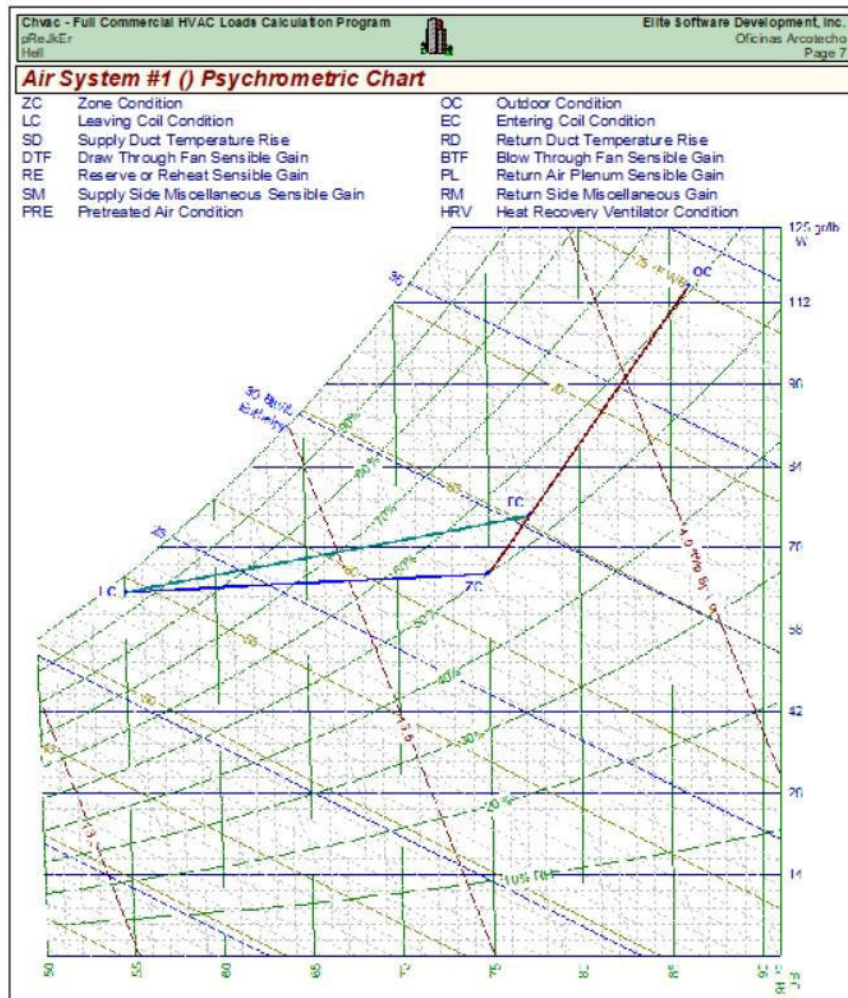
Runout Duct Properties

	Value	Default
Calculate:	Default	No
Use Schedule:	Default	No
Rough. Factor:	0	0.01
Pressure Drop:	0	0.1
Min. Velocity:	0	450
Max. Velocity:	0	750
Min. Height:	0	0
Max. Height:	0	0
Shape:		Round
CFM/Runout:	0	125
No. Diffusers:	0	[calc]

Resultado Elite Zona A: Proporciona ganancias térmicas generadas por el muro soleado, la partición del piso, partición de los muros, ganancia de calor por iluminantes, ganancias de calor por el equipamiento interno, por las personas

Group Detailed Loads (At Group Peak Times)								
Load Description	Unit Quan	-SC- CFAC	CLTD SHGF	U.Fac -CLF-	Sen. Gain	Lat. Gain	Htg. Mult.	Htg. Loss
Zone 4-A - Air Handler 4, Group 0 peaks (sensible) in January at 9pm.								
Wall-2-SSW-A-D	152	1	24.0	0.350	1,276		5.950	904
Partition-1-1	138.804		10/17	0.350	486		5.950	826
Partition-3-1	340.06		10/17	0.350	1,190		5.950	2,023
Lights-Prof=1	328	1.000			1,118			
Equipment-Prof=1	750	1.000			2,559	0		
People-Prof=1	3.7	1.000			913	731		
Sub-total					7,542	731		0
Safety factors:					+0%	+0%		+0%
Total w/ safety factors:					7,542	731		0

Psicrometria Elite, nos permite ver el proceso de enfriamiento en todas sus condiciones, determinar el caudal de insuflamiento y además se calcula la carga térmica total y sensible de la zona A.



Calculo psicrométrico ZONA A

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.													
pReJkEr		Page 43													
Hell															
Air System #4 () Psychrometric Analysis															
System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM										
Leaving Coil Condition		61.634		55.196											
Draw-Thru Fan			0	0.000	0										
Misc Load on Supply Side			0	0.000	0										
Supply Air Duct			0	0.000	0										
Zone Loads	731	3.103	7,542	19.804	347										
Sensible Reserve			0	0.000	0										
Zone Condition	731	64.737	7,542	75.000	347										
Return Air Duct			0	0.000											
Return Air Plenum			0	0.000											
Misc Load on Return Side			0	0.000											
Vent Air 70 CFM	2,313	9.824	846	2.221											
Blow-Thru Fan			0	0.000											
Entering Coil Condition	3,043	74.561	8,388	77.221	347										
General Psychrometric Equations Used In Analysis:															
PR	= (Barometric pressure of site / Standard ASHRAE pressure of 29.921)														
TSH	= PR x 1.10 x CFM x (DB entering - DB leaving)														
TLH	= PR x 0.68 x CFM x (Grains entering - Grains leaving)														
GTH	= PR x 4.50 x CFM x (Enthalpy entering - Enthalpy leaving)														
TSH	=	0.998	x	1.10	x	347	x	(77.221	-	55.196)	=	8,388	Btuh
TLH	=	0.998	x	0.68	x	347	x	(74.561	-	61.634)	=	3,043	Btuh
SUM	=													11,431	Btuh
GTH	=	0.998	x	4.50	x	347	x	(30.202	-	22.807)	=	11,521	Btuh
Total System Load	=													11,431	Btuh
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement															
Cooling GPM	=	11,521	/	(0.00	x	500)	=	0.0	GPM				
Heating GPM	=	0	/	(0.00	x	500)	=	0.0	GPM				
Steam Req.	=	0	/	970	=	0.0	lb./hr								
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions												
Dry bulb temperature:	77.22	Dry bulb temperature:	75.00												
Wet bulb temperature:	65.35														
Relative humidity:	53.37														
Enthalpy:	30.20 Btu/lbm														
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions												
Dry bulb temperature:	55.20	Dry bulb temperature:	75.00												
Wet bulb temperature:	54.36														
Relative humidity:	95.00														
Enthalpy:	22.81 Btu/lbm														

Resultado Software ZONA A

- CARGA TERMICA TOTAL: 11,431 BTU/HR
- CARGA TERMICA SENSIBLE: 8,388 BTU/HR
- CAUDAL DEL AIRE FRIO: 347 CFM
- CAUDAL DEL AIRE PARA RENOVACION: 70 CFM

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pResJkEr		Page 4	
Hell			
Air Handler #4 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Sum of Peaks		
Sensible Heat Ratio:	0.91	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	9pm in January.		
Outdoor Conditions:	Clg: 86° DB, 75° WB, 113.40 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 75° DB, 50% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: 0 / (.998 X 1.08 X 0) =		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	7,542 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			7,542 Btuh
Cooling Supply Air: 7,542 / (.998 X 1.1 X 20) =		347 CFM	
Summer Vent Outside Air (20.2% of supply) =		70 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	846 Btuh	70 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			846 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			8,388 Btuh
Zone space latent gain:	731 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	2,313 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			3,043 Btuh
Total system sensible and latent gain:			11,431 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 20° TD):		347 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (20.19% of Supply):		70 CFM	
Total Conditioned Air Space:		139 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		2.4981 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		145.7 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0069 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.95 Tons	

3.1.2 Resultados

Se utilizo el software ELITE CHVAC para calcular la carga térmica obteniendo los Resultados del estudio de carga térmica y ventilación.

Tabla 8. Resultados de cálculo de carga térmica y ventilación

RESULTADOS ESTUDIO DE CARGA TERMICA Y VENTILACION					
ZONAS	Cap Enf Latente (Btu/h)	Cap Enf Sensible (Btu/h)	Cap Enf Total (Btu/h)	Caudal de Enf (CFM)	Caudal de Vent (CFM)
A	3,043	8,388	11,431	347	70
B	3,889	10,013	13,902	403	80
C	1,975	3,770	5,745	145	50
D	1,810	3,485	5,295	137	50
E	11,975	28,754	40,729	1140	250
F	2,162	6,250	8,412	261	50
G	2,060	4,131	6,191	160	50
H	2,048	5,015	7,063	204	50
I	2,184	15,205	17,389	702	50
J	2,173	16,379	18,552	760	50
K	3,417	21,360	24,777	974	70
Totales del Proyecto	36,736	122,750	159,486	5,233	820

Tabla 9. Resumen del estudio

Resumen Carga Termica y Ventilacion		
Enfriamiento Total Requerido	159,488	Btu/h
Enfriamiento Sensible Requerido (15.68% Suminis	36,736	Btu/h
Suministro Total de Aire Requerido	5231	CFM
Ventilación total Requerido	820	CFM

Tabla 10. Resumen de los equipos Instalados

Resumen Carga Termica y Ventilacion De los equipos		
Enfriamiento Total Disponible	191,800	Btu/h
Enfriamiento Sensible Disponible	57,540	Btu/h
Suministro Total de Aire Disponible	5448	CFM
Ventilación total Disponible	720	CFM
*Estas capacidades se obtienen de las fichas tecnicas de los equipos (anexos)		
*Ver Calculado según la caída de presión en conductos.		

Tabla 11. Comparación entre Resultados del Estudio y Equipos disponibles

COMPARATIVO	Requerido	Disponible	OBS
Enfriamiento Total	159,488	191,800	Cumple
Enfriamiento Sensible	36,736	57,540	Cumple
Suministro Total de Aire	5231	5448	Cumple
Ventilación total	820	720	No cumple / Aceptable

3.2 Estudio de Humedad Relativa

En las visitas realizadas se tomaron medidas de la humedad relativa en distintos ambientes de la oficina.

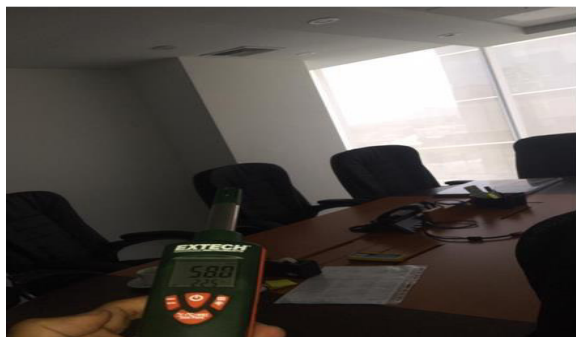
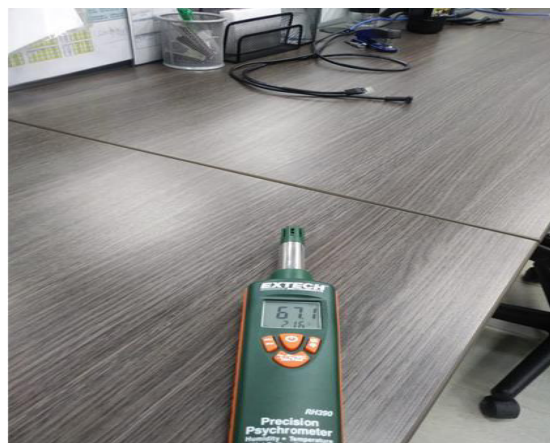


Tabla 12. Resultados de estudio de Humedad Relativa

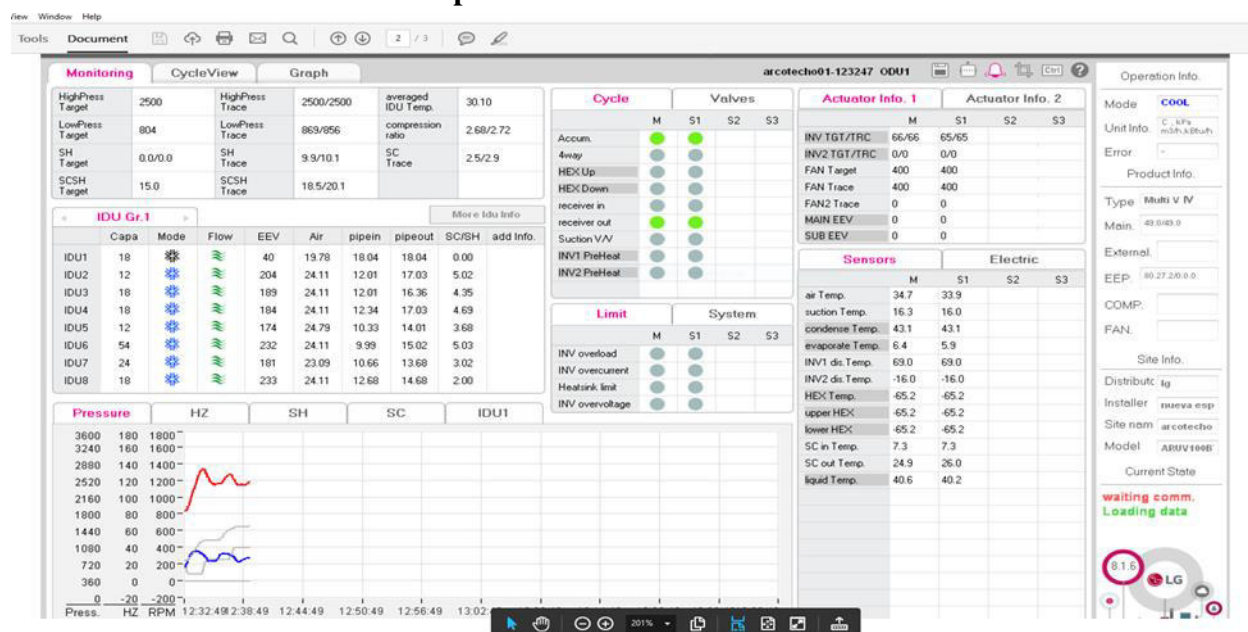
RESULTADOS ESTUDIO DE HUMEDAD RELATIVA			
ZONAS	Humedad Relativa (%)	HR De Confort	Observación
A	65.80%	55%	La humedad Relativa promedio es 63 % no esta dentro del rango de confort termico ideal sin embargo es aceptable
B	64.50%	55%	
C	56.40%	55%	
D	55.40%	55%	
E	68.10%	55%	
F	65.60%	55%	
G	64.50%	55%	
H	64.40%	55%	
I	65.70%	55%	
J	65.70%	55%	
K	58.80%	55%	
Promedio	63%	55%	

3.3 Análisis de Operación de los sistemas de aire acondicionado y ventilación

Se realizaron pruebas de trabajo para el sistema de ventilación y de aire acondicionado.

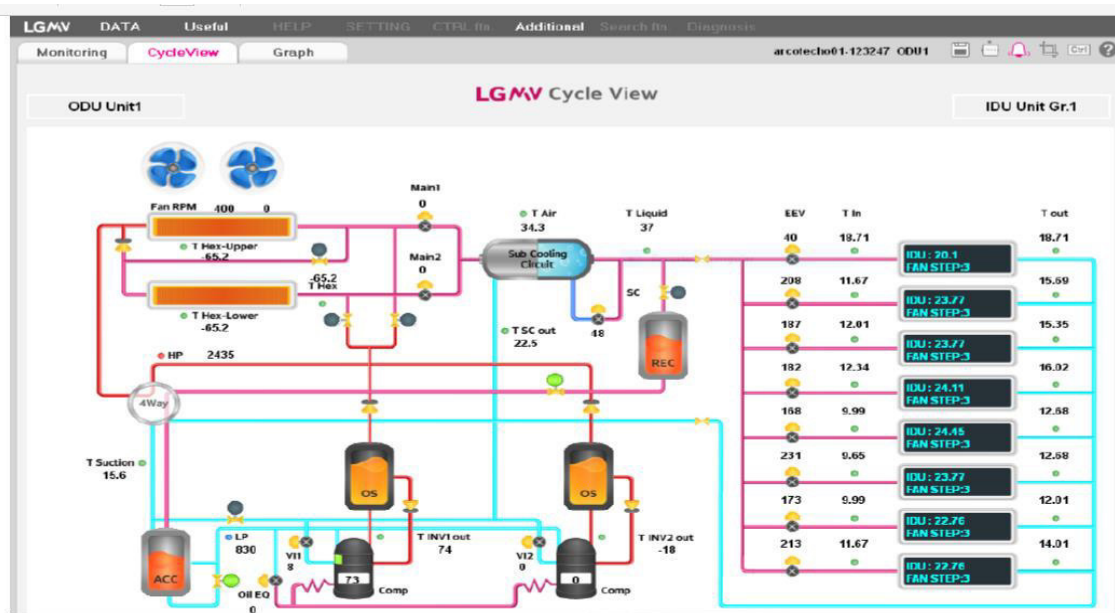
Prueba de Equipos de Aire Acondicionado mediante software de mantenimiento de la marca LG para la visualización de parámetros de operación de los equipos.

Tabla 13. Performance de Operación sistemas VRF Arcotecho



En el software se pudo visualizar la operación de los evaporadores, condensadores, compresores, ventiladores y sensores del sistema de aire acondicionado comprobando su óptimo estado de operación.

Tabla 14. Operación del sistema de aire acondicionado - LGMV



Monitoring		CycleView		Graph	
HighPress Target	2500	HighPress Trace	2500/2500	averaged IDU Temp.	30.10
LowPress Target	804	LowPress Trace	869/856	compression ratio	2.68/2.72
SH Target	0.0/0.0	SH Trace	9.9/10.1	SC Trace	2.5/2.9
SCSH Target	15.0	SCSH Trace	18.5/20.1		

IDU Gr.1										More IdU Info
	Capa	Mode	Flow	EEV	Air	pipein	pipeout	SC/SH	add Info.	
IDU1	18	☀	🌊	40	19.78	18.04	18.04	0.00		
IDU2	12	❄	🌊	204	24.11	12.01	17.03	5.02		
IDU3	18	❄	🌊	189	24.11	12.01	16.36	4.35		
IDU4	18	❄	🌊	184	24.11	12.34	17.03	4.69		
IDU5	12	❄	🌊	174	24.79	10.33	14.01	3.68		
IDU6	54	❄	🌊	232	24.11	9.99	15.02	5.03		
IDU7	24	❄	🌊	181	23.09	10.66	13.68	3.02		
IDU8	18	❄	🌊	233	24.11	12.68	14.68	2.00		

Fuente: Software LGMV

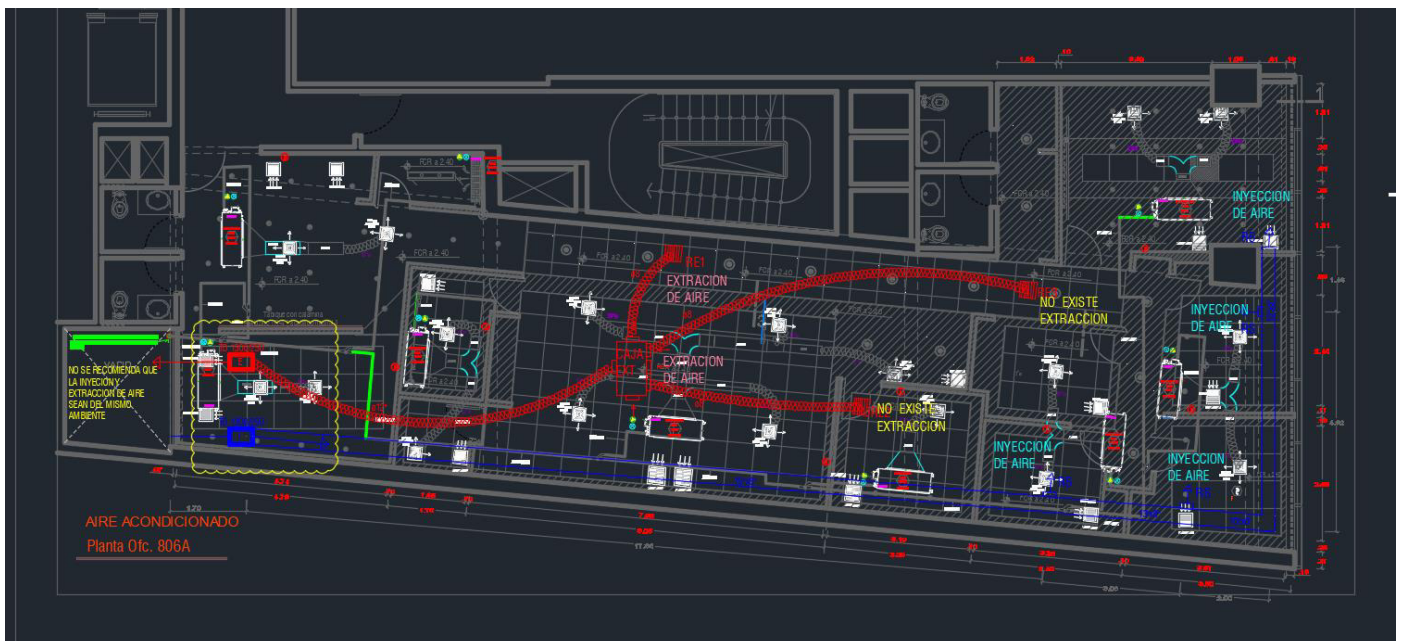
- Capacidad de equipos
- Modo de Operación
- Flujo de Aire
- Apertura de Válvula
- Temperatura del aire
- Temperaturas del refrigerante

Según el informe técnico realizado por el especialista de la marca el sistema VRF está operando en buenas condiciones y bajo los parámetros correctos.

3.4 Prueba de Equipos de Ventilación (Inyección y Extracción)

Prueba de los equipos de Ventilación

figura 23. Funcionamiento del sistema de ventilación



Fuente: Elaboración propia

Sistema de Inyección de aire (AZUL)

- El sistema instalado suministra de aire a 4 ambientes.
- Se evidencia salida de aire en los 4 difusores.

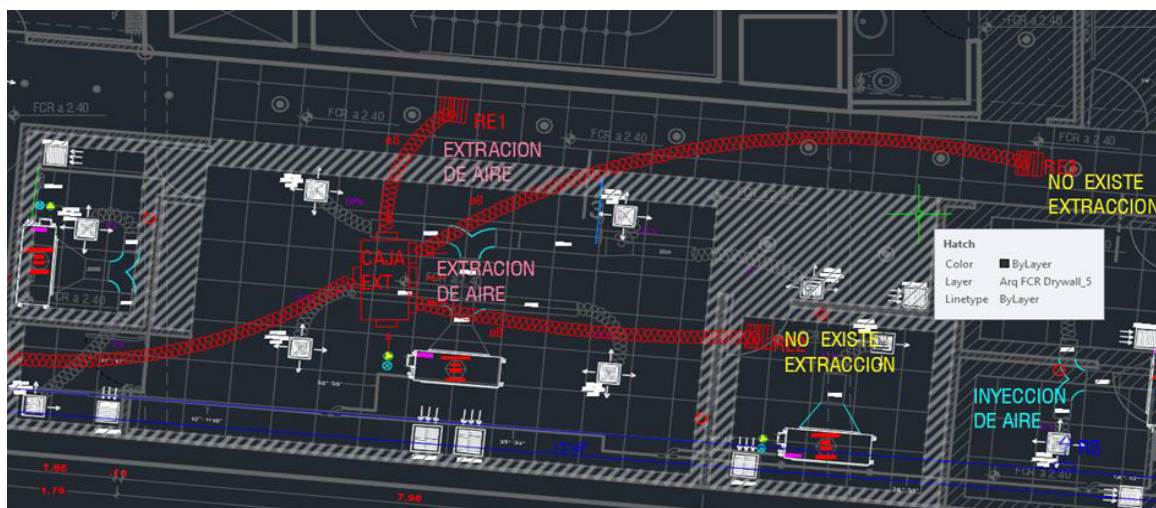
figura 24. Inyección de aire



Sistema de Extracción de aire (ROJO)

- El sistema instalado utiliza una caja de extracción que conecta 3 Rejillas ubicadas en los puntos indicados.
- Se evidencia extracción de aire solo en la caja y en la rejilla más cercana.
- En las otras dos rejillas No existe Extracción de aire debido a la caída de presión.

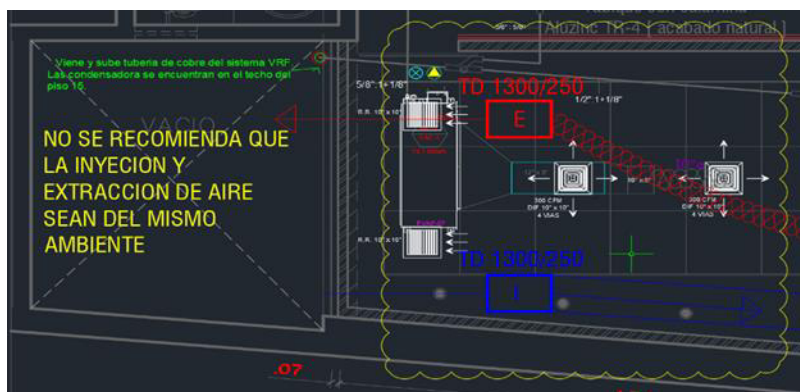
figura 25. Extracción de Aire



Un adecuado sistema de ventilación está compuesto por dos equipos uno que inyecta el aire fresco y el otro que retira el aire viciado del ambiente.

Esta lógica se debe asumir para todos los compartimientos de la oficina, en este caso podemos observar que el suministro de aire se realiza en alguno ambiente mientras que la extracción de aire en otros.

Además, no es recomendable que la Toma y Expulsión de aire se realicen en la misma zona.



3.5 Observaciones a la instalación:

- a) Tubería de cobre expuesta: puede causar condensación y daño de baldosas

figura 26. Tubería de cobre



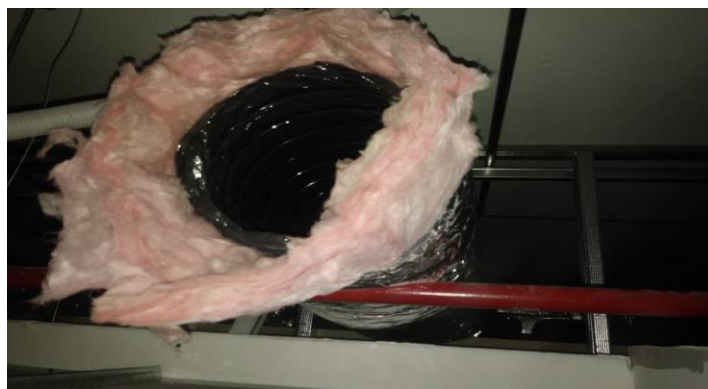
- b) Ductos flexibles mal conectados: Inadecuada distribución de aire.

figura 27. Ductos



- c) Lana de vidrio Expuesta: Causa enfermedades respiratorias y daño a los pulmones.

figura 28. Lana de vidrio



4. CAPITULO 4 – RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1 CONCLUSIONES

a) Sistema de aire acondicionado.

- Al comparar los datos obtenidos en el "estudio de carga térmica" con los datos de los equipos de aire acondicionado instalados, se concluye que estos últimos están correctamente dimensionados y cumplen con las capacidades de enfriamiento necesarias para el proyecto (Ver Tabla 11).

- En cuanto al desempeño de los equipos de aire acondicionado en funcionamiento, todos los parámetros indican una buena operación de los equipos, la recomendación es realizar el mantenimiento de los mismos de manera trimestral (Ver Tabla 14).

- Según el artículo 22 de la - Norma Técnica SEP 2020 EM.030 Instalaciones de Ventilación del Reglamento Nacional de Edificaciones todos los sistemas de acondicionamiento de aire, se deben instalar con Emisores Ultravioleta de banda C irradiando el intercambiador de calor de los evaporadores para esterilizar las superficies evitar la reproducción de los patógenos (ver Figura 21).

b) Sistema de ventilación.

- Según el artículo 22 de la Norma Técnica SEP 2020 EM.030 Instalaciones de Ventilación del Reglamento Nacional de Edificaciones la totalidad de sistemas de acondicionamiento de aire deben de usar filtros en los sistemas de inyección de aire fresco con una efectividad mínima MERV 13 (ver Figura 21).

- Según la comparación entre los datos obtenidos del “estudio de ventilación” y los datos de los equipos instalados, se concluye que los equipos de ventilación están 100 CFM por

debajo del caudal de diseño; por lo que el equipo de inyección de aire debe ser cambiado a una capacidad superior que cumple con el caudal y la caída de presión estática externa (Cambio Modelo TD silend 1300/250 a Modelo TD 2000/315

- La toma del ventilador de inyección y la salida del ventilador extracción de aire no deben estar en el mismo tragaluz porque puede ocurrir recirculación de aire, la ubicación de los equipos en la misma zona no es óptima.

- La distribución de rejillas y difusores no es la adecuada pues no se está inyectando y extrayendo aire de todos los ambientes por lo cual se propone hacer modificaciones al ducto de inyección y mover el equipo de extracción hacia otro ambiente dimensionando un nuevo sistema de ductos.

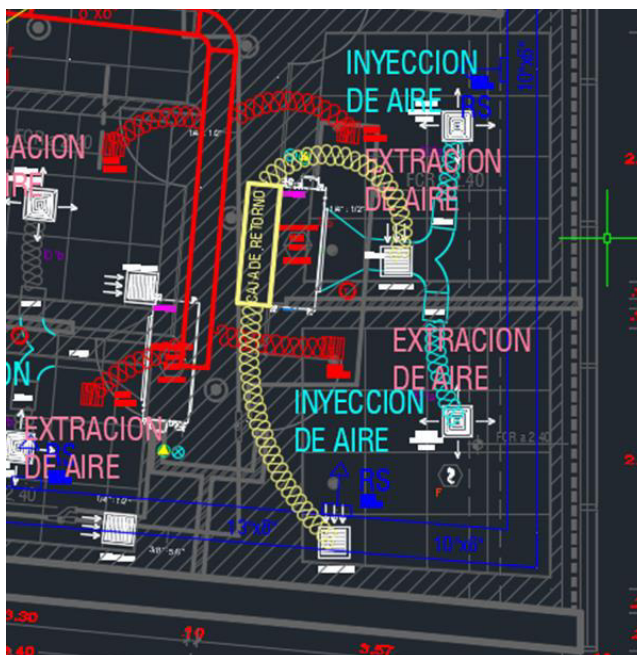
- Los equipos de ventilación deben funcionar de manera constante desde el inicio hasta el término de actividades en la oficina (8:00 am a 6:00 pm) y no bajo el horario que se estableció en el timer.

4.2 RECOMENDACIONES

- a) Se recomendó la incorporación de Luces UVC en todas las unidades evaporadoras del sistema de climatización con fundamento en la norma EM.030 técnica vigente y los estándares internacionales recomendados por ASHRAE.
- b) Se recomendó la incorporación de Filtros Merv 13 en el equipo de inyección aire fresco de ventilación para garantizar una mayor calidad de aire interior.
- c) Se recomendó cambiar el los ventiladores para cumplir con el caudal mínimo requerido y poder cubrir la caída de presión adicional que generan los filtros.
- d) Se recomendó independizar las zonas de alta humedad

Para garantizar el adecuada recirculación y humidificación de aire de las zonas críticas I y J, se realizará una conexión entre una caja de retorno que se instalará al equipo y las rejillas de cada ambiente.

figura 29. Recomendación Zonas críticas con alta Humedad



e) Optimizar el sistema de Ventilación

Según lo expuesto en el informe, para garantizar una adecuada calidad de aire se propone modificar la ubicación inicial del sistema de extracción, se colocarán rejillas de extracción en los ambientes en base al caudal de diseño.

En el caso del sistema de ventilación se incorporarán rejillas de suministro con el objetivo de insuflar aire fresco a los ambientes principales de la oficina.

figura 30. Optimización sistema de ventilación



f) Mantenimiento

- En la visita de inspección de equipos se encontraron evaporadores sin filtro o con filtros sucios, es importante que se realice un mantenimiento pues el falso cielo de la oficina tiene polvo, además de un ambiente húmedo, esta combinación podría originar un ambiente en el cual se propaguen Virus, bacterias y ácaros los cuales son perjudiciales podrían ocasionar alergias o enfermedades respiratorias.

- El mantenimiento se debe hacer con una frecuencia trimestral.

5. REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

ANSI/ASHRAE 62.1. (2016). *Ventilación para una calidad adecuada de aire interior.*

ANSI/ASHRAE Standard 55-2017. (2017). *Condiciones Térmicas Ambientales para Ocupación Humana.*

ANSI/ASHRAE, Standard 52.2. (2017). *Metodo de prueba ventilación general de limpieza de aire para la eficiencia de eliminación por tamaño de particula.*

ASHRAE fundamentals. (2001). *Fundamentals.*

ASHRAE Fundamentals. (2013). *Fundamentals.*

ASHRAE Position Document on Infectious Aerosols. (14 de Abril de 2020). *ASHRAE Position Document on Infectious Aerosols.* Obtenido de www.ashrae.org

Carrier. (1980). *Manual de diseño de sistema de aire acondicionado.* New York: McGRAW-HILL.

CDC. (11 de febrero de 2020). *Centro para el Control y Prevención de Enfermedades.* Obtenido de <https://espanol.cdc.gov/coronavirus/2019-ncov/community/ventilation.html>

Colaboradores Wikipedia. (24 de diciembre de 2022). *Aire.* Obtenido de <https://es.wikipedia.org/wiki/Aire>

Colaboradores Wikipedia. (23 de Octubre de 2022). *Metabolismo.* Obtenido de Wikipedia: <https://es.wikipedia.org/wiki/Metabolismo>

Gutierrez, D. (2009). *SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN PARA HOTEL CUATRO. (Tesis de titulo profesional).* PUCP, Lima.

Holman, J. P. (1999). *Transferencia.* Mexico: McGRAW-HILL.

Instituto nacional de seguridad e higiene en el trabajo. (1994). *El síndrome del edificio enfermo*.

Madrid: Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo.

OIT. (29 de Mayo de 2020). *OIT presenta nueva herramienta de 10 pasos para lograr un retorno seguro y saludable al lugar de trabajo*. Obtenido de Organización Internacional del Trabajo: https://www.ilo.org/americas/sala-de-prensa/WCMS_746408/lang-es/index.htm

OMS. (2020). *Nuevo coronavirus 2019*. Obtenido de Organización Mundial de la Salud:

<https://www.who.int/>

RNE - EM.030. (2020). *Instalaciones de Ventilación del Reglamento*.

Soler & Palau - SEE. (2019). *¿Qué es el síndrome del edificio enfermo?* Obtenido de

<https://www.solerpalau.com/es-es/blog/sindrome-edificio-enfermo/>

Sterling. (1985). *Criterios para la exposición humana a la humedad en edificios ocupados*.

Ashrae.

6. ANEXOS

6.1 Anexo 1. Cuadro de equipos de climatización según planos

Anexo 1. Cuadro de equipos instalados según planos

CUADRO DE DEMANDA ELECTRICA DE AIRE ACONDICIONADO OFC 806A

ITEM	DESCRIPCION	MODELO	BTU/h	CANT	VOLT	PH	HZ	RLA	P.I.(Kw)		F.D.	M.D. Kw
									AMP	UNIT		
1	UNIT COND	ARUV100BTS4	95,900	1.00	220.00	3	60	18.80	5.72	5.72	0.90	5.15
2	UNIT COND	ARUV100BTS4	95,900	1.00	220.00	3	60	18.80	5.72	5.72	0.90	5.15
3	FAN COIL	ARNU12GL2G4	12,300	2.00	220.00	1	60	0.76	0.13	0.27	0.90	0.24
4	FAN COIL	ARNU18GBHA4	19,100	4.00	220.00	1	60	1.06	0.19	0.75	0.90	0.67
5	FAN COIL	ARNU24GBHA4	24,200	1.00	220.00	1	60	1.06	0.19	0.19	0.90	0.17
6	FAN COIL	ARNU54GBRA4	54,000	1.00	220.00	1	60	3.50	0.62	0.62	0.90	0.55
7	WALL MOUNTED	ARNU18GSCL4	19,100	1.00	220.00	1	60	0.29	0.06	0.06	0.90	0.05
										13.32	0.90	11.99
									f.s.			0.90
									MAXIMA DEMANDA ELECTRICA DE A/ACONDICIONADO (Kw)			10.79

6.2 Anexo 2. Calculo de Carga de Carga Termica Software Elite

HVAC Load Analysis


for



Prepared By:

lunes, 06 de mayo de 2019

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program					Elite Software Development, Inc.		
pReJkEr						Page 2	
Hell							
Building Summary Loads							
Building peaks in January at 10am.							
Bldg Load Descriptions	Area Quan	Sen Loss	%Tot Loss	Lat Gain	Sen Gain	Net Gain	%Net Gain
Roof	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Wall	1,077	0	0.00	0	7,710	7,710	4.87
Glass	331	0	0.00	0	32,118	32,118	20.27
Floor Slab	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Skin Loads		0	0.00	0	39,828	39,828	25.14
Lighting	4,325	0	0.00	0	14,756	14,756	9.31
Equipment	5,500	0	0.00	0	18,767	18,767	11.85
People	48	0	0.00	9,644	12,055	21,700	13.70
Partition	7,537	0	0.00	0	26,380	26,380	16.65
Cool. Pret.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Heat. Pret.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Cool. Vent.	820	0	0.00	27,091	9,907	36,998	23.35
Heat. Vent.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Cool. Infil.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Heat. Infil.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Draw-Thru Fan	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Blow-Thru Fan	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Reserve Cap.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Reheat Cap.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Supply Duct	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Return Duct	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Misc. Supply	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Misc. Return	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Building Totals		0	0.00	36,736	121,694	158,430	100.00
Building Summary	Sen Loss	%Tot Loss	Lat Gain	Sen Gain	Net Gain	%Net Gain	
Ventilation	0	0.00	27,091	9,907	36,998	23.35	
Infiltration	0	0.00	0	0	0	0.00	
Pretreated Air	0	0.00	0	0	0	0.00	
Zone Loads	0	0.00	9,644	111,787	121,431	76.65	
Plenum Loads	0	0.00	0	0	0	0.00	
Fan & Duct Loads	0	0.00	0	0	0	0.00	
Building Totals		0	0.00	36,736	121,694	158,430	100.00
Check Figures							
Total Building Supply Air (based on a 20° TD):				5,231 CFM			
Total Building Vent. Air (15.68% of Supply):				820 CFM			
Total Conditioned Air Space:				1,832 Sq.ft			
Supply Air Per Unit Area:				2.8546 CFM/Sq.ft			
Area Per Cooling Capacity:				138.8 Sq.ft/Ton			
Cooling Capacity Per Area:				0.0072 Tons/Sq.ft			
Heating Capacity Per Area:				0.00 Btuh/Sq.ft			
Total Heating Required With Outside Air:				0 Btuh			
Total Cooling Required With Outside Air:				13.20 Tons			

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program				Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr							
Hell				Page 3			
Air Handler #4 Summary Loads							
Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg. CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg. CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
4	A 9pm January	139 4 1,360	0 0 0.00	7,542 347 2.50	731 0 0	None 0 0	Direct 70 70
Zone Peak Totals:		139	0	7,542	731		
Total Zones: 1		4	0	347	0	0	70
Unique Zones: 1		1,360	0.00	2.50	0	0	70

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJkEr		Page 4	
Hell			
Air Handler #4 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Sum of Peaks		
Sensible Heat Ratio:	0.91	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	9pm in January.		
Outdoor Conditions:	Clg: 86° DB, 75° WB, 113.40 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 75° DB, 50% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: 0 / (998 X 1.08 X 0) =		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	7,542 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			7,542 Btuh
Cooling Supply Air: 7,542 / (998 X 1.1 X 20) =		347 CFM	
Summer Vent Outside Air (20.2% of supply) =		70 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	846 Btuh	70 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			846 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			8,388 Btuh
Zone space latent gain:	731 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	2,313 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			3,043 Btuh
Total system sensible and latent gain:			11,431 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 20° TD):		347 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (20.19% of Supply):		70 CFM	
Total Conditioned Air Space:		139 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		2.4981 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		145.7 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0069 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.95 Tons	

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program					Elite Software Development, Inc.		
pReJkEr					Page 5		
Hell							
Air Handler #5 Summary Loads							
Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg. CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg. CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
5	B	237	0	9,046	1,246	None	Direct
	9pm March	6	0	403	0	0	80
		2,320	0.00	1.70	0	0	80
	Zone Peak Totals:	237	0	9,046	1,246		
	Total Zones: 1	6	0	403	0	0	80
	Unique Zones: 1	2,320	0.00	1.70	0	0	80

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJkEr		Page 6	
Hell			
Air Handler #5 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Sum of Peaks		
Sensible Heat Ratio:	0.88	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	9pm in March.		
Outdoor Conditions:	Clg: 86° DB, 75° WB, 113.40 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 75° DB, 50% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: 0 / (998 X 1.08 X 0) =		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	9,046 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			9,046 Btuh
Cooling Supply Air: 9,046 / (998 X 1.1 X 20) =		403 CFM	
Summer Vent Outside Air (19.9% of supply) =		80 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	967 Btuh	80 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			967 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			10,013 Btuh
Zone space latent gain:	1,246 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	2,643 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			3,889 Btuh
Total system sensible and latent gain:			13,902 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 20° TD):		403 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (19.87% of Supply):		80 CFM	
Total Conditioned Air Space:		237 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		1.7012 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		204.3 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0049 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		1.16 Tons	

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program					Elite Software Development, Inc.		
pReJkEr					Page 7		
Hell							
Air Handler #6 Summary Loads							
Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg. CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg. CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
6	C	61	0	3,166	323	None	Direct
	9pm March	2	0	145	0	0	50
		601	0.00	2.36	0	0	50
	Zone Peak Totals:	61	0	3,166	323		
	Total Zones: 1	2	0	145	0	0	50
	Unique Zones: 1	601	0.00	2.36	0	0	50


Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJkEr		Page 8	
Hell			
Air Handler #6 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Sum of Peaks		
Sensible Heat Ratio:	0.91	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	9pm in March.		
Outdoor Conditions:	Clg: 86° DB, 75° WB, 113.40 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 75° DB, 50% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: 0 / (998 X 1.08 X 0) =		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	3,166 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			3,166 Btuh
Cooling Supply Air: 3,166 / (998 X 1.1 X 20) =		145 CFM	
Summer Vent Outside Air (34.5% of supply) =		50 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	604 Btuh	50 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			604 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			3,770 Btuh
Zone space latent gain:	323 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	1,652 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			1,975 Btuh
Total system sensible and latent gain:			5,744 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 20° TD):		145 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (34.49% of Supply):		50 CFM	
Total Conditioned Air Space:		61 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		2.3636 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		128.1 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0078 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.48 Tons	

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program					Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr					Page 9			
Hell								
Air Handler #7 Summary Loads								
Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg. CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg. CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req. CFM Act. CFM	Clg.O.A. Req. CFM Act. CFM	
7	D	30	0	2,881	159	None	Direct	
	9pm January	1	0	137	0	0	50	
		295	0.00	4.53	0	0	50	
Zone Peak Totals:		30	0	2,881	159			
Total Zones: 1		1	0	137	0	0	50	
Unique Zones: 1		295	0.00	4.53	0	0	50	


Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJkEr		Page 10	
Hell			
Air Handler #7 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Sum of Peaks		
Sensible Heat Ratio:	0.95	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	9pm in January.		
Outdoor Conditions:	Clg: 86° DB, 75° WB, 113.40 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 75° DB, 50% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: 0 / (998 X 1.08 X 0) =		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	2,881 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			2,881 Btuh
Cooling Supply Air: 2,881 / (998 X 1.1 X 19) =		137 CFM	
Summer Vent Outside Air (36.6% of supply) =		50 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	604 Btuh	50 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			604 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			3,485 Btuh
Zone space latent gain:	159 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	1,652 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			1,810 Btuh
Total system sensible and latent gain:			5,296 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 19° TD):		137 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (36.60% of Supply):		50 CFM	
Total Conditioned Air Space:		30 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		4.5347 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		68.3 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0146 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.44 Tons	

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program					Elite Software Development, Inc.		
pReJkEr					Page 11		
Hell							
Air Handler #8 Summary Loads							
Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg. CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg. CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
8	E 9pm January	706 19 6,917	0 0 0.00	25,733 1,140 1.61	3,715 0 0	None 0 0	Direct 250 250
Zone Peak Totals:		706	0	25,733	3,715		
Total Zones: 1		19	0	1,140	0	0	250
Unique Zones: 1		6,917	0.00	1.61	0	0	250

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJkEr		Page 12	
Hell			
Air Handler #8 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Sum of Peaks		
Sensible Heat Ratio:	0.87	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	9pm in January.		
Outdoor Conditions:	Clg: 86° DB, 75° WB, 113.40 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 75° DB, 50% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: 0 / (.998 X 1.08 X 0) =		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	25,733 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			25,733 Btuh
Cooling Supply Air: 25,733 / (.998 X 1.1 X 21) =		1,140 CFM	
Summer Vent Outside Air (21.9% of supply) =		250 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	3,020 Btuh	250 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			3,020 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			28,754 Btuh
Zone space latent gain:	3,715 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	8,260 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			11,975 Btuh
Total system sensible and latent gain:			40,729 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 21° TD):		1,140 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (21.94% of Supply):		250 CFM	
Total Conditioned Air Space:		706 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		1.6145 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		208.0 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0048 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		3.39 Tons	

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program				Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr							
Hell				Page 13			
Air Handler #9 Summary Loads							
Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg. CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg. CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
9	F 9pm January	97 3 949	0 0 0.00	5,646 261 2.69	510 0 0	None 0 0	Direct 50 50
Zone Peak Totals:		97	0	5,646	510		
Total Zones: 1		3	0	261	0	0	50
Unique Zones: 1		949	0.00	2.69	0	0	50


Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJkEr		Page 14	
Hell		Page 14	
Air Handler #9 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Sum of Peaks		
Sensible Heat Ratio:	0.92	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	9pm in January.		
Outdoor Conditions:	Clg: 86° DB, 75° WB, 113.40 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 75° DB, 50% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: 0 / (998 X 1.08 X 0) =		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	5,646 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			5,646 Btuh
Cooling Supply Air: 5,646 / (998 X 1.1 X 20) =		261 CFM	
Summer Vent Outside Air (19.2% of supply) =		50 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	604 Btuh	50 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			604 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			6,250 Btuh
Zone space latent gain:	510 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	1,652 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			2,162 Btuh
Total system sensible and latent gain:			8,412 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 20° TD):		261 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (19.17% of Supply):		50 CFM	
Total Conditioned Air Space:		97 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		2.6940 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		138.1 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0072 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.70 Tons	

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program				Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr							
Hell				Page 15			
Air Handler #10 Summary Loads							
Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg. CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg. CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
10	G 9pm March	77 2 759	0 0 0.00	3,527 160 2.06	408 0 0	None 0 0	Direct 50 50
Zone Peak Totals:		77	0	3,527	408		
Total Zones: 1		2	0	160	0	0	50
Unique Zones: 1		759	0.00	2.06	0	0	50


Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJkEr		Page 16	
Hell			
Air Handler #10 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Sum of Peaks		
Sensible Heat Ratio:	0.90	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	9pm in March.		
Outdoor Conditions:	Clg: 86° DB, 75° WB, 113.40 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 75° DB, 50% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: 0 / (998 X 1.08 X 0) =		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	3,527 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			3,527 Btuh
Cooling Supply Air: 3,527 / (998 X 1.1 X 20) =		160 CFM	
Summer Vent Outside Air (31.3% of supply) =		50 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	604 Btuh	50 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			604 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			4,131 Btuh
Zone space latent gain:	408 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	1,652 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			2,060 Btuh
Total system sensible and latent gain:			6,191 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 20° TD):		160 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (31.29% of Supply):		50 CFM	
Total Conditioned Air Space:		77 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		2.0627 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		150.2 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0067 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.52 Tons	

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program					Elite Software Development, Inc.		
pReJkEr					Page 17		
Hell							
Air Handler #11 Summary Loads							
Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg. CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg. CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
11	H 9pm January	75 2 738	0 0 0.00	4,411 204 2.71	396 0 0	None 0 0	Direct 50 50
Zone Peak Totals:		75	0	4,411	396		
Total Zones: 1		2	0	204	0	0	50
Unique Zones: 1		738	0.00	2.71	0	0	50

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJkEr		Page 18	
Hell			
Air Handler #11 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Sum of Peaks		
Sensible Heat Ratio:	0.92	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	9pm in January.		
Outdoor Conditions:	Clg: 86° DB, 75° WB, 113.40 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 75° DB, 50% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: 0 / (998 X 1.08 X 0) =		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	4,411 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			4,411 Btuh
Cooling Supply Air: 4,411 / (998 X 1.1 X 20) =		204 CFM	
Summer Vent Outside Air (24.5% of supply) =		50 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	604 Btuh	50 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			604 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			5,015 Btuh
Zone space latent gain:	396 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	1,652 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			2,048 Btuh
Total system sensible and latent gain:			7,064 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 20° TD):		204 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (24.52% of Supply):		50 CFM	
Total Conditioned Air Space:		75 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		2.7069 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		128.0 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0078 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.59 Tons	

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program				Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr							
Hell				Page 19			
Air Handler #12 Summary Loads							
Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg. CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg. CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
12	I 10am February	101 3 991	0 0 0.00	14,601 702 6.94	532 0 0	None 0 0	Direct 50 50
Zone Peak Totals:		101	0	14,601	532		
Total Zones: 1		3	0	702	0	0	50
Unique Zones: 1		991	0.00	6.94	0	0	50

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJkEr		Page 20	
Hell			
Air Handler #12 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Sum of Peaks		
Sensible Heat Ratio:	0.96	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	10am in February.		
Outdoor Conditions:	Clg: 86° DB, 75° WB, 113.40 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 75° DB, 50% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: 0 / (998 X 1.08 X 0) =		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	14,601 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			14,601 Btuh
Cooling Supply Air: 14,601 / (998 X 1.1 X 19) =		702 CFM	
Summer Vent Outside Air (7.1% of supply) =		50 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	604 Btuh	50 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			604 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			15,205 Btuh
Zone space latent gain:	532 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	1,652 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			2,184 Btuh
Total system sensible and latent gain:			17,389 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 19° TD):		702 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (7.12% of Supply):		50 CFM	
Total Conditioned Air Space:		101 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		6.9400 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		69.8 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0143 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		1.45 Tons	


Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program				Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr							
Hell				Page 21			
Air Handler #13 Summary Loads							
Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg. CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg. CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
13	J 10am February	99 3 970	0 0 0.00	15,775 760 7.68	521 0 0	None 0 0	Direct 50 50
Zone Peak Totals:		99	0	15,775	521		
Total Zones: 1		3	0	760	0	0	50
Unique Zones: 1		970	0.00	7.68	0	0	50

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJkEr		Page 22	
Hell			
Air Handler #13 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Sum of Peaks		
Sensible Heat Ratio:	0.97	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	10am in February.		
Outdoor Conditions:	Clg: 86° DB, 75° WB, 113.40 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 75° DB, 50% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: 0 / (.998 X 1.08 X 0) =		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	15,775 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			15,775 Btuh
Cooling Supply Air: 15,775 / (.998 X 1.1 X 19) =		760 CFM	
Summer Vent Outside Air (6.6% of supply) =		50 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	604 Btuh	50 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			604 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			16,379 Btuh
Zone space latent gain:	521 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	1,652 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			2,173 Btuh
Total system sensible and latent gain:			18,552 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 19° TD):		760 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (6.58% of Supply):		50 CFM	
Total Conditioned Air Space:		99 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		7.6782 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		64.0 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0156 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		1.55 Tons	


Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program					Elite Software Development, Inc.		
pReJkEr					Page 23		
Hell							
Air Handler #14 Summary Loads							
Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg. CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg. CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
14	K 10am March	210 6 2,056	0 0 0.00	20,514 974 4.64	1,104 0 0	None 0 0	Direct 70 70
Zone Peak Totals:		210	0	20,514	1,104		
Total Zones: 1		6	0	974	0	0	70
Unique Zones: 1		2,056	0.00	4.64	0	0	70

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJkEr		Page 24	
Hell			
Air Handler #14 Total Load Summary			
Air Handler Description:	Constant Volume - Sum of Peaks		
Sensible Heat Ratio:	0.95	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	10am in March.		
Outdoor Conditions:	Clg: 86° DB, 75° WB, 113.40 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 75° DB, 50% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: 0 / (.998 X 1.08 X 0) =		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	20,514 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			20,514 Btuh
Cooling Supply Air: 20,514 / (.998 X 1.1 X 19) =		974 CFM	
Summer Vent Outside Air (7.2% of supply) =		70 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	846 Btuh	70 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			846 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			21,360 Btuh
Zone space latent gain:	1,104 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	2,313 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			3,417 Btuh
Total system sensible and latent gain:			24,777 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 19° TD):		974 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (7.19% of Supply):		70 CFM	
Total Conditioned Air Space:		210 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		4.6405 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		101.6 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0098 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		2.06 Tons	

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program					Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr					Page 25			
Hell								
Group Detailed Loads (At Group Peak Times)								
Load Description	Unit Quan	-SC- CFAC	CLTD SHGF	U.Fac -CLF-	Sen. Gain	Lat. Gain	Htg. Mult.	Htg. Loss
Zone 4-A - Air Handler 4, Group 0 peaks (sensible) in January at 9pm.								
Wall-2-SSW-A-D	152	1	24.0	0.350	1,276		5.950	904
Partition-1-1	138.804		10/17	0.350	486		5.950	826
Partition-3-1	340.06		10/17	0.350	1,190		5.950	2,023
Lights-Prof=1	328	1.000			1,118			
Equipment-Prof=1	750	1.000			2,559	0		
People-Prof=1	3.7	1.000			913	731		
Sub-total					7,542	731		0
Safety factors:					+0%	+0%		+0%
Total w/ safety factors:					7,542	731		0
Zone 5-B - Air Handler 5, Group 0 peaks (sensible) in March at 9pm.								
Partition-1-1	236.72		10/17	0.350	829		5.950	1,408
Partition-2-1	627.2		10/17	0.350	2,195		5.950	3,732
Lights-Prof=1	559	1.000			1,906			
Equipment-Prof=1	750	1.000			2,559	0		
People-Prof=1	6.2	1.000			1,557	1,246		
Sub-total					9,046	1,246		0
Safety factors:					+0%	+0%		+0%
Total w/ safety factors:					9,046	1,246		0
Zone 6-C - Air Handler 6, Group 0 peaks (sensible) in March at 9pm.								
Partition-1-1	61.332		10/17	0.350	215		5.950	365
Partition-2-1	343		10/17	0.350	1,201		5.950	2,041
Lights-Prof=1	145	1.000			494			
Equipment-Prof=1	250	1.000			853	0		
People-Prof=1	1.6	1.000			404	323		
Sub-total					3,166	323		0
Safety factors:					+0%	+0%		+0%
Total w/ safety factors:					3,166	323		0
Zone 7-D - Air Handler 7, Group 0 peaks (sensible) in January at 9pm.								
Wall-2-SSW-A-D	176	1	24.0	0.350	1,482		5.950	1,050
Partition-1-1	30.128		10/17	0.350	105		5.950	179
Lights-Prof=1	71	1.000			243			
Equipment-Prof=1	250	1.000			853	0		
People-Prof=1	0.8	1.000			198	159		
Sub-total					2,881	159		0
Safety factors:					+0%	+0%		+0%
Total w/ safety factors:					2,881	159		0

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program					Elite Software Development, Inc.				
pReJkEr									
Hell					Page 26				
Group Detailed Loads (At Group Peak Times) (cont'd)									
Load Description	Unit Quan	-SC- CFAC	CLTD SHGF	U.Fac -CLF-	Sen. Gain	Lat. Gain	Htg. Mult.	Htg. Loss	
Zone 8-E - Air Handler 8, Group 0 peaks (sensible) in January at 9pm.									
Wall-2-SSW-A-D	256	1	24.0	0.350	2,149		5.950	1,522	
Partition-1-1	705.856		10/17	0.350	2,470		5.950	4,200	
Partition-3-1	2107		10/17	0.350	7,375		5.950	12,537	
Lights-Prof=1	1,666	1.000			5,684				
Equipment-Prof=1	1,000	1.000			3,412	0			
People-Prof=1	18.6	1.000			4,644	3,715			
Sub-total					25,733	3,715		0	
Safety factors:					+0%	+0%		+0%	
Total w/ safety factors:					25,733	3,715		0	
Zone 9-F - Air Handler 9, Group 0 peaks (sensible) in January at 9pm.									
Wall-2-SSW-A-D	102	1	24.0	0.350	856		5.950	606	
Partition-1-1	88.232		10/17	0.350	309		5.950	525	
Partition-3-1	388.08		10/17	0.350	1,358		5.950	2,309	
Lights-Prof=1	229	1.000			780				
Equipment-Prof=1	500	1.000			1,706	0			
People-Prof=1	2.5	1.000			637	510			
Sub-total					5,646	510		0	
Safety factors:					+0%	+0%		+0%	
Total w/ safety factors:					5,646	510		0	
Zone 10-G - Air Handler 10, Group 0 peaks (sensible) in March at 9pm.									
Partition-1-1	77.472		10/17	0.350	271		5.950	461	
Partition-2-1	362.6		10/17	0.350	1,269		5.950	2,157	
Lights-Prof=1	183	1.000			624				
Equipment-Prof=1	250	1.000			853	0			
People-Prof=1	2.0	1.000			510	408			
Sub-total					3,527	408		0	
Safety factors:					+0%	+0%		+0%	
Total w/ safety factors:					3,527	408		0	
Zone 11-H - Air Handler 11, Group 0 peaks (sensible) in January at 9pm.									
Wall-2-SSW-A-D	106	1	24.0	0.350	889		5.950	630	
Partition-1-1	75.32		10/17	0.350	264		5.950	448	
Partition-3-1	372.4		10/17	0.350	1,303		5.950	2,216	
Lights-Prof=1	178	1.000			607				
Equipment-Prof=1	250	1.000			853	0			
People-Prof=1	2.0	1.000			496	396			
Sub-total					4,411	396		0	

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program					Elite Software Development, Inc.				
pReJkEr					Page 26				
Hell									
Group Detailed Loads (At Group Peak Times) (cont'd)									
Load Description	Unit Quan	-SC- CFAC	CLTD SHGF	U.Fac -CLF-	Sen. Gain	Lat. Gain	Htg. Mult.	Htg. Loss	
Zone 8-E - Air Handler 8, Group 0 peaks (sensible) in January at 9pm.									
Wall-2-SSW-A-D	256	1	24.0	0.350	2,149		5.950	1,522	
Partition-1-1	705.856		10/17	0.350	2,470		5.950	4,200	
Partition-3-1	2107		10/17	0.350	7,375		5.950	12,537	
Lights-Prof=1	1,666	1.000			5,684				
Equipment-Prof=1	1,000	1.000			3,412	0			
People-Prof=1	18.6	1.000			4,644	3,715			
Sub-total					25,733	3,715		0	
Safety factors:					+0%	+0%		+0%	
Total w/ safety factors:					25,733	3,715		0	
Zone 9-F - Air Handler 9, Group 0 peaks (sensible) in January at 9pm.									
Wall-2-SSW-A-D	102	1	24.0	0.350	856		5.950	606	
Partition-1-1	88.232		10/17	0.350	309		5.950	525	
Partition-3-1	388.08		10/17	0.350	1,358		5.950	2,309	
Lights-Prof=1	229	1.000			780				
Equipment-Prof=1	500	1.000			1,706	0			
People-Prof=1	2.5	1.000			637	510			
Sub-total					5,646	510		0	
Safety factors:					+0%	+0%		+0%	
Total w/ safety factors:					5,646	510		0	
Zone 10-G - Air Handler 10, Group 0 peaks (sensible) in March at 9pm.									
Partition-1-1	77.472		10/17	0.350	271		5.950	461	
Partition-2-1	362.6		10/17	0.350	1,269		5.950	2,157	
Lights-Prof=1	183	1.000			624				
Equipment-Prof=1	250	1.000			853	0			
People-Prof=1	2.0	1.000			510	408			
Sub-total					3,527	408		0	
Safety factors:					+0%	+0%		+0%	
Total w/ safety factors:					3,527	408		0	
Zone 11-H - Air Handler 11, Group 0 peaks (sensible) in January at 9pm.									
Wall-2-SSW-A-D	106	1	24.0	0.350	889		5.950	630	
Partition-1-1	75.32		10/17	0.350	264		5.950	448	
Partition-3-1	372.4		10/17	0.350	1,303		5.950	2,216	
Lights-Prof=1	178	1.000			607				
Equipment-Prof=1	250	1.000			853	0			
People-Prof=1	2.0	1.000			496	396			
Sub-total					4,411	396		0	

Chvac - Full Commercial H VAC Loads Calculation Program					Elite Software Development, Inc.				
pReJkEr									
Hell					Page 28				
Group Detailed Loads (At Group Peak Times) (cont'd)									
Load Description	Unit Quan	-SC- CFAC	CLTD SHGF	U.Fac -CLF-	Sen. Gain	Lat. Gain	Htg. Mult.	Htg. Loss	
Total w/ safety factors:					20,514	1,104		0	

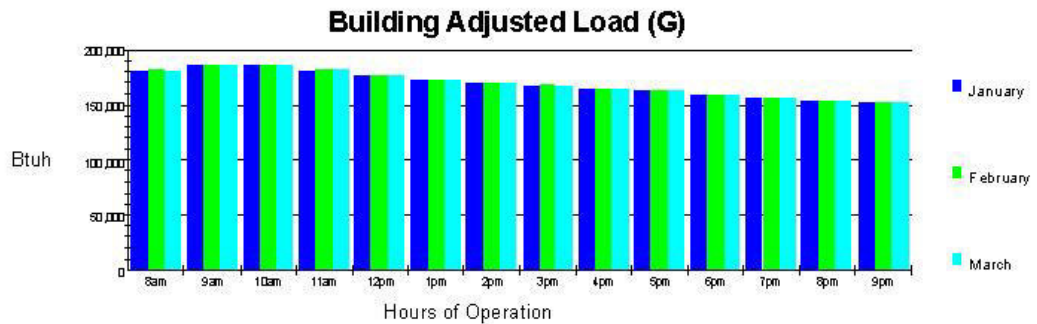
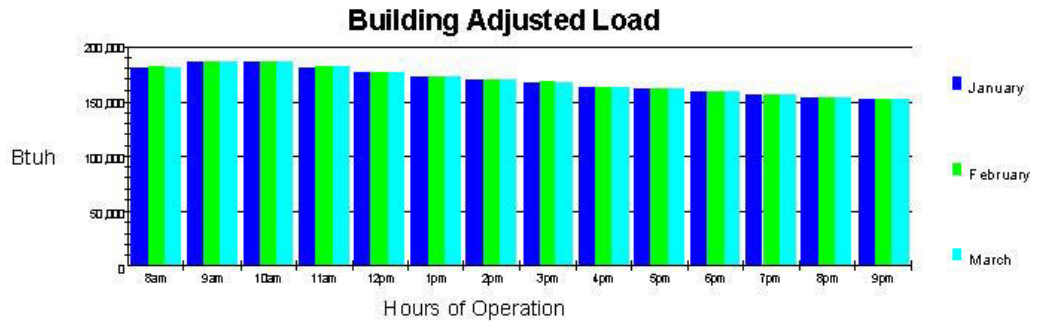
Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program					Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr					Page 29			
Hell								
Zone Detailed Loads (At Zone Peak Times)								
Load Description	Unit Quan	-SC- CFAC	CLTD SHGF	U.Fac -CLF-	Sen. Gain	Lat. Gain	Htg. Mult.	Htg. Loss
Zone 4-A peaks (sensible) in January at 9pm, Air Handler 4, Group 0, 12.9 x 10.8, Construction Type: 1 (Light)								
Wall-2-SSW-A-D	152	1	24.0	0.350	1,276		5.950	904
Partition-1-1	138.804		10/17	0.350	486		5.950	826
Partition-3-1	340.06		10/17	0.350	1,190		5.950	2,023
Lights-Prof=1	328	1.000			1,118			
Equipment-Prof=1	750	1.000			2,559	0		
People-Prof=1	3.7	1.000			913	731		
Sub-total					7,542	731		0
Safety factors:					+0%	+0%		+0%
Total w/ safety factors:					7,542	731		0
Zone 5-B peaks (sensible) in March at 9pm, Air Handler 5, Group 0, 22.0 x 10.8, Construction Type: 1 (Light)								
Partition-1-1	236.72		10/17	0.350	829		5.950	1,408
Partition-2-1	627.2		10/17	0.350	2,195		5.950	3,732
Lights-Prof=1	559	1.000			1,906			
Equipment-Prof=1	750	1.000			2,559	0		
People-Prof=1	6.2	1.000			1,557	1,246		
Sub-total					9,046	1,246		0
Safety factors:					+0%	+0%		+0%
Total w/ safety factors:					9,046	1,246		0
Zone 6-C peaks (sensible) in March at 9pm, Air Handler 6, Group 0, 5.7 x 10.8, Construction Type: 1 (Light)								
Partition-1-1	61.332		10/17	0.350	215		5.950	365
Partition-2-1	343		10/17	0.350	1,201		5.950	2,041
Lights-Prof=1	145	1.000			494			
Equipment-Prof=1	250	1.000			853	0		
People-Prof=1	1.6	1.000			404	323		
Sub-total					3,166	323		0
Safety factors:					+0%	+0%		+0%
Total w/ safety factors:					3,166	323		0
Zone 7-D peaks (sensible) in January at 9pm, Air Handler 7, Group 0, 2.8 x 10.8, Construction Type: 1 (Light)								
Wall-2-SSW-A-D	176	1	24.0	0.350	1,482		5.950	1,050
Partition-1-1	30.128		10/17	0.350	105		5.950	179
Lights-Prof=1	71	1.000			243			
Equipment-Prof=1	250	1.000			853	0		
People-Prof=1	0.8	1.000			198	159		
Sub-total					2,881	159		0
Safety factors:					+0%	+0%		+0%
Total w/ safety factors:					2,881	159		0

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program					Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr					Page 30			
Hell								
Zone Detailed Loads (At Zone Peak Times) (cont'd)								
Load Description	Unit Quan	-SC- CFAC	CLTD SHGF	U.Fac -CLF-	Sen. Gain	Lat. Gain	Htg. Mult.	Htg. Loss
Zone 8-E peaks (sensible) in January at 9pm, Air Handler 8, Group 0, 65.6 x 10.8, Construction Type: 1 (Light)								
Wall-2-SSW-A-D	256	1	24.0	0.350	2,149		5.950	1,522
Partition-1-1	705.856		10/17	0.350	2,470		5.950	4,200
Partition-3-1	2107		10/17	0.350	7,375		5.950	12,537
Lights-Prof=1	1,666	1.000			5,684			
Equipment-Prof=1	1,000	1.000			3,412	0		
People-Prof=1	18.6	1.000			4,644	3,715		
Sub-total					25,733	3,715		0
Safety factors:					+0%	+0%		+0%
Total w/ safety factors:					25,733	3,715		0
Zone 9-F peaks (sensible) in January at 9pm, Air Handler 9, Group 0, 9.0 x 10.8, Construction Type: 1 (Light)								
Wall-2-SSW-A-D	102	1	24.0	0.350	856		5.950	606
Partition-1-1	88.232		10/17	0.350	309		5.950	525
Partition-3-1	388.08		10/17	0.350	1,358		5.950	2,309
Lights-Prof=1	229	1.000			780			
Equipment-Prof=1	500	1.000			1,706	0		
People-Prof=1	2.5	1.000			637	510		
Sub-total					5,646	510		0
Safety factors:					+0%	+0%		+0%
Total w/ safety factors:					5,646	510		0
Zone 10-G peaks (sensible) in March at 9pm, Air Handler 10, Group 0, 10.8 x 7.2, Construction Type: 1 (Light)								
Partition-1-1	77.472		10/17	0.350	271		5.950	461
Partition-2-1	362.6		10/17	0.350	1,269		5.950	2,157
Lights-Prof=1	183	1.000			624			
Equipment-Prof=1	250	1.000			853	0		
People-Prof=1	2.0	1.000			510	408		
Sub-total					3,527	408		0
Safety factors:					+0%	+0%		+0%
Total w/ safety factors:					3,527	408		0
Zone 11-H peaks (sensible) in January at 9pm, Air Handler 11, Group 0, 10.8 x 7.0, Construction Type: 1 (Light)								
Wall-2-SSW-A-D	106	1	24.0	0.350	889		5.950	630
Partition-1-1	75.32		10/17	0.350	264		5.950	448
Partition-3-1	372.4		10/17	0.350	1,303		5.950	2,216
Lights-Prof=1	178	1.000			607			
Equipment-Prof=1	250	1.000			853	0		
People-Prof=1	2.0	1.000			496	396		
Sub-total					4,411	396		0

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program					Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr					Page 31			
Hell								
Zone Detailed Loads (At Zone Peak Times) (cont'd)								
Load Description	Unit Quan	-SC-CFAC	CLTD SHGF	U.Fac -CLF-	Sen. Gain	Lat. Gain	Htg. Mult.	Htg. Loss
Safety factors:					+0%	+0%		+0%
Total w/ safety factors:					4,411	396		0
Zone 12-I peaks (sensible) in February at 10am, Air Handler 12, Group 0, 10.8 x 9.4, Construction Type: 1 (Light)								
Wall-2-SSW-A-D	119	1	19.0	0.350	789		5.950	706
Wall-3-E-A-D	0	1	21.0	0.350	0		0.000	0
Partition-1-1	101.144		10/17	0.350	354		5.950	602
Partition-4-1	202.86		10/17	0.350	710		5.950	1,207
Gls-E-1-90-Tran	97.0	1.000	8	0.350	272		5.780	561
0%S-0-NS-Solar	97.0	0.700	240	0.570	9,291			
Lights-Prof=1	239	1.000			814			
Equipment-Prof=1	500	1.000			1,706	0		
People-Prof=1	2.7	1.000			665	532		
Sub-total					14,601	532		0
Safety factors:					+0%	+0%		+0%
Total w/ safety factors:					14,601	532		0
Zone 13-J peaks (sensible) in February at 10am, Air Handler 13, Group 0, 10.8 x 9.2, Construction Type: 1 (Light)								
Wall-2-E-A-D	0	1	21.0	0.350	0		0.000	0
Partition-1-1	98.992		10/17	0.350	346		5.950	589
Partition-3-1	333.2		10/17	0.350	1,166		5.950	1,983
Gls-E-1-90-Tran	112.7	1.000	8	0.350	316		5.780	651
0%S-0-NS-Solar	112.7	0.700	240	0.570	10,792			
Lights-Prof=1	234	1.000			797			
Equipment-Prof=1	500	1.000			1,706	0		
People-Prof=1	2.6	1.000			651	521		
Sub-total					15,775	521		0
Safety factors:					+0%	+0%		+0%
Total w/ safety factors:					15,775	521		0
Zone 14-K peaks (sensible) in March at 10am, Air Handler 14, Group 0, 10.8 x 19.5, Construction Type: 1 (Light)								
Wall-2-E-A-D	0	1	21.0	0.350	0		0.000	0
Wall-3-N-A-D	167	1	17.0	0.350	991		5.950	991
Partition-1-1	209.82		10/17	0.350	734		5.950	1,248
Partition-4-1	637		10/17	0.350	2,230		5.950	3,790
Gls-E-1-90-Tran	121.5	1.000	8	0.350	340		5.780	702
0%S-0-NS-Solar	121.5	0.700	236	0.570	11,443			
Lights-Prof=1	495	1.000			1,690			
Equipment-Prof=1	500	1.000			1,706	0		
People-Prof=1	5.5	1.000			1,380	1,104		

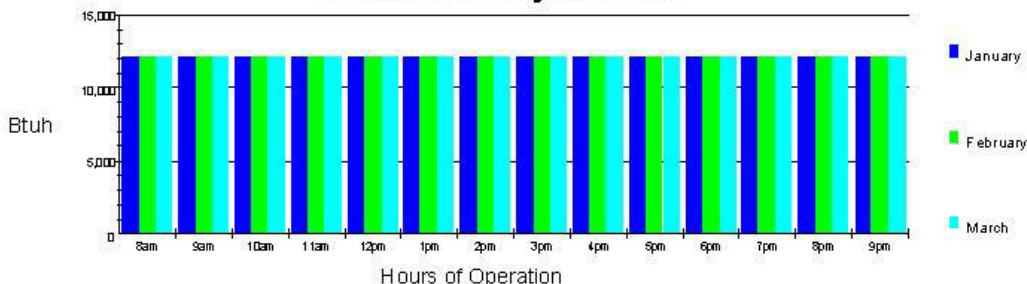
Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program					Elite Software Development, Inc.				
pReJkEr									
Hell					Page 32				
Zone Detailed Loads (At Zone Peak Times) (cont'd)									
Load Description	Unit Quan	-SC- CFAC	CLTD SHGF	U.Fac -CLF-	Sen. Gain	Lat. Gain	Htg. Mult.	Htg. Loss	
Sub-total					20,514	1,104		0	
Safety factors:					+0%	+0%		-0%	
Total w/ safety factors:					20,514	1,104		0	

Building Profile Graphs

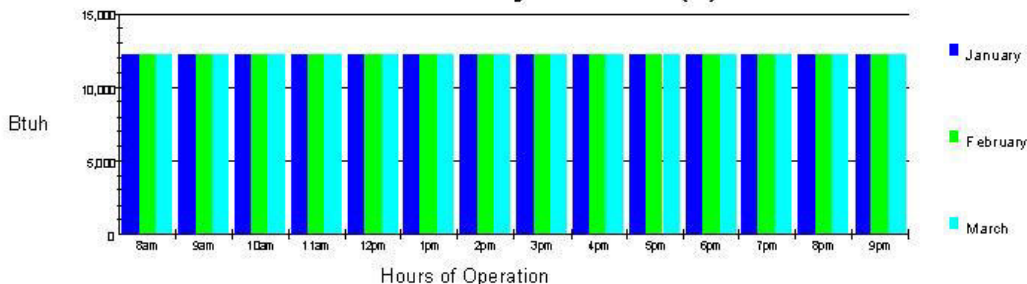


Air Handler Profile Graphs

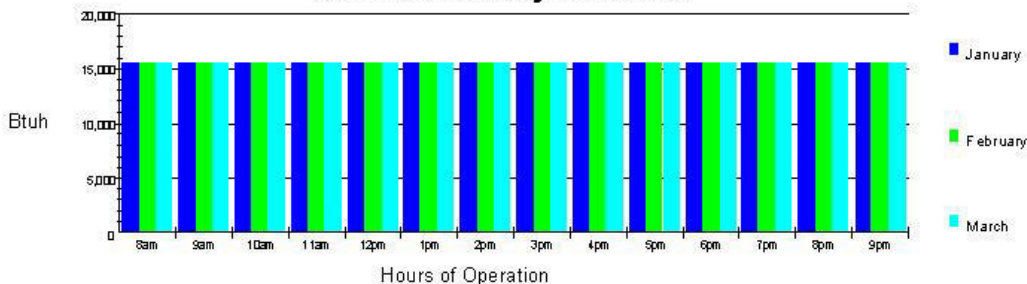
Air Handler 4 Adjusted Load



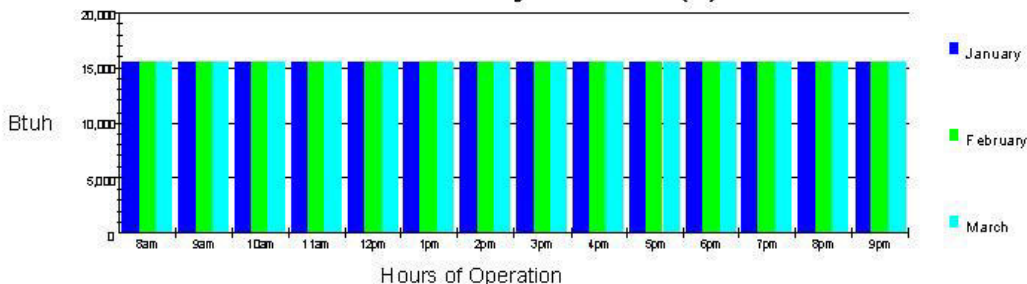
Air Handler 4 Adjusted Load (G)



Air Handler 5 Adjusted Load

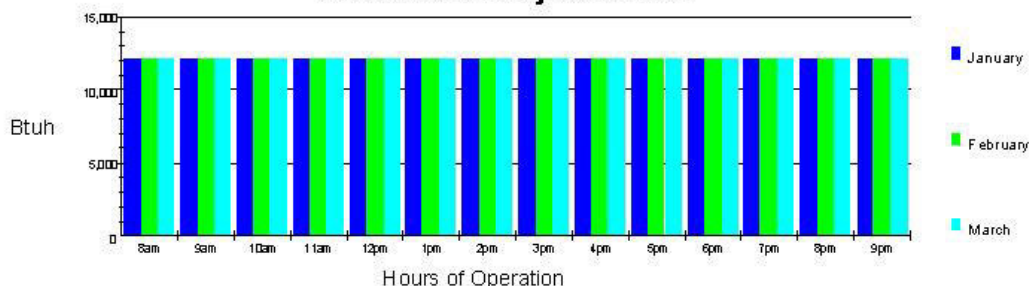


Air Handler 5 Adjusted Load (G)

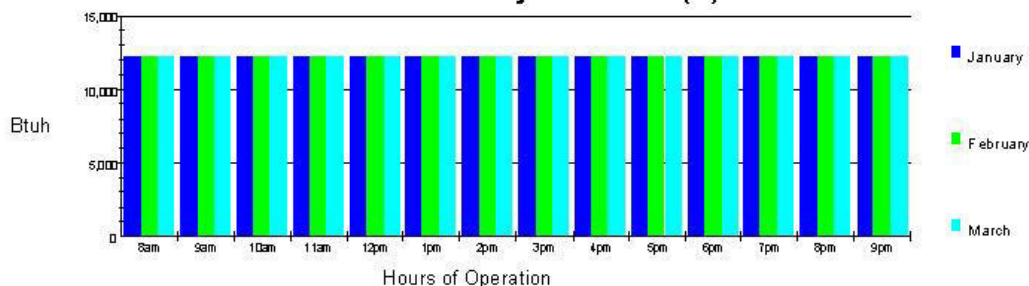


Air Handler Profile Graphs

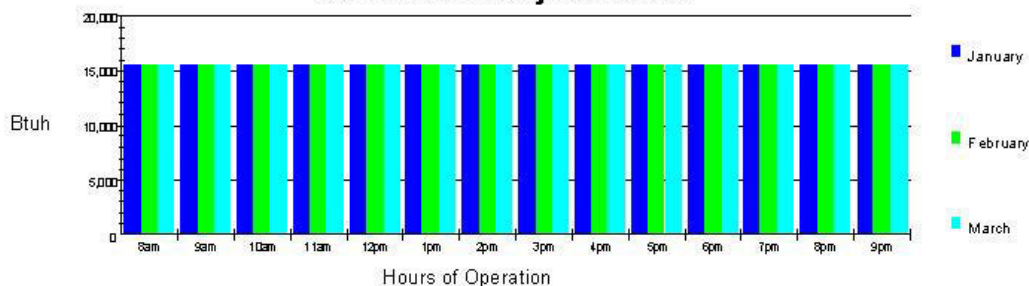
Air Handler 4 Adjusted Load



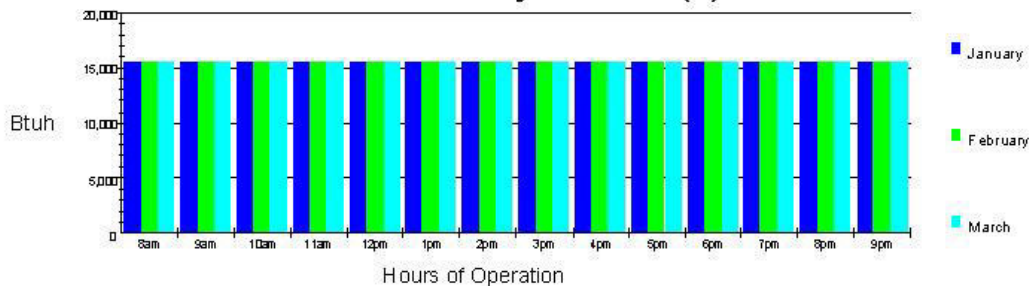
Air Handler 4 Adjusted Load (G)



Air Handler 5 Adjusted Load

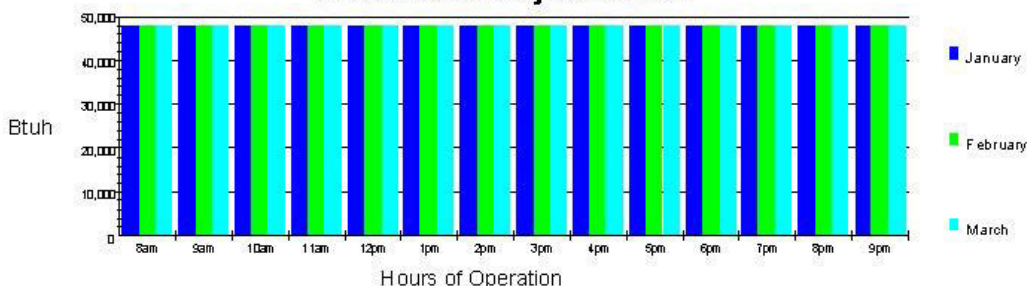


Air Handler 5 Adjusted Load (G)

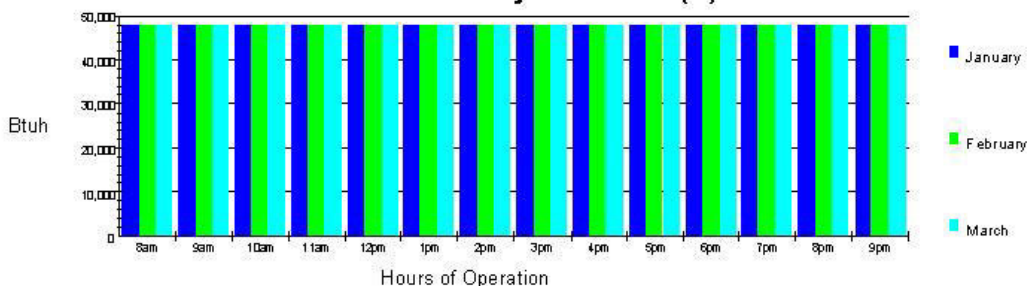


Air Handler Profile Graphs (cont'd)

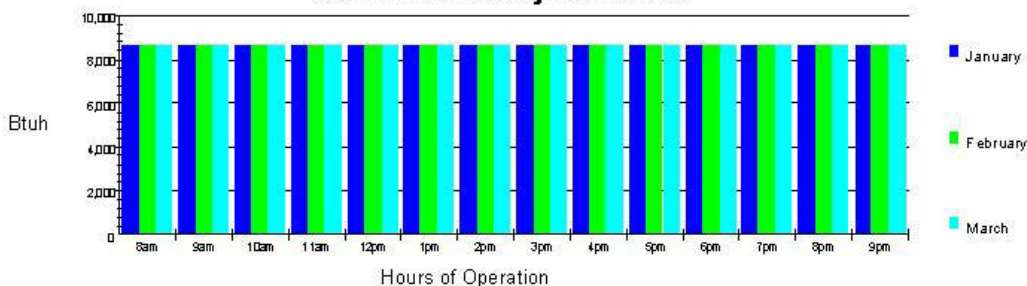
Air Handler 8 Adjusted Load



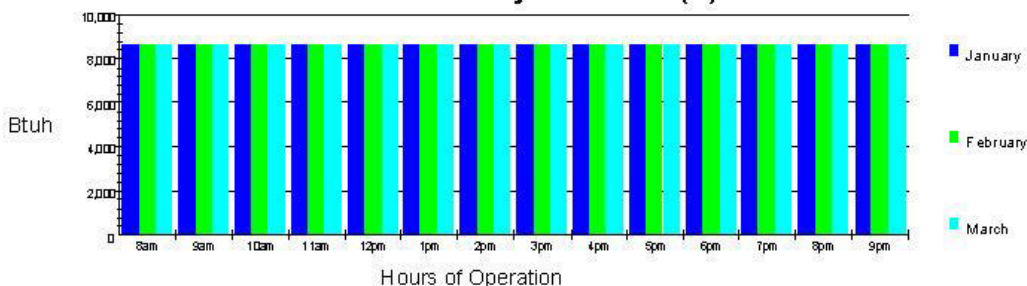
Air Handler 8 Adjusted Load (G)



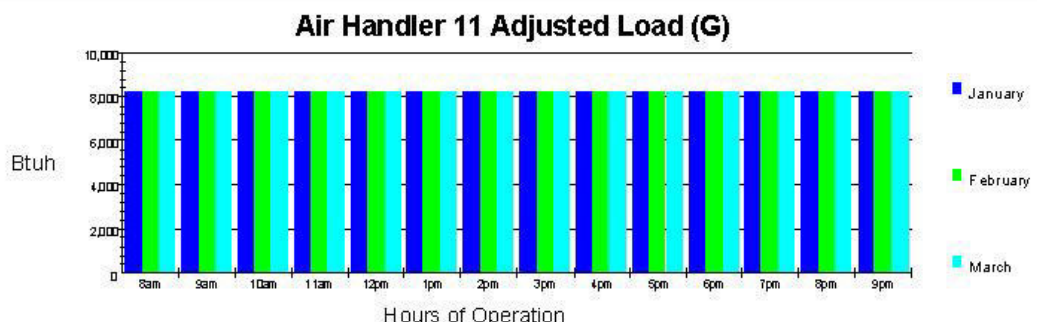
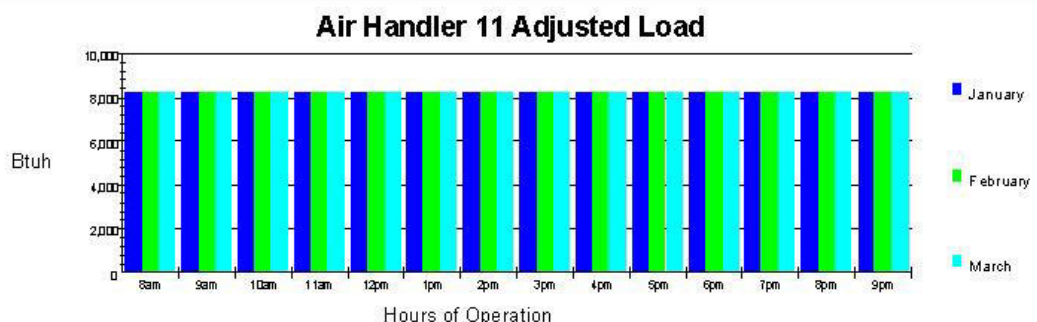
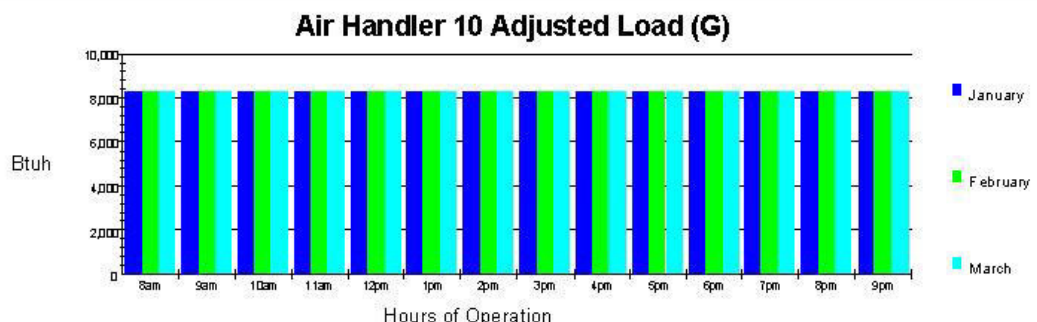
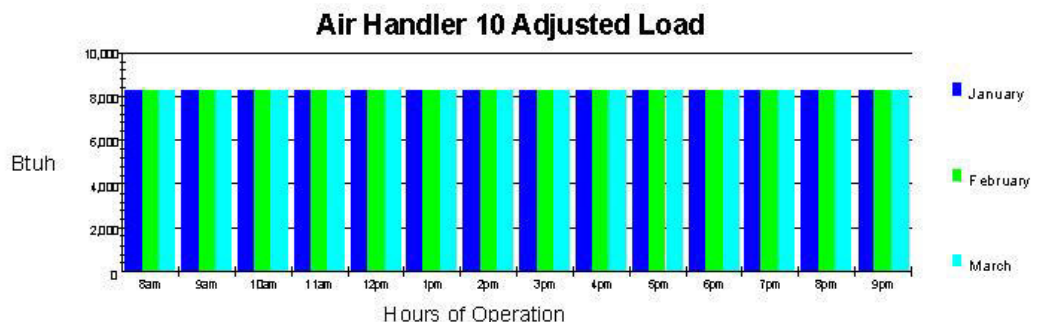
Air Handler 9 Adjusted Load



Air Handler 9 Adjusted Load (G)

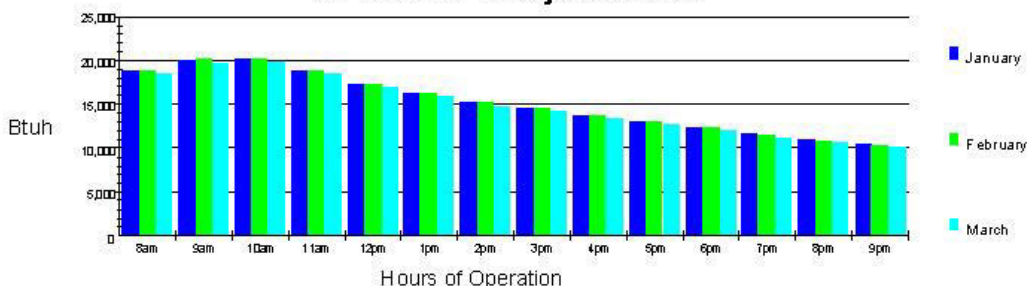


Air Handler Profile Graphs (cont'd)

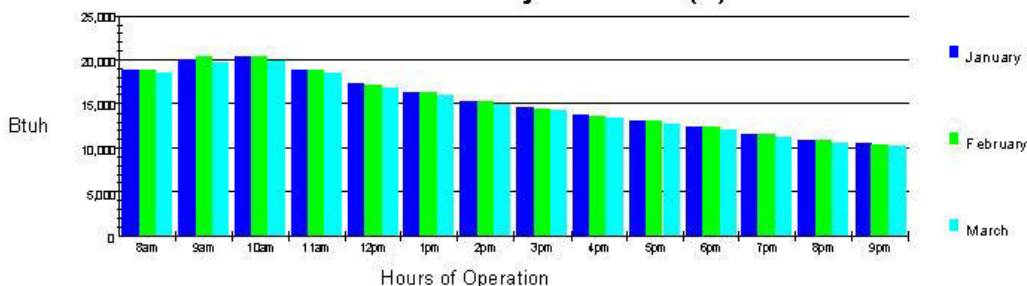


Air Handler Profile Graphs (cont'd)

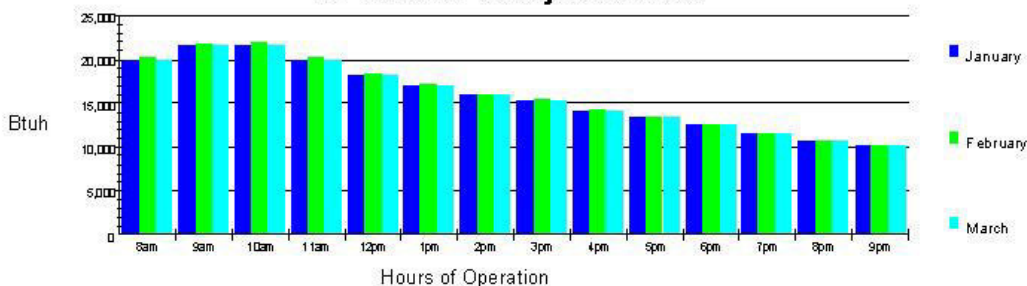
Air Handler 12 Adjusted Load



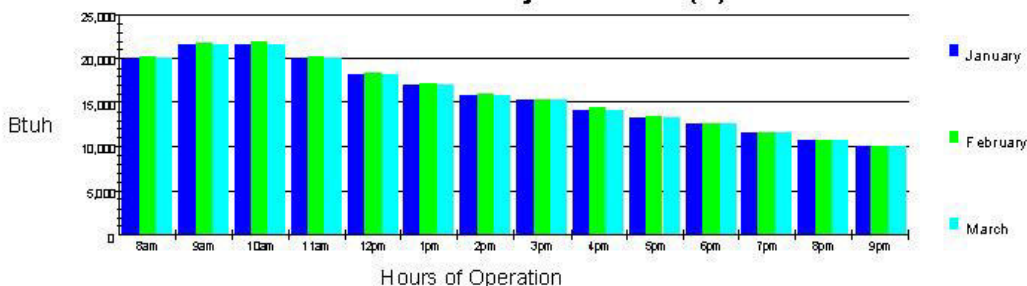
Air Handler 12 Adjusted Load (G)



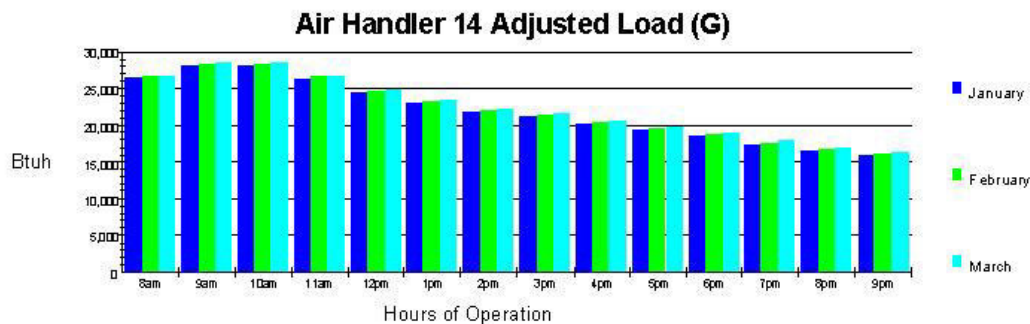
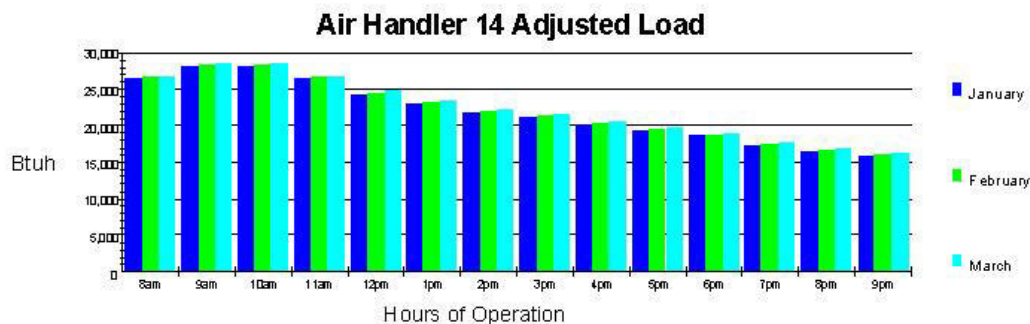
Air Handler 13 Adjusted Load



Air Handler 13 Adjusted Load (G)

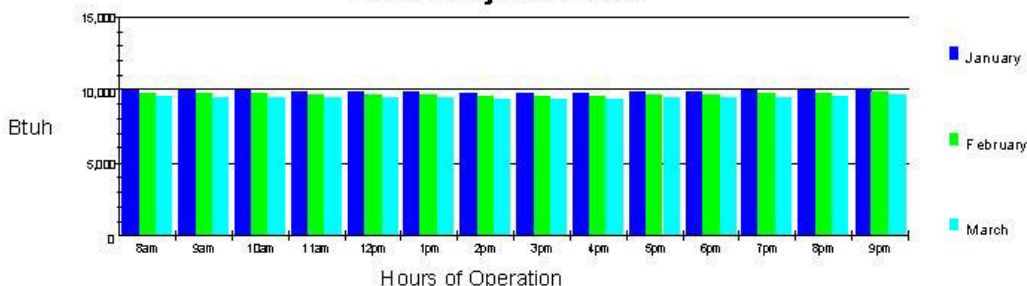


Air Handler Profile Graphs (cont'd)

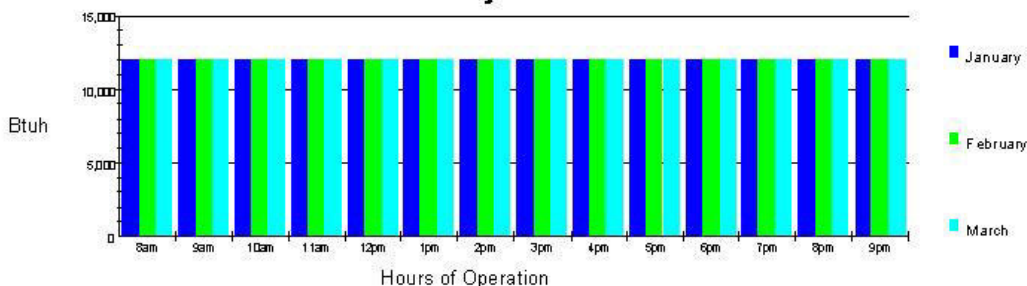


Zone Profile Graphs

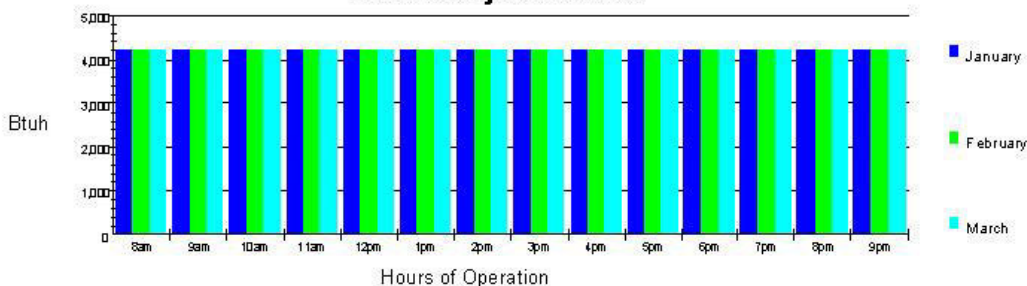
Zone 4 Adjusted Load



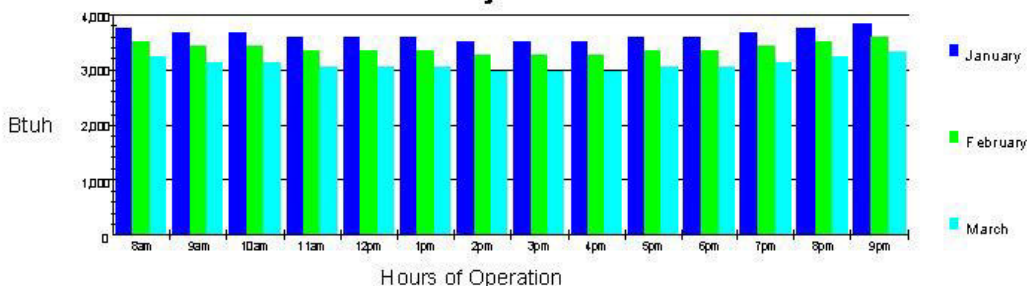
Zone 5 Adjusted Load



Zone 6 Adjusted Load

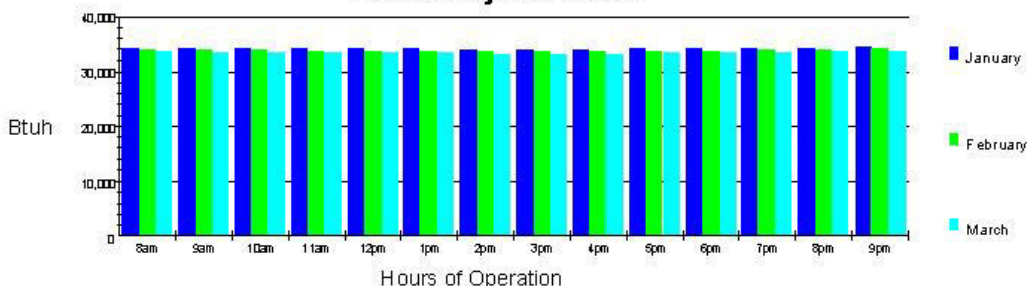


Zone 7 Adjusted Load

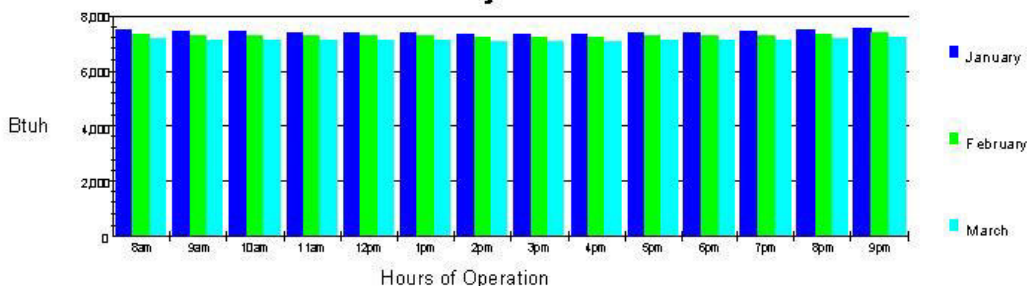


Zone Profile Graphs (cont'd)

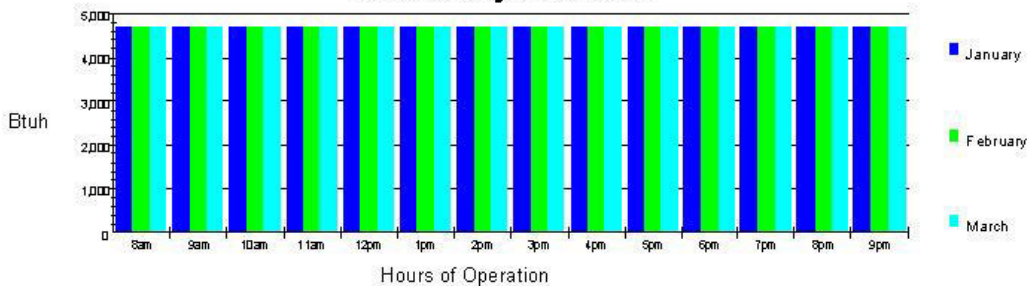
Zone 8 Adjusted Load



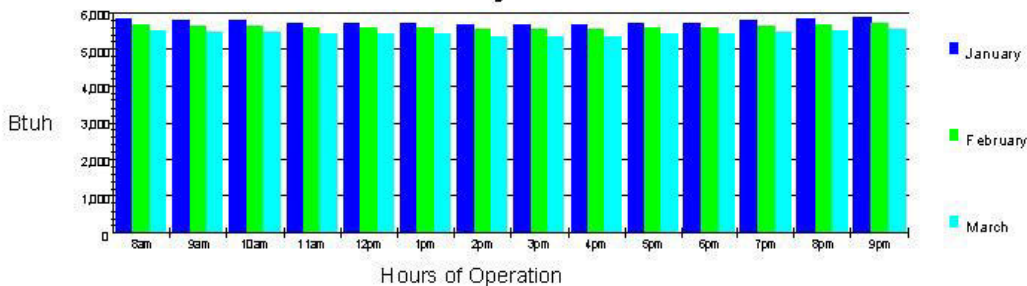
Zone 9 Adjusted Load

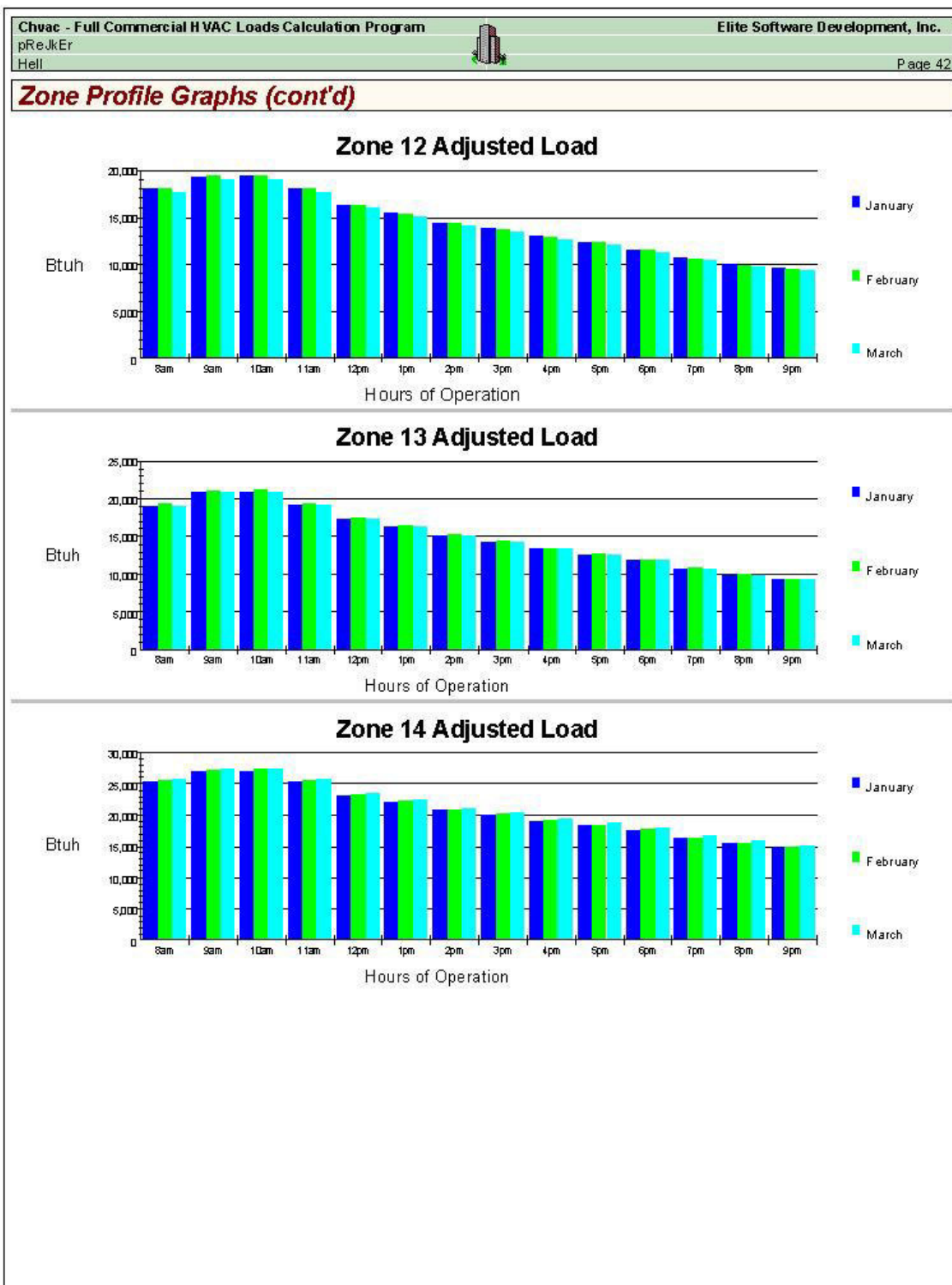



Zone 10 Adjusted Load





Zone 11 Adjusted Load








Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program				Elite Software Development, Inc.		
pReJkEr				Page 43		
Hell						
Air System #4 () Psychrometric Analysis						
System Load Analysis		Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition			61.634		55.196	
Draw-Thru Fan				0	0.000	0
Misc Load on Supply Side				0	0.000	0
Supply Air Duct				0	0.000	0
Zone Loads		731	3.103	7,542	19.804	347
Sensible Reserve				0	0.000	0
Zone Condition		731	64.737	7,542	75.000	347
Return Air Duct				0	0.000	
Return Air Plenum				0	0.000	
Misc Load on Return Side				0	0.000	
Vent Air 70 CFM		2,313	9.824	846	2.221	
Blow-Thru Fan				0	0.000	
Entering Coil Condition		3,043	74.561	8,388	77.221	347
General Psychrometric Equations Used In Analysis:						
PR = (Barometric pressure of site / Standard ASHRAE pressure of 29.921)						
TSH = PR x 1.10 x CFM x (DB entering - DB leaving)						
TLH = PR x 0.68 x CFM x (Grains entering - Grains leaving)						
GTH = PR x 4.50 x CFM x (Enthalpy entering - Enthalpy leaving)						
TSH = 0.998 x 1.10 x 347 x (77.221 - 55.196) = 8,388 Btuh						
TLH = 0.998 x 0.68 x 347 x (74.561 - 61.634) = 3,043 Btuh						
SUM = 11,431 Btuh						
GTH = 0.998 x 4.50 x 347 x (30.202 - 22.807) = 11,521 Btuh						
Total System Load = 11,431 Btuh						
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement						
Cooling GPM = 11,521 / (0.00 x 500) = 0.0 GPM						
Heating GPM = 0 / (0.00 x 500) = 0.0 GPM						
Steam Req. = 0 / 970 = 0.0 lb/hr						
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions			
Dry bulb temperature:		77.22	Dry bulb temperature:		75.00	
Wet bulb temperature:		65.35				
Relative humidity:		53.37				
Enthalpy:		30.20 Btu/lbm				
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions			
Dry bulb temperature:		55.20	Dry bulb temperature:		75.00	
Wet bulb temperature:		54.36				
Relative humidity:		95.00				
Enthalpy:		22.81 Btu/lbm				


Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program				Elite Software Development, Inc.		
pReJkEr				Page 44		
Hell						
Air System #5 () Psychrometric Analysis						
System Load Analysis		Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition			60.174		54.547	
Draw-Thru Fan				0	0.000	0
Misc Load on Supply Side				0	0.000	0
Supply Air Duct				0	0.000	0
Zone Loads		1,246	4,557	9,046	20.453	403
Sensible Reserve				0	0.000	0
Zone Condition		1,246	64.731	9,046	75.000	403
Return Air Duct				0	0.000	
Return Air Plenum				0	0.000	
Misc Load on Return Side				0	0.000	
Vent Air 80 CFM		2,643	9,668	967	2.185	
Blow-Thru Fan				0	0.000	
Entering Coil Condition		3,889	74.399	10,013	77.185	403
General Psychrometric Equations Used In Analysis:						
PR = (Barometric pressure of site / Standard ASHRAE pressure of 29.921)						
TSH = PR x 1.10 x CFM x (DB entering - DB leaving)						
TLH = PR x 0.68 x CFM x (Grains entering - Grains leaving)						
GTH = PR x 4.50 x CFM x (Enthalpy entering - Enthalpy leaving)						
TSH = 0.998 x 1.10 x 403 x (77.185 - 54.547) = 10,013 Btuh						
TLH = 0.998 x 0.68 x 403 x (74.399 - 60.174) = 3,889 Btuh						
SUM = 13,902 Btuh						
GTH = 0.998 x 4.50 x 403 x (30.168 - 22.422) = 14,015 Btuh						
Total System Load = 13,902 Btuh						
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement						
Cooling GPM = 14,015 / (0.00 x 500) = 0.0 GPM						
Heating GPM = 0 / (0.00 x 500) = 0.0 GPM						
Steam Req. = 0 / 970 = 0.0 lb/hr						
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions			
Dry bulb temperature: 77.19			Dry bulb temperature: 75.00			
Wet bulb temperature: 65.30						
Relative humidity: 53.31						
Enthalpy: 30.17 Btu/lbm						
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions			
Dry bulb temperature: 54.55			Dry bulb temperature: 75.00			
Wet bulb temperature: 53.73						
Relative humidity: 95.00						
Enthalpy: 22.42 Btu/lbm						


Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program				Elite Software Development, Inc.		
pReJkEr				Page 45		
Air System #6 () Psychrometric Analysis						
System Load Analysis		Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition			61.457		55.118	
Draw-Thru Fan				0	0.000	0
Misc Load on Supply Side				0	0.000	0
Supply Air Duct				0	0.000	0
Zone Loads		323	3.280	3,166	19.882	145
Sensible Reserve				0	0.000	0
Zone Condition		323	64.736	3,166	75.000	145
Return Air Duct				0	0.000	
Return Air Plenum				0	0.000	
Misc Load on Return Side				0	0.000	
Vent Air 50 CFM		1,652	16.784	604	3.794	
Blow-Thru Fan				0	0.000	
Entering Coil Condition		1,975	81.521	3,770	78.794	145
General Psychrometric Equations Used In Analysis:						
PR = (Barometric pressure of site / Standard ASHRAE pressure of 29.921)						
TSH = PR x 1.10 x CFM x (DB entering - DB leaving)						
TLH = PR x 0.68 x CFM x (Grains entering - Grains leaving)						
GTH = PR x 4.50 x CFM x (Enthalpy entering - Enthalpy leaving)						
TSH =		0.998	x	1.10	x	145 x (78.794 - 55.118) = 3,770 Btuh
TLH =		0.998	x	0.68	x	145 x (81.521 - 61.457) = 1,975 Btuh
SUM =						5,744 Btuh
GTH =		0.998	x	4.50	x	145 x (31.677 - 22.760) = 5,808 Btuh
Total System Load						= 5,744 Btuh
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement						
Cooling GPM =		5,808	/ (0.00	x	500) = 0.0 GPM
Heating GPM =		0	/ (0.00	x	500) = 0.0 GPM
Steam Req. =		0	/	970		= 0.0 lb/hr
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions			
Dry bulb temperature:		78.79	Dry bulb temperature:		75.00	
Wet bulb temperature:		67.24				
Relative humidity:		55.31				
Enthalpy:		31.68 Btu/lbm				
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions			
Dry bulb temperature:		55.12	Dry bulb temperature:		75.00	
Wet bulb temperature:		54.29				
Relative humidity:		95.00				
Enthalpy:		22.76 Btu/lbm				


Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program				Elite Software Development, Inc.												
pReJkEr				Page 46												
Hell																
Air System #7 () Psychrometric Analysis																
System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM											
Leaving Coil Condition		63.021		55.800												
Draw-Thru Fan			0	0.000	0											
Misc Load on Supply Side			0	0.000	0											
Supply Air Duct			0	0.000	0											
Zone Loads	159	1.709	2,881	19.200	137											
Sensible Reserve			0	0.000	0											
Zone Condition	159	64.730	2,881	75.000	137											
Return Air Duct			0	0.000												
Return Air Plenum			0	0.000												
Misc Load on Return Side			0	0.000												
Vent Air 50 CFM	1,652	17.811	604	4.026												
Blow-Thru Fan			0	0.000												
Entering Coil Condition	1,810	82.542	3,485	79.026	137											
General Psychrometric Equations Used In Analysis:																
PR = (Barometric pressure of site / Standard ASHRAE pressure of 29.921)																
TSH = PR x 1.10 x CFM x (DB entering - DB leaving)																
TLH = PR x 0.68 x CFM x (Grains entering - Grains leaving)																
GTH = PR x 4.50 x CFM x (Enthalpy entering - Enthalpy leaving)																
TSH	=	0.998	x	1.10	x	137	x	(79.026	-	55.800)	=	3,485	Btuh	
TLH	=	0.998	x	0.68	x	137	x	(82.542	-	63.021)	=	1,811	Btuh	
SUM	=													5,296	Btuh	
GTH	=	0.998	x	4.50	x	137	x	(31.893	-	23.169)	=	5,355	Btuh	
Total System Load														=	5,296	Btuh
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement																
Cooling GPM	=	5,355	/	(0.00	x	500)	=	0.0	GPM					
Heating GPM	=	0	/	(0.00	x	500)	=	0.0	GPM					
Steam Req.	=	0	/	970					=	0.0	lb./hr					
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions													
Dry bulb temperature:		79.03		Dry bulb temperature:	75.00											
Wet bulb temperature:		67.51														
Relative humidity:		55.56														
Enthalpy:		31.89	Btu/lbm													
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions													
Dry bulb temperature:		55.80		Dry bulb temperature:	75.00											
Wet bulb temperature:		54.96														
Relative humidity:		95.00														
Enthalpy:		23.17	Btu/lbm													


Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program				Elite Software Development, Inc.		
pReJkEr				Page 47		
Hell						
Air System #8 () Psychrometric Analysis						
System Load Analysis		Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition			59.937		54.441	
Draw-Thru Fan				0	0.000	0
Misc Load on Supply Side				0	0.000	0
Supply Air Duct				0	0.000	0
Zone Loads		3,715	4.801	25,733	20.559	1,140
Sensible Reserve				0	0.000	0
Zone Condition		3,715	64.739	25,733	75.000	1,140
Return Air Duct				0	0.000	
Return Air Plenum				0	0.000	
Misc Load on Return Side				0	0.000	
Vent Air 250 CFM		8,260	10.675	3,020	2.413	
Blow-Thru Fan				0	0.000	
Entering Coil Condition		11,975	75.413	28,754	77.413	1,140
General Psychrometric Equations Used In Analysis:						
PR = (Barometric pressure of site / Standard ASHRAE pressure of 29.921)						
TSH = PR x 1.10 x CFM x (DB entering - DB leaving)						
TLH = PR x 0.68 x CFM x (Grains entering - Grains leaving)						
GTH = PR x 4.50 x CFM x (Enthalpy entering - Enthalpy leaving)						
TSH = 0.998 x 1.10 x 1,140 x (77.413 - 54.441) = 28,754 Btuh						
TLH = 0.998 x 0.68 x 1,140 x (75.413 - 59.937) = 11,975 Btuh						
SUM = 40,729 Btuh						
GTH = 0.998 x 4.50 x 1,140 x (30.382 - 22.359) = 41,081 Btuh						
Total System Load = 40,729 Btuh						
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement						
Cooling GPM = 41,081 / (0.00 x 500) = 0.0 GPM						
Heating GPM = 0 / (0.00 x 500) = 0.0 GPM						
Steam Req. = 0 / 970 = 0.0 lb/hr						
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions			
Dry bulb temperature:		77.41	Dry bulb temperature:		75.00	
Wet bulb temperature:		65.58				
Relative humidity:		53.62				
Enthalpy:		30.38 Btu/lbm				
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions			
Dry bulb temperature:		54.44	Dry bulb temperature:		75.00	
Wet bulb temperature:		53.62				
Relative humidity:		95.00				
Enthalpy:		22.36 Btu/lbm				


Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program				Elite Software Development, Inc.		
pReJkEr				Page 48		
Air System #9 () Psychrometric Analysis						
System Load Analysis		Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition			61.860		55.295	
Draw-Thru Fan				0	0.000	0
Misc Load on Supply Side				0	0.000	0
Supply Air Duct				0	0.000	0
Zone Loads		510	2.877	5,646	19.705	261
Sensible Reserve				0	0.000	0
Zone Condition		510	64.737	5,646	75.000	261
Return Air Duct				0	0.000	
Return Air Plenum				0	0.000	
Misc Load on Return Side				0	0.000	
Vent Air 50 CFM		1,652	9.326	604	2.108	
Blow-Thru Fan				0	0.000	
Entering Coil Condition		2,162	74.064	6,250	77.108	261
General Psychrometric Equations Used In Analysis:						
PR = (Barometric pressure of site / Standard ASHRAE pressure of 29.921)						
TSH = PR x 1.10 x CFM x (DB entering - DB leaving)						
TLH = PR x 0.68 x CFM x (Grains entering - Grains leaving)						
GTH = PR x 4.50 x CFM x (Enthalpy entering - Enthalpy leaving)						
TSH = 0.998 x 1.10 x 261 x (77.108 - 55.295) = 6,250 Btuh						
TLH = 0.998 x 0.68 x 261 x (74.064 - 61.860) = 2,162 Btuh						
SUM = 8,412 Btuh						
GTH = 0.998 x 4.50 x 261 x (30.096 - 22.866) = 8,476 Btuh						
Total System Load = 8,412 Btuh						
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement						
Cooling GPM = 8,476 / (0.00 x 500) = 0.0 GPM						
Heating GPM = 0 / (0.00 x 500) = 0.0 GPM						
Steam Req. = 0 / 970 = 0.0 lb/hr						
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions			
Dry bulb temperature: 77.11			Dry bulb temperature: 75.00			
Wet bulb temperature: 65.21						
Relative humidity: 53.21						
Enthalpy: 30.10 Btu/lbm						
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions			
Dry bulb temperature: 55.30			Dry bulb temperature: 75.00			
Wet bulb temperature: 54.46						
Relative humidity: 95.00						
Enthalpy: 22.87 Btu/lbm						

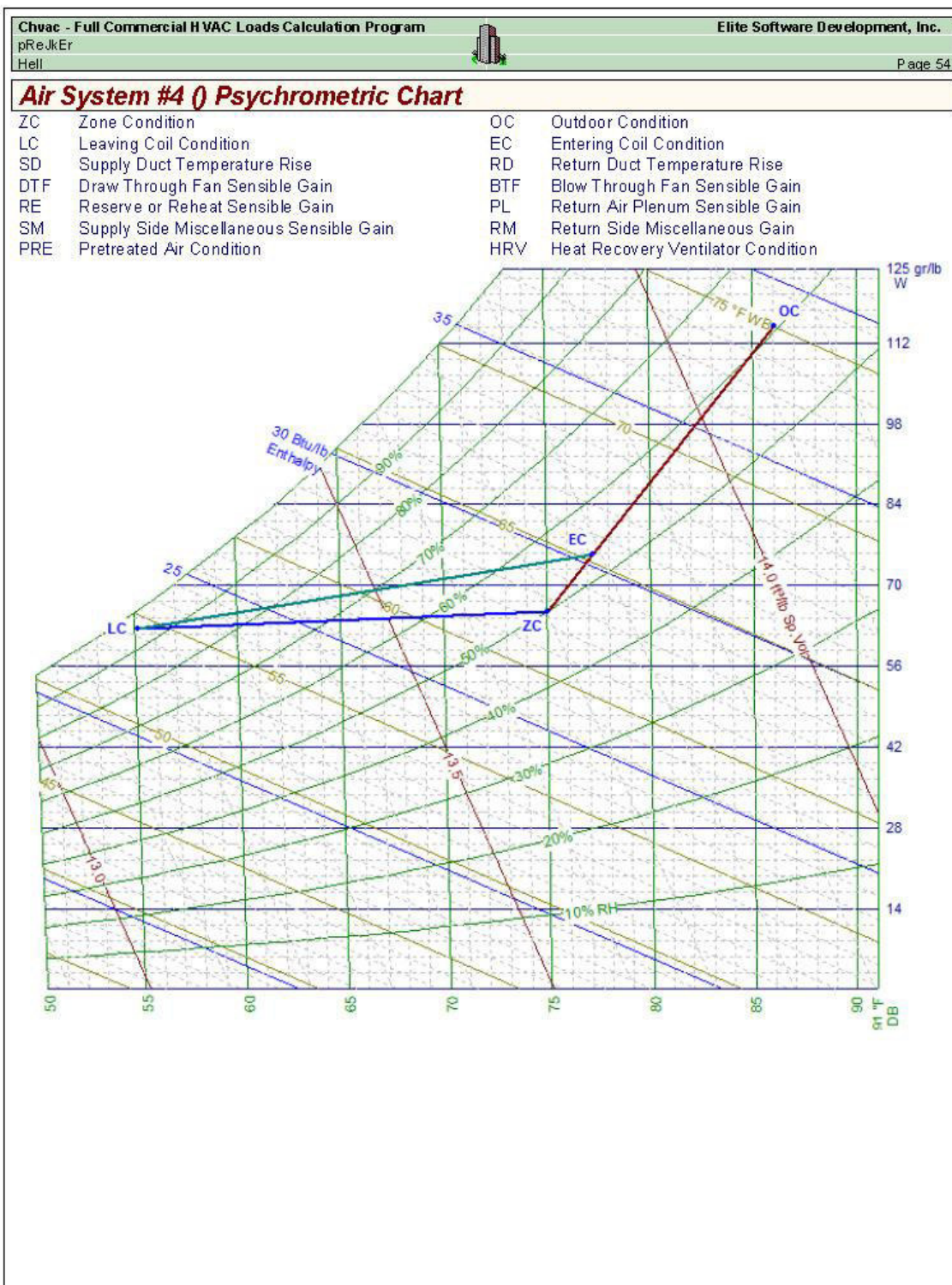
Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program				Elite Software Development, Inc.		
pReJkEr				Page 49		
Air System #10 () Psychrometric Analysis						
System Load Analysis		Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition			60.977		54.906	
Draw-Thru Fan				0	0.000	0
Misc Load on Supply Side				0	0.000	0
Supply Air Duct				0	0.000	0
Zone Loads	408	3.758	3,527	20.094	160	
Sensible Reserve				0	0.000	0
Zone Condition		408	64.735	3,527	75.000	160
Return Air Duct				0	0.000	
Return Air Plenum				0	0.000	
Misc Load on Return Side				0	0.000	
Vent Air 50 CFM	1,652	15.226	604	3.442		
Blow-Thru Fan				0	0.000	
Entering Coil Condition		2,060	79.961	4,131	78.442	160
General Psychrometric Equations Used In Analysis:						
PR = (Barometric pressure of site / Standard ASHRAE pressure of 29.921)						
TSH = PR x 1.10 x CFM x (DB entering - DB leaving)						
TLH = PR x 0.68 x CFM x (Grains entering - Grains leaving)						
GTH = PR x 4.50 x CFM x (Enthalpy entering - Enthalpy leaving)						
TSH	=	0.998	x	1.10	x	160 x (78.442 - 54.906) = 4,131 Btuh
TLH	=	0.998	x	0.68	x	160 x (79.961 - 60.977) = 2,060 Btuh
SUM	=					6,191 Btuh
GTH	=	0.998	x	4.50	x	160 x (31.346 - 22.634) = 6,255 Btuh
Total System Load						= 6,191 Btuh
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement						
Cooling GPM	=	6,255	/ (0.00	x	500) = 0.0 GPM
Heating GPM	=	0	/ (0.00	x	500) = 0.0 GPM
Steam Req.	=	0	/	970		= 0.0 lb/hr
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions			
Dry bulb temperature:	78.44		Dry bulb temperature:	75.00		
Wet bulb temperature:	66.82					
Relative humidity:	54.91					
Enthalpy:	31.35 Btu/lbm					
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions			
Dry bulb temperature:	54.91		Dry bulb temperature:	75.00		
Wet bulb temperature:	54.08					
Relative humidity:	95.00					
Enthalpy:	22.63 Btu/lbm					

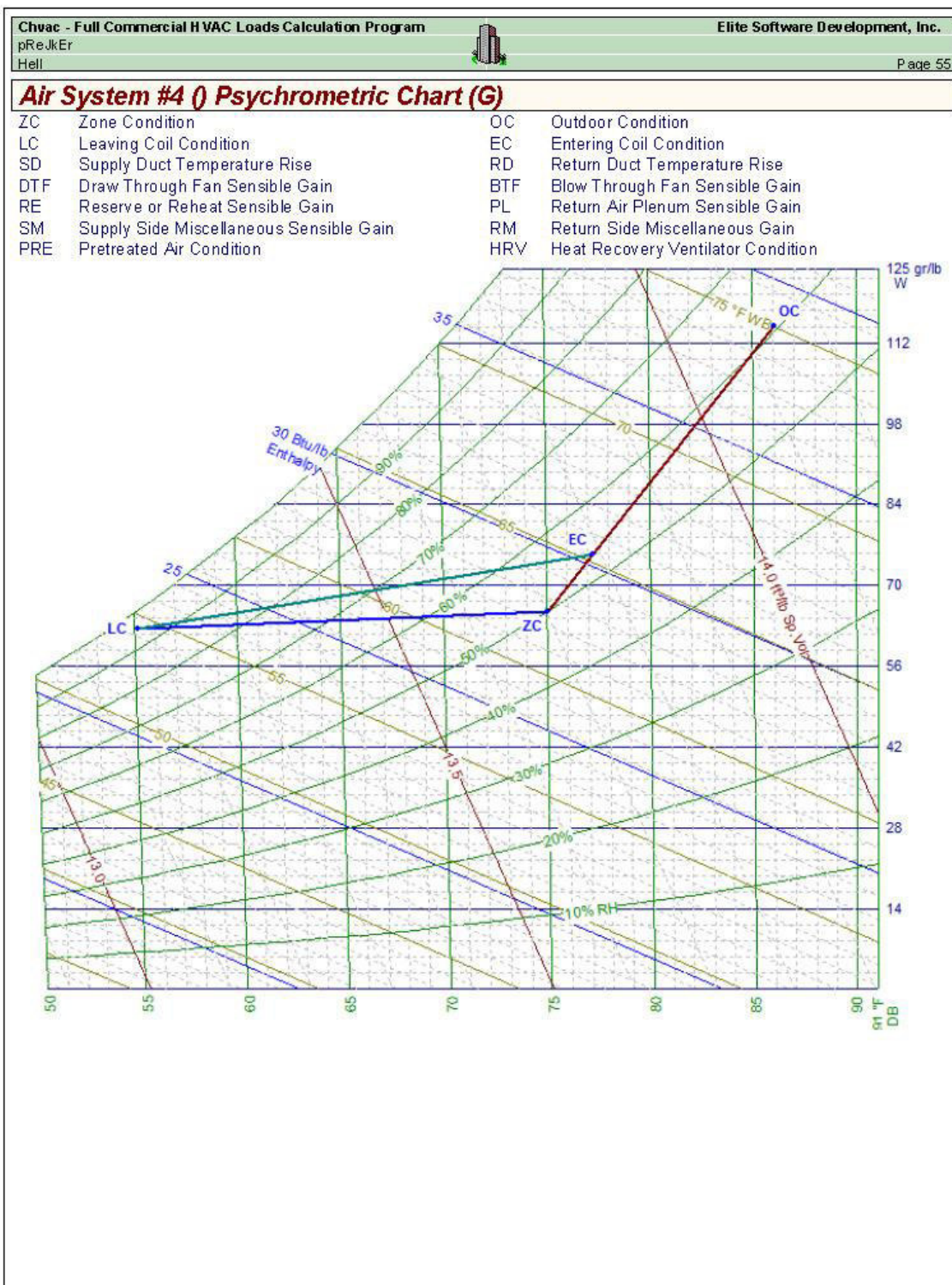
Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program				Elite Software Development, Inc.		
pReJkEr				Page 50		
Air System #11 () Psychrometric Analysis						
System Load Analysis		Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition			61.874		55.301	
Draw-Thru Fan				0	0.000	0
Misc Load on Supply Side				0	0.000	0
Supply Air Duct				0	0.000	0
Zone Loads		396	2.864	4,411	19.699	204
Sensible Reserve				0	0.000	0
Zone Condition		396	64.737	4,411	75.000	204
Return Air Duct				0	0.000	
Return Air Plenum				0	0.000	
Misc Load on Return Side				0	0.000	
Vent Air 50 CFM		1,652	11.934	604	2.698	
Blow-Thru Fan				0	0.000	
Entering Coil Condition		2,048	76.671	5,015	77.698	204
General Psychrometric Equations Used In Analysis:						
PR = (Barometric pressure of site / Standard ASHRAE pressure of 29.921)						
TSH = PR x 1.10 x CFM x (DB entering - DB leaving)						
TLH = PR x 0.68 x CFM x (Grains entering - Grains leaving)						
GTH = PR x 4.50 x CFM x (Enthalpy entering - Enthalpy leaving)						
TSH = 0.998 x 1.10 x 204 x (77.698 - 55.301) = 5,015 Btuh						
TLH = 0.998 x 0.68 x 204 x (76.671 - 61.874) = 2,048 Btuh						
SUM = 7,064 Btuh						
GTH = 0.998 x 4.50 x 204 x (30.649 - 22.869) = 7,126 Btuh						
Total System Load = 7,064 Btuh						
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement						
Cooling GPM = 7,126 / (0.00 x 500) = 0.0 GPM						
Heating GPM = 0 / (0.00 x 500) = 0.0 GPM						
Steam Req. = 0 / 970 = 0.0 lb/hr						
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions			
Dry bulb temperature: 77.70			Dry bulb temperature: 75.00			
Wet bulb temperature: 65.93						
Relative humidity: 54.00						
Enthalpy: 30.65 Btu/lbm						
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions			
Dry bulb temperature: 55.30			Dry bulb temperature: 75.00			
Wet bulb temperature: 54.47						
Relative humidity: 95.00						
Enthalpy: 22.87 Btu/lbm						

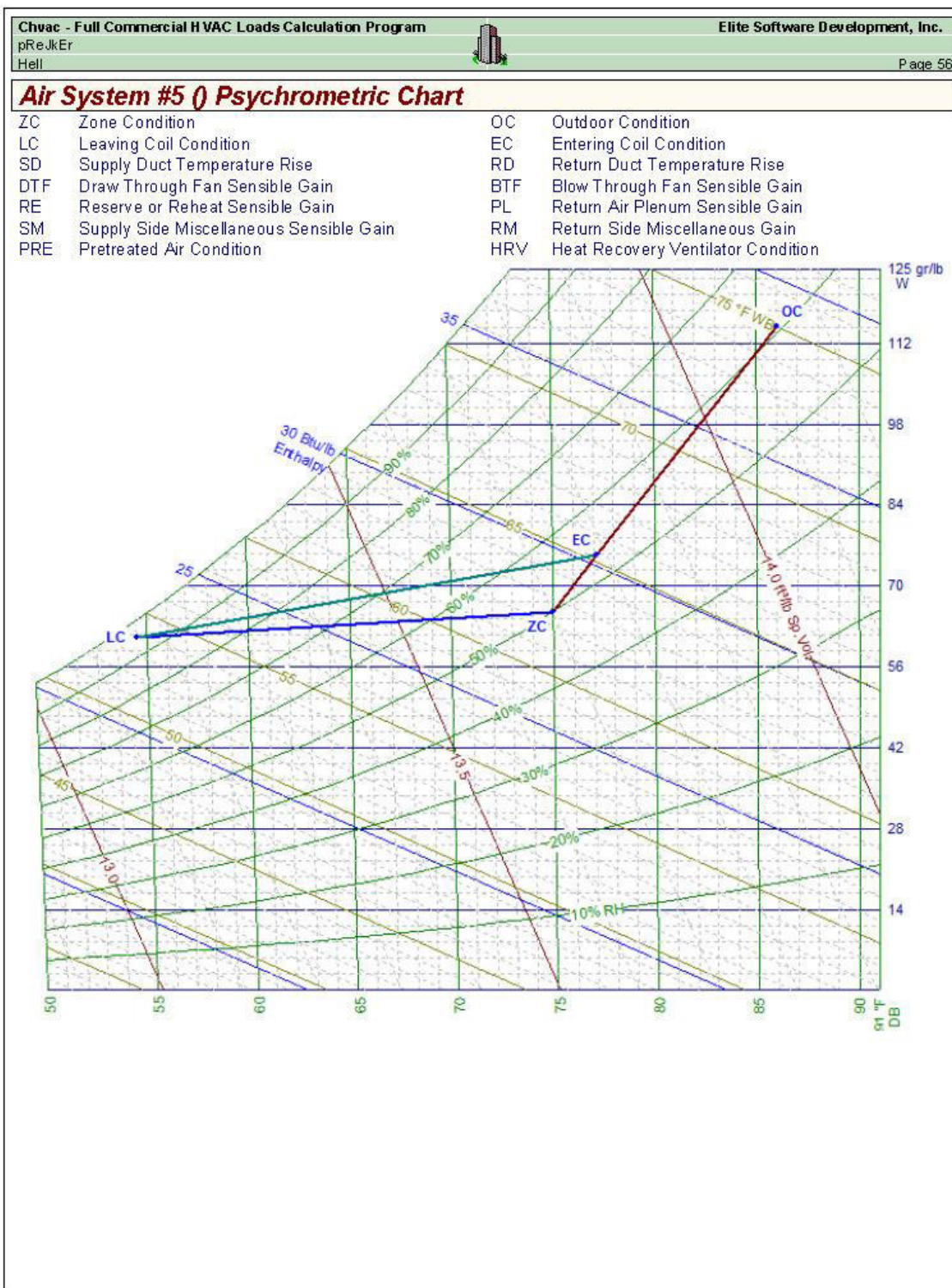
Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program				Elite Software Development, Inc.		
pReJkEr				Page 51		
Air System #12 () Psychrometric Analysis						
System Load Analysis		Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition			63.630		56.062	
Draw-Thru Fan				0	0.000	0
Misc Load on Supply Side				0	0.000	0
Supply Air Duct				0	0.000	0
Zone Loads		532	1.117	14,601	18.938	702
Sensible Reserve				0	0.000	0
Zone Condition		532	64.747	14,601	75.000	702
Return Air Duct				0	0.000	
Return Air Plenum				0	0.000	
Misc Load on Return Side				0	0.000	
Vent Air 50 CFM		1,652	3.466	604	0.784	
Blow-Thru Fan				0	0.000	
Entering Coil Condition		2,184	68.213	15,205	75.784	702
General Psychrometric Equations Used In Analysis:						
PR = (Barometric pressure of site / Standard ASHRAE pressure of 29.921)						
TSH = PR x 1.10 x CFM x (DB entering - DB leaving)						
TLH = PR x 0.68 x CFM x (Grains entering - Grains leaving)						
GTH = PR x 4.50 x CFM x (Enthalpy entering - Enthalpy leaving)						
TSH = 0.998 x 1.10 x 702 x (75.784 - 56.062) = 15,205 Btuh						
TLH = 0.998 x 0.68 x 702 x (68.213 - 63.630) = 2,184 Btuh						
SUM = 17,389 Btuh						
GTH = 0.998 x 4.50 x 702 x (28.857 - 23.327) = 17,440 Btuh						
Total System Load = 17,389 Btuh						
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement						
Cooling GPM = 17,440 / (0.00 x 500) = 0.0 GPM						
Heating GPM = 0 / (0.00 x 500) = 0.0 GPM						
Steam Req. = 0 / 970 = 0.0 lb/hr						
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions			
Dry bulb temperature: 75.78			Dry bulb temperature: 75.00			
Wet bulb temperature: 63.55						
Relative humidity: 51.29						
Enthalpy: 28.86 Btu/lbm						
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions			
Dry bulb temperature: 56.06			Dry bulb temperature: 75.00			
Wet bulb temperature: 55.22						
Relative humidity: 95.00						
Enthalpy: 23.33 Btu/lbm						

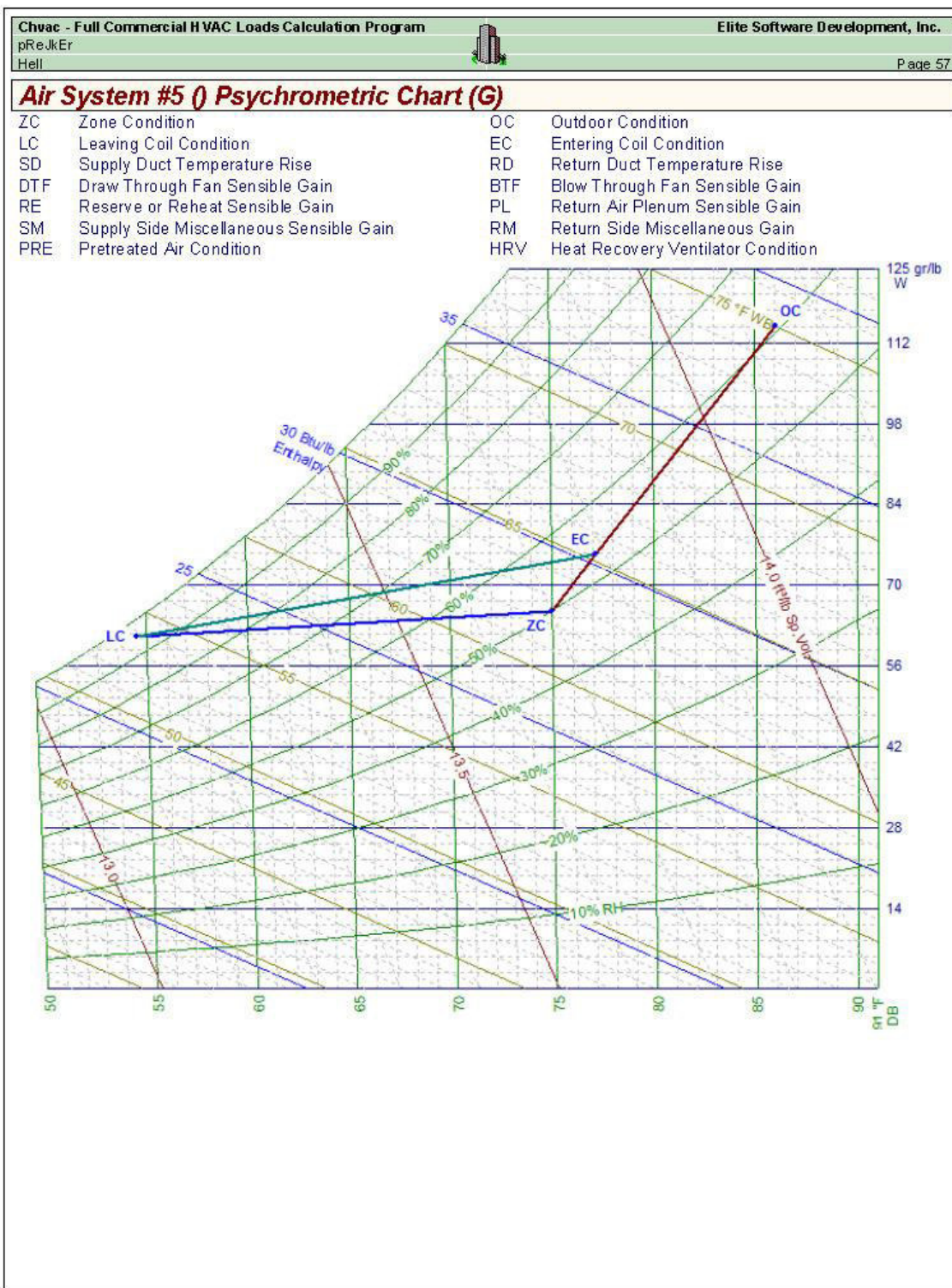
Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program				Elite Software Development, Inc.		
pReJkEr				Page 52		
Hell						
Air System #13 () Psychrometric Analysis						
System Load Analysis		Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition			63.729		56.104	
Draw-Thru Fan				0	0.000	0
Misc Load on Supply Side				0	0.000	0
Supply Air Duct				0	0.000	0
Zone Loads		521	1.010	15,775	18.896	760
Sensible Reserve				0	0.000	0
Zone Condition		521	64.739	15,775	75.000	760
Return Air Duct				0	0.000	
Return Air Plenum				0	0.000	
Misc Load on Return Side				0	0.000	
Vent Air 50 CFM		1,652	3.201	604	0.724	
Blow-Thru Fan				0	0.000	
Entering Coil Condition		2,173	67.940	16,379	75.724	760
General Psychrometric Equations Used In Analysis:						
PR = (Barometric pressure of site / Standard ASHRAE pressure of 29.921)						
TSH = PR x 1.10 x CFM x (DB entering - DB leaving)						
TLH = PR x 0.68 x CFM x (Grains entering - Grains leaving)						
GTH = PR x 4.50 x CFM x (Enthalpy entering - Enthalpy leaving)						
TSH = 0.998 x 1.10 x 760 x (75.724 - 56.104) = 16,379 Btuh						
TLH = 0.998 x 0.68 x 760 x (67.940 - 63.729) = 2,173 Btuh						
SUM = ----- Btuh						
GTH = 0.998 x 4.50 x 760 x (28.800 - 23.353) = 18,601 Btuh						
Total System Load = 18,552 Btuh						
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement						
Cooling GPM = 18,601 / (0.00 x 500) = 0.0 GPM						
Heating GPM = 0 / (0.00 x 500) = 0.0 GPM						
Steam Req. = 0 / 970 = 0.0 lb/hr						
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions			
Dry bulb temperature:		75.72	Dry bulb temperature:		75.00	
Wet bulb temperature:		63.47				
Relative humidity:		51.19				
Enthalpy:		28.80 Btu/lbm				
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions			
Dry bulb temperature:		56.10	Dry bulb temperature:		75.00	
Wet bulb temperature:		55.26				
Relative humidity:		95.00				
Enthalpy:		23.35 Btu/lbm				

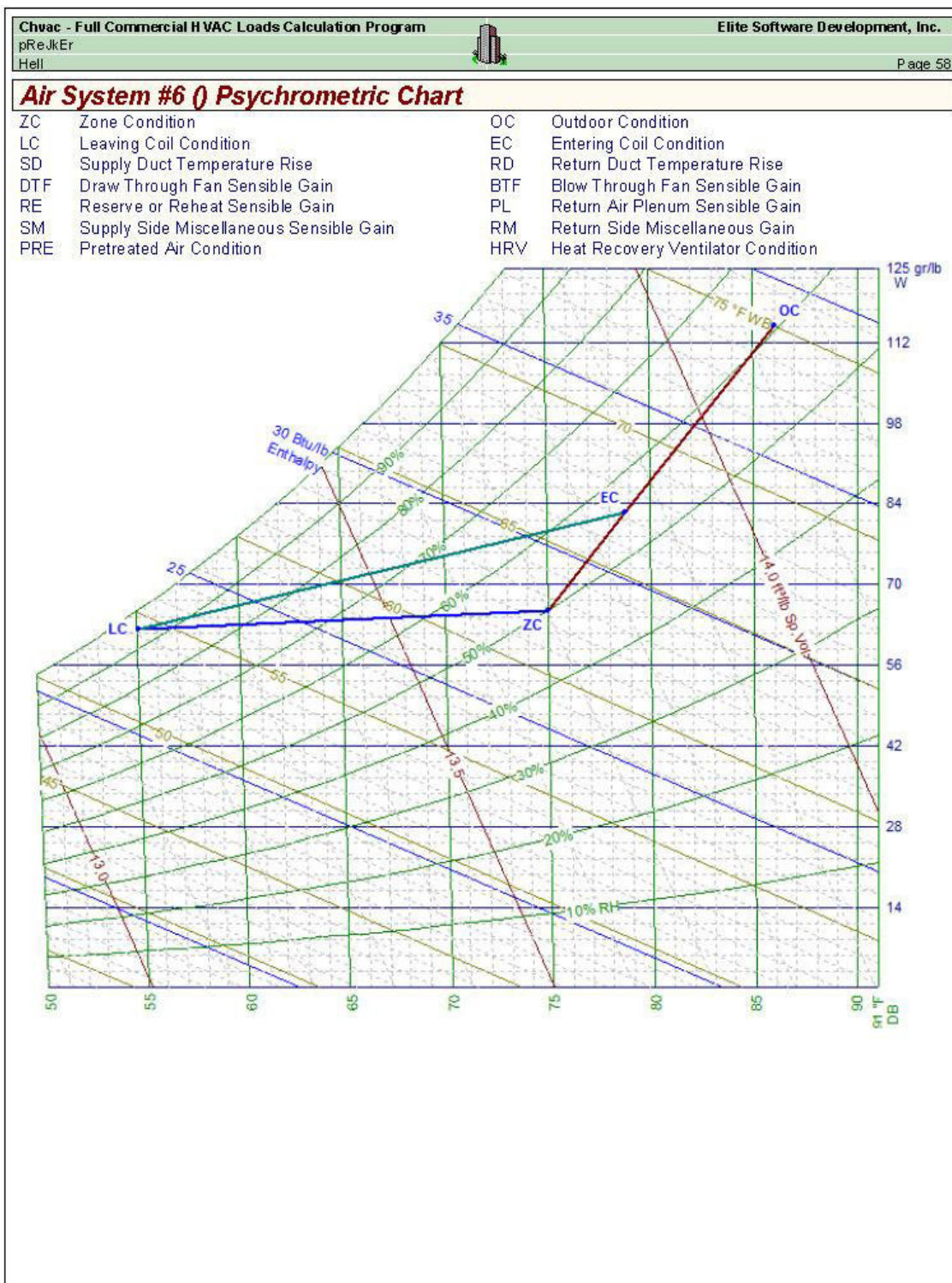
Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program					Elite Software Development, Inc.	
pReJkEr					Page 53	
Air System #14 () Psychrometric Analysis						
System Load Analysis		Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition			63.061		55.817	
Draw-Thru Fan				0	0.000	0
Misc Load on Supply Side				0	0.000	0
Supply Air Duct				0	0.000	0
Zone Loads		1,104	1.670	20,514	19.183	974
Sensible Reserve				0	0.000	0
Zone Condition		1,104	64.731	20,514	75.000	974
Return Air Duct				0	0.000	
Return Air Plenum				0	0.000	
Misc Load on Return Side				0	0.000	
Vent Air 70 CFM		2,313	3.499	846	0.791	
Blow-Thru Fan				0	0.000	
Entering Coil Condition		3,417	68.230	21,360	75.791	974
General Psychrometric Equations Used In Analysis:						
PR = (Barometric pressure of site / Standard ASHRAE pressure of 29.921)						
TSH = PR x 1.10 x CFM x (DB entering - DB leaving)						
TLH = PR x 0.68 x CFM x (Grains entering - Grains leaving)						
GTH = PR x 4.50 x CFM x (Enthalpy entering - Enthalpy leaving)						
TSH = 0.998 x 1.10 x 974 x (75.791 - 55.817) = 21,360 Btuh						
TLH = 0.998 x 0.68 x 974 x (68.230 - 63.061) = 3,417 Btuh						
SUM = 24,777 Btuh						
GTH = 0.998 x 4.50 x 974 x (28.861 - 23.179) = 24,858 Btuh						
Total System Load = 24,777 Btuh						
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement						
Cooling GPM = 24,858 / (0.00 x 500) = 0.0 GPM						
Heating GPM = 0 / (0.00 x 500) = 0.0 GPM						
Steam Req. = 0 / 970 = 0.0 lb/hr						
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions			
Dry bulb temperature: 75.79			Dry bulb temperature: 75.00			
Wet bulb temperature: 63.56						
Relative humidity: 51.29						
Enthalpy: 28.86 Btu/lbm						
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions			
Dry bulb temperature: 55.82			Dry bulb temperature: 75.00			
Wet bulb temperature: 54.98						
Relative humidity: 95.00						
Enthalpy: 23.18 Btu/lbm						

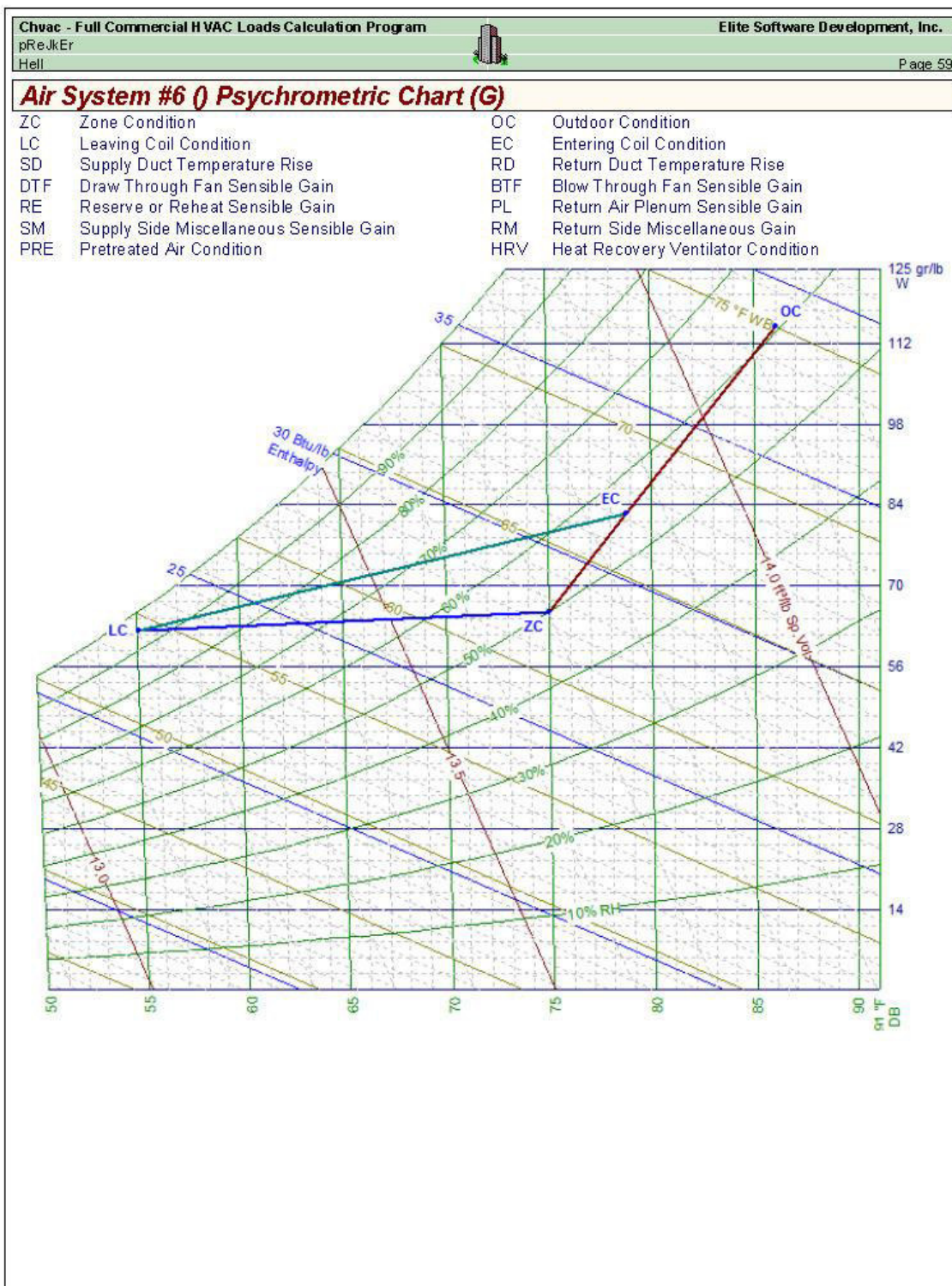


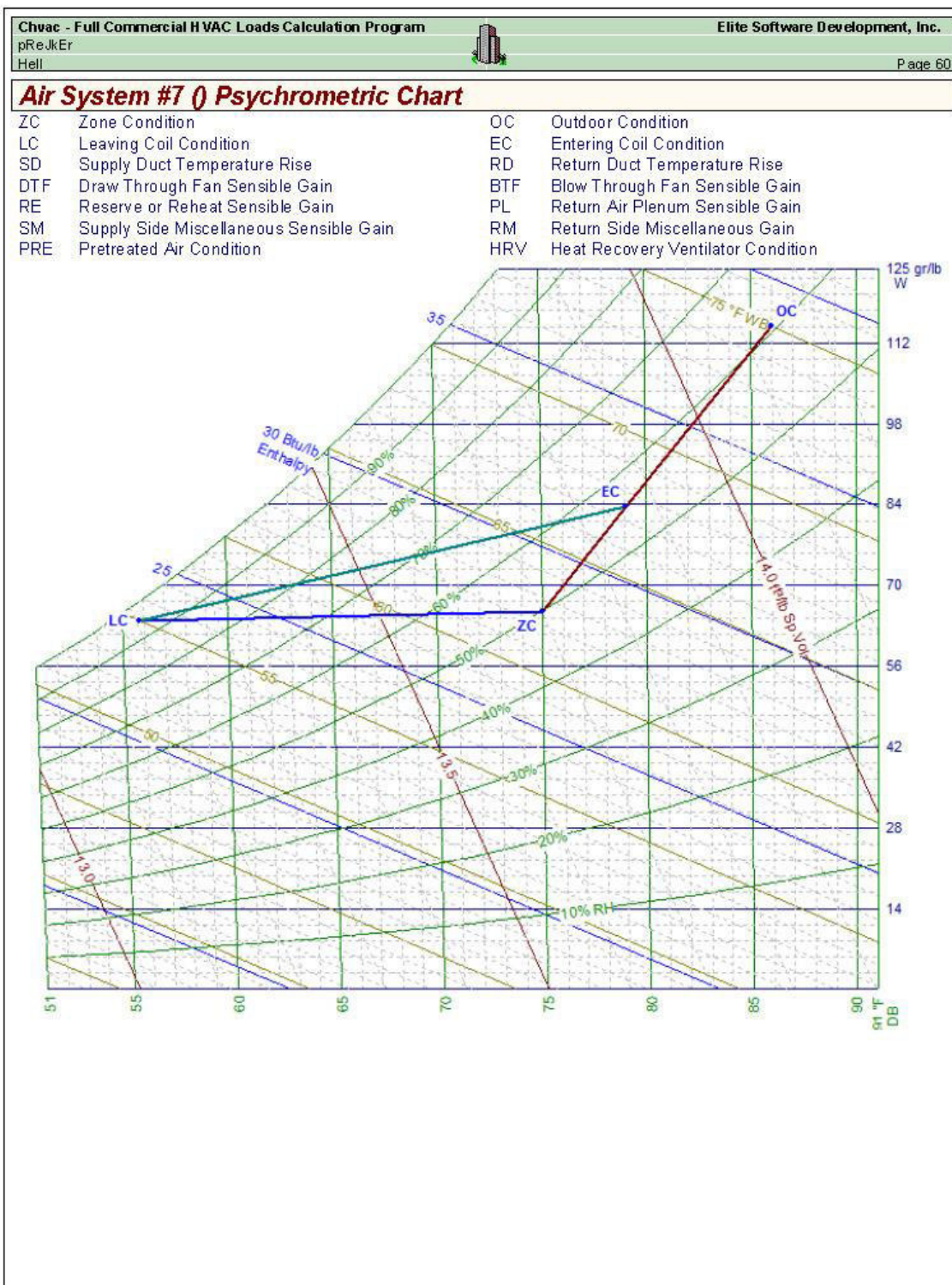


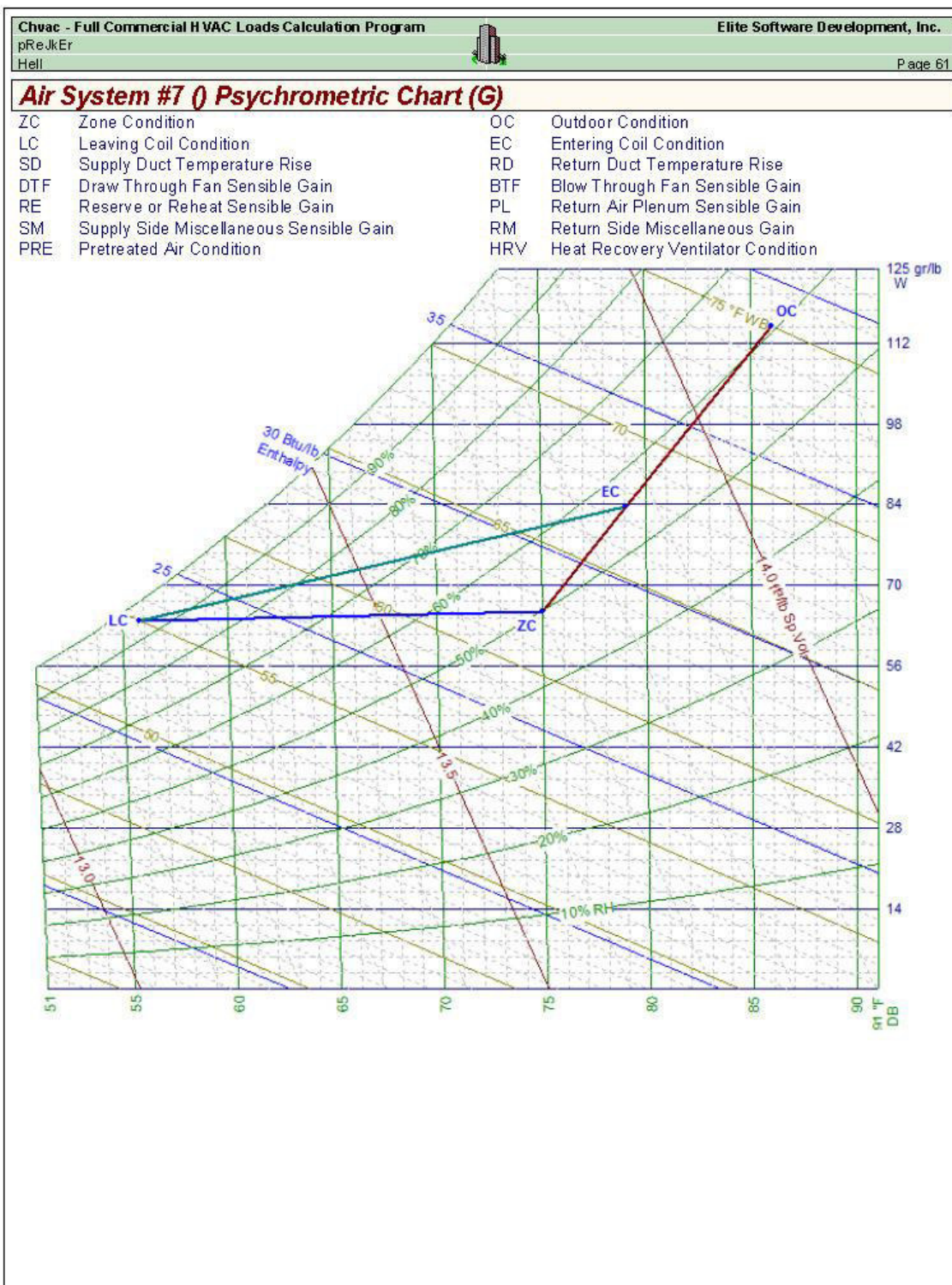


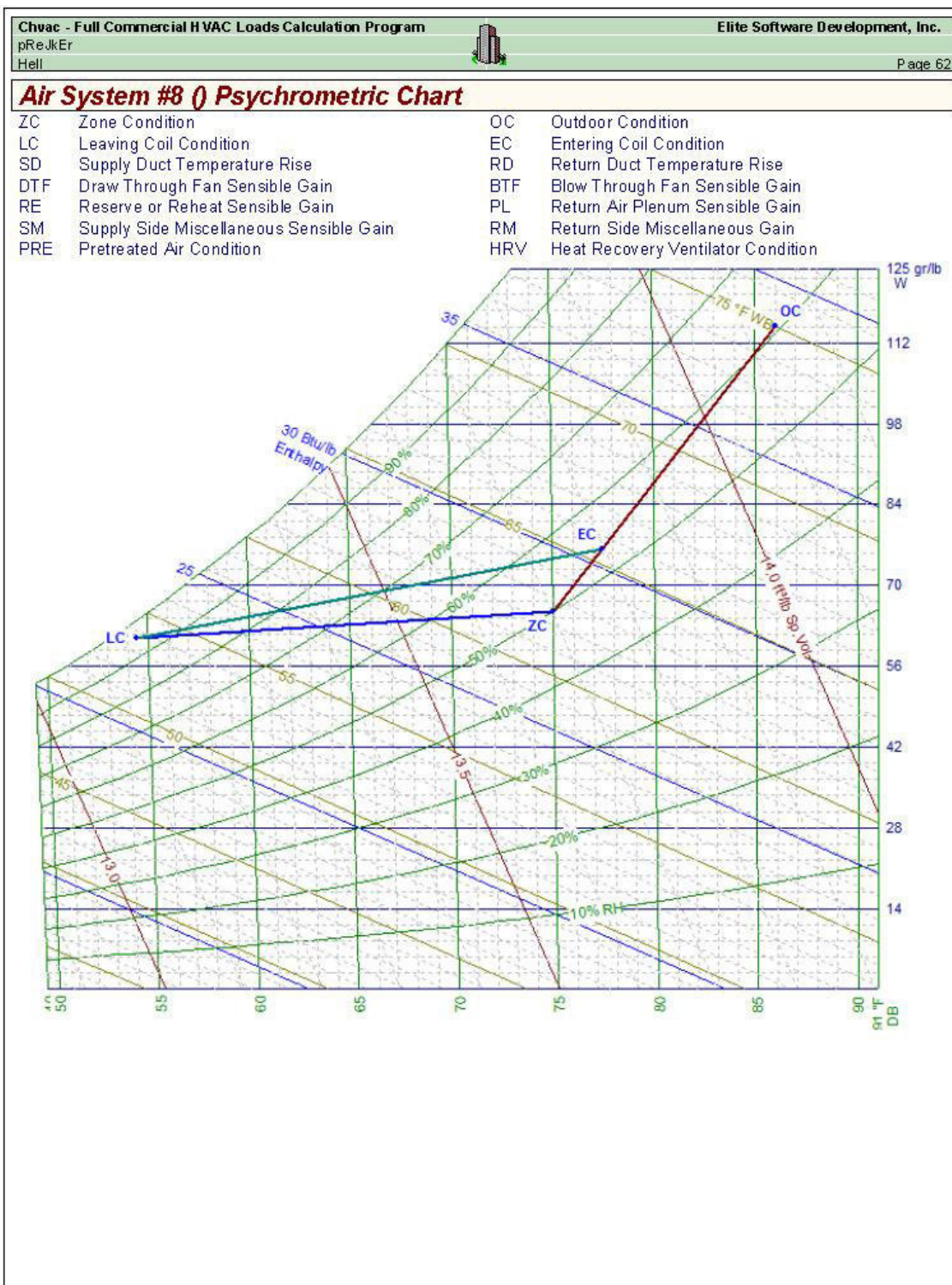


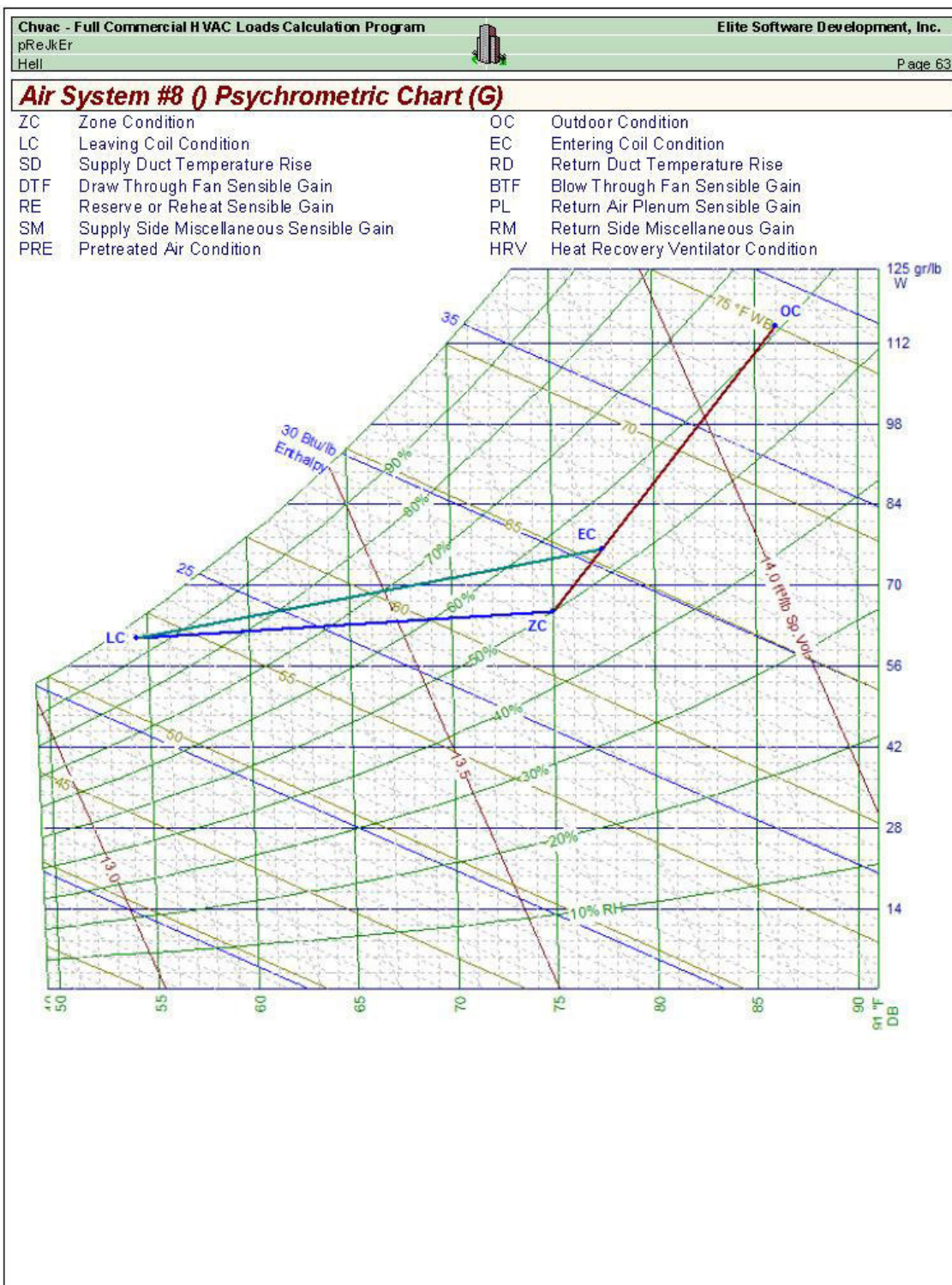


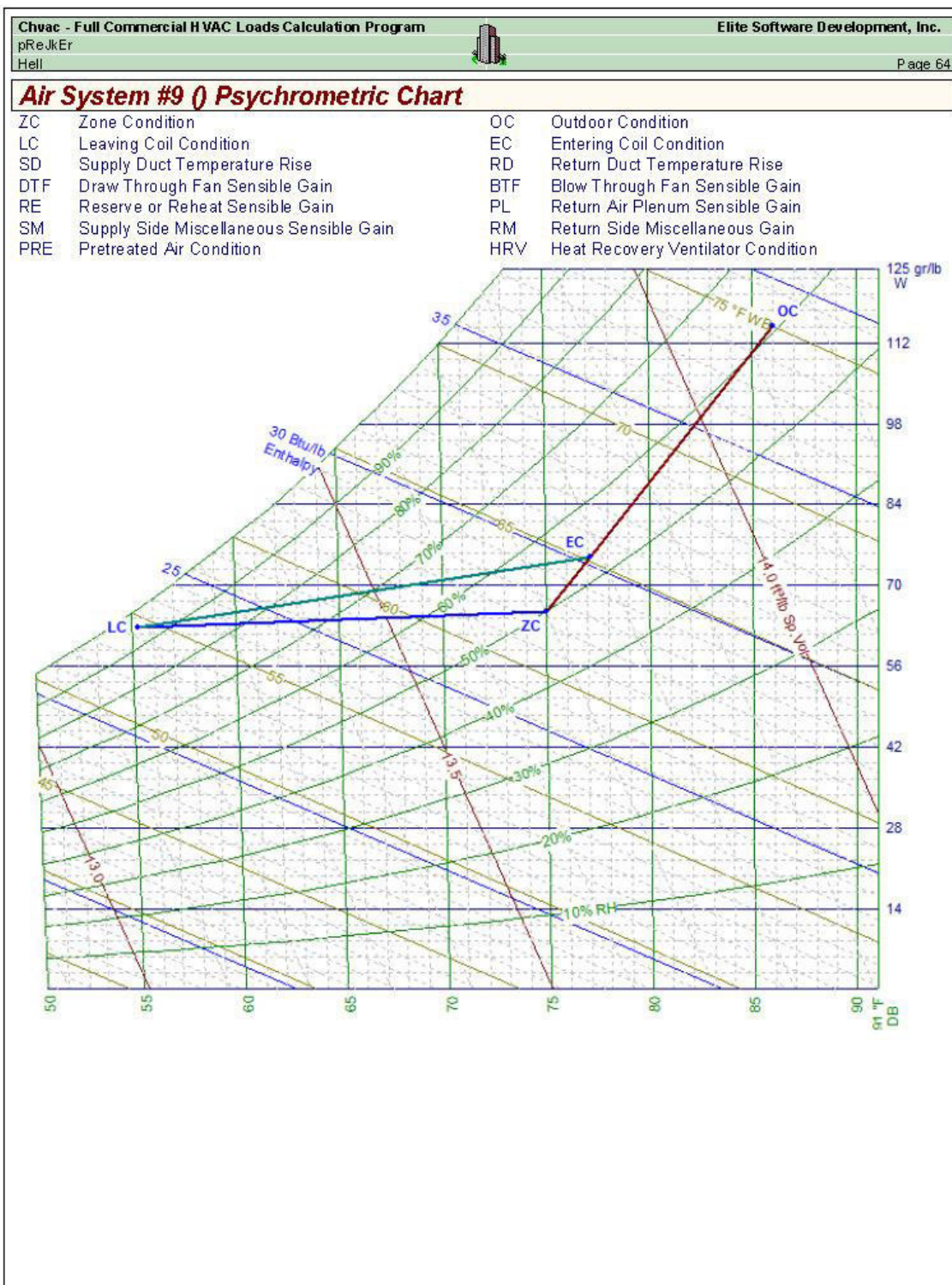


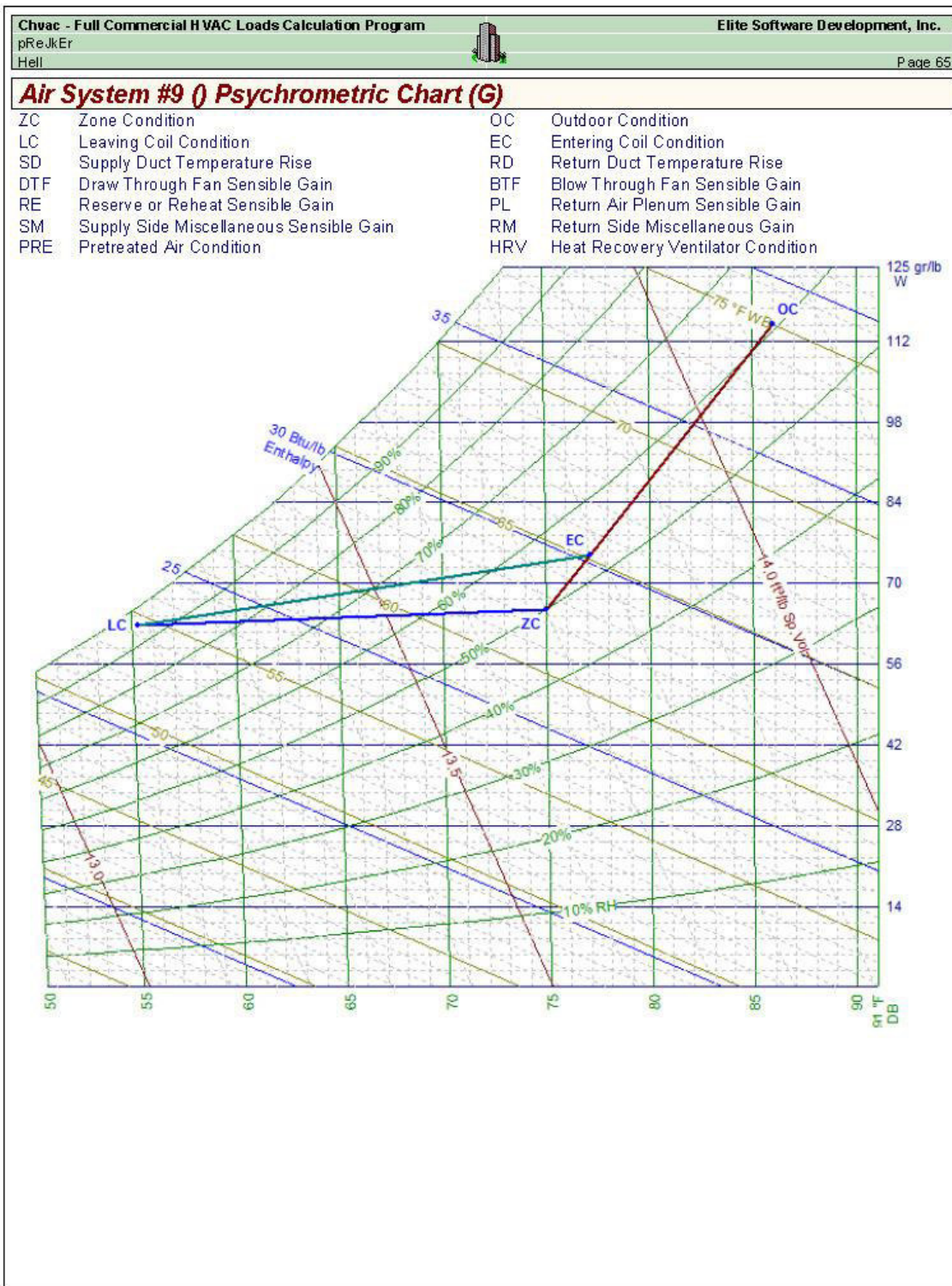


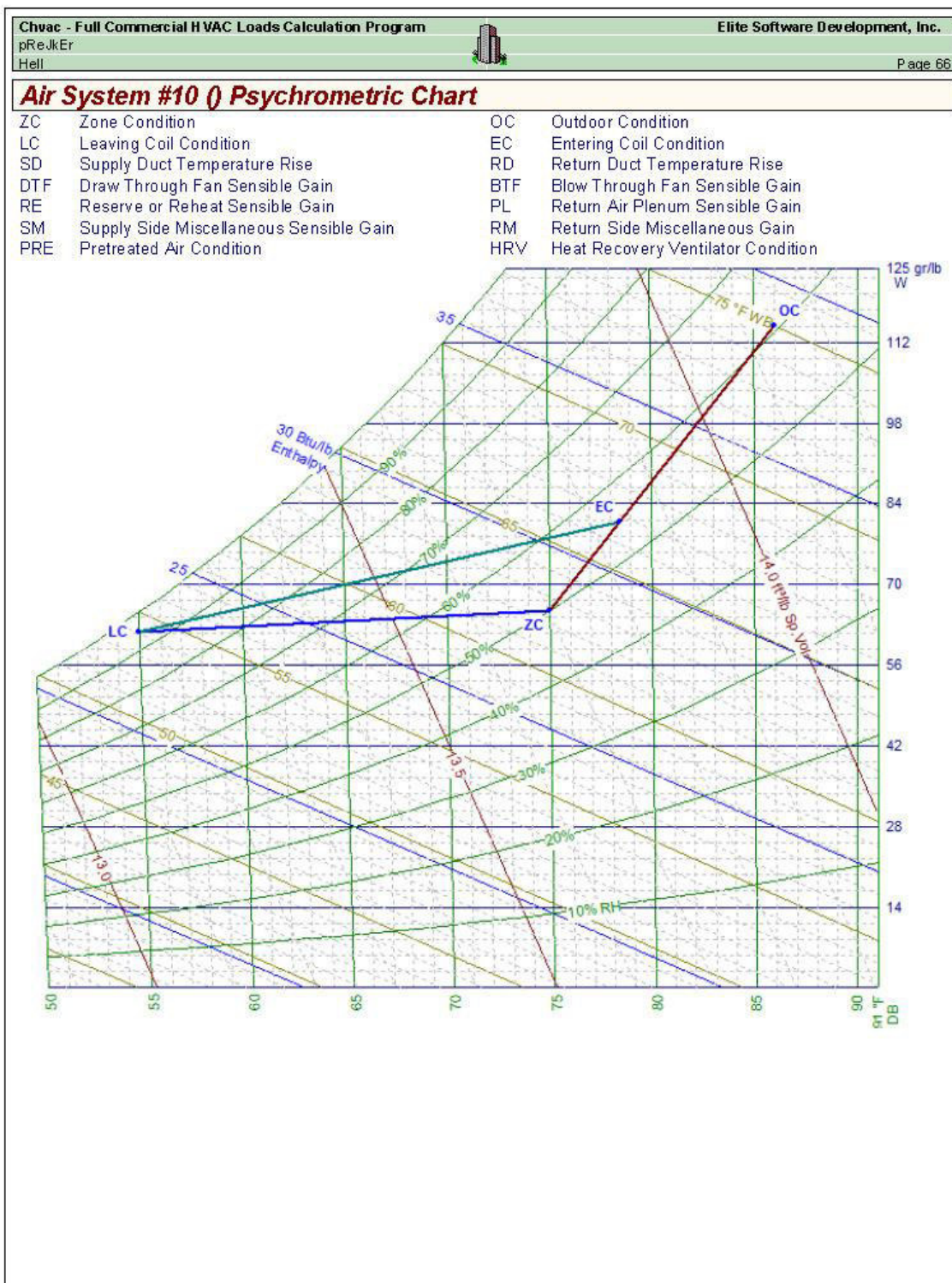


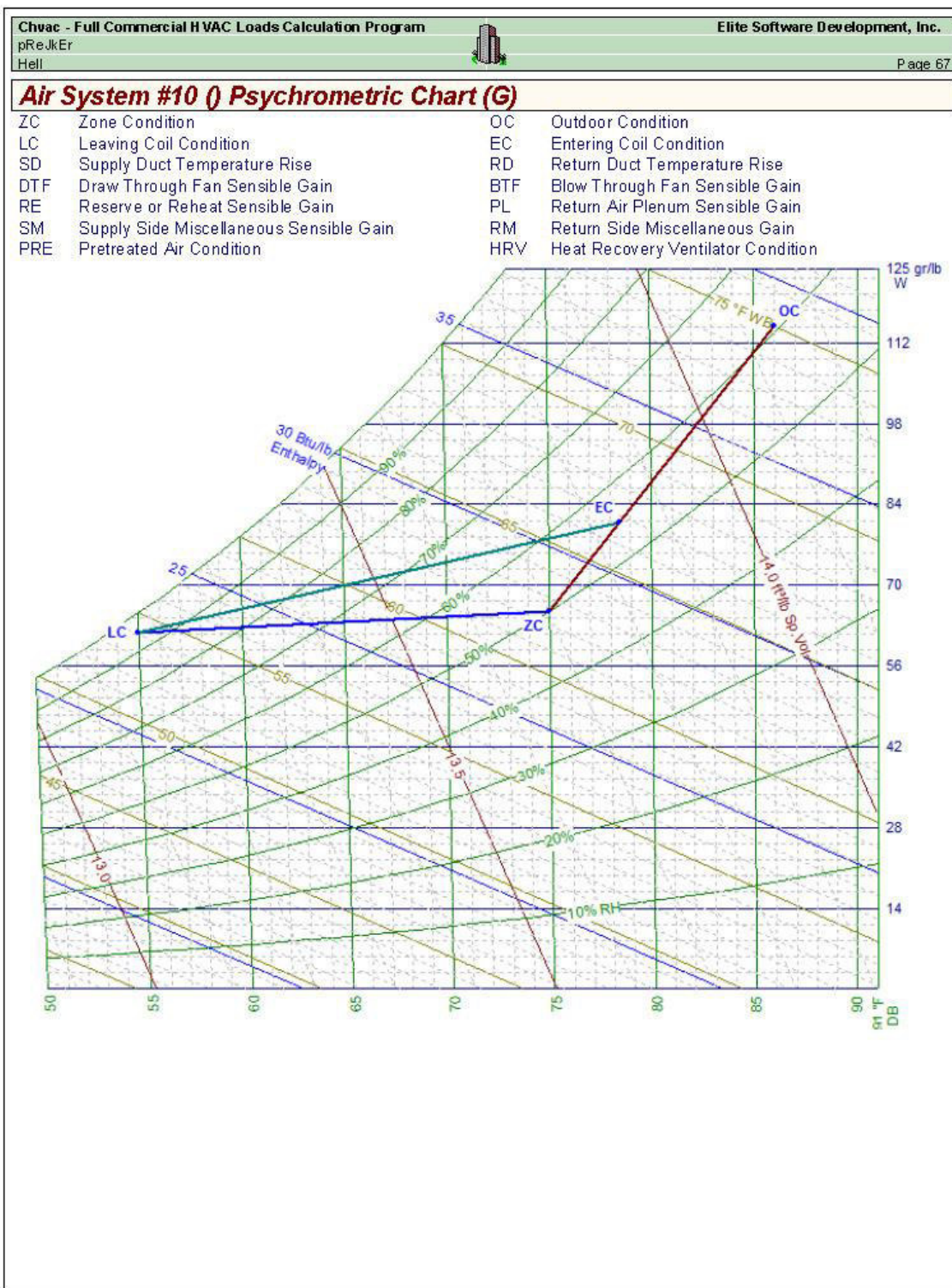


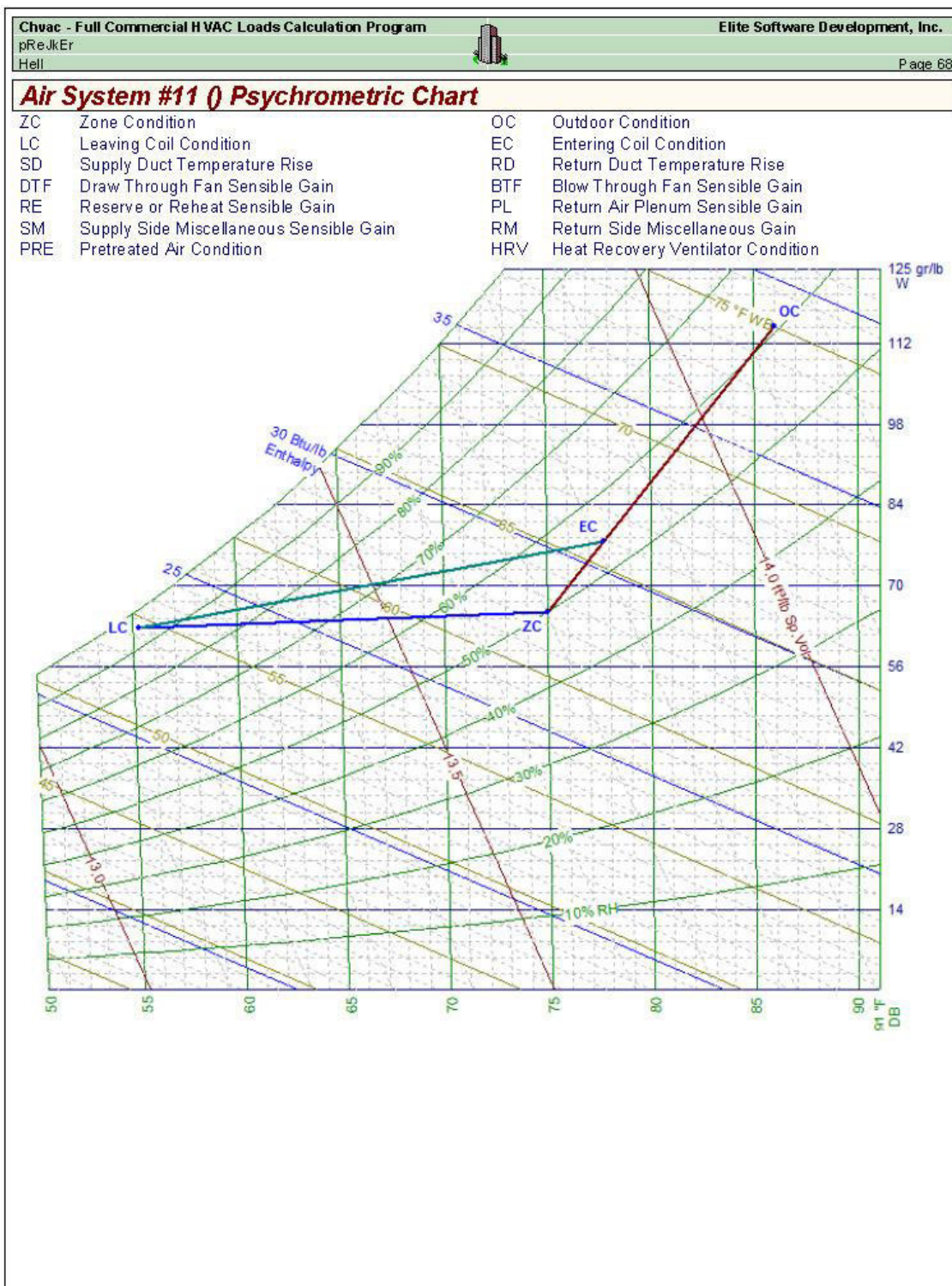


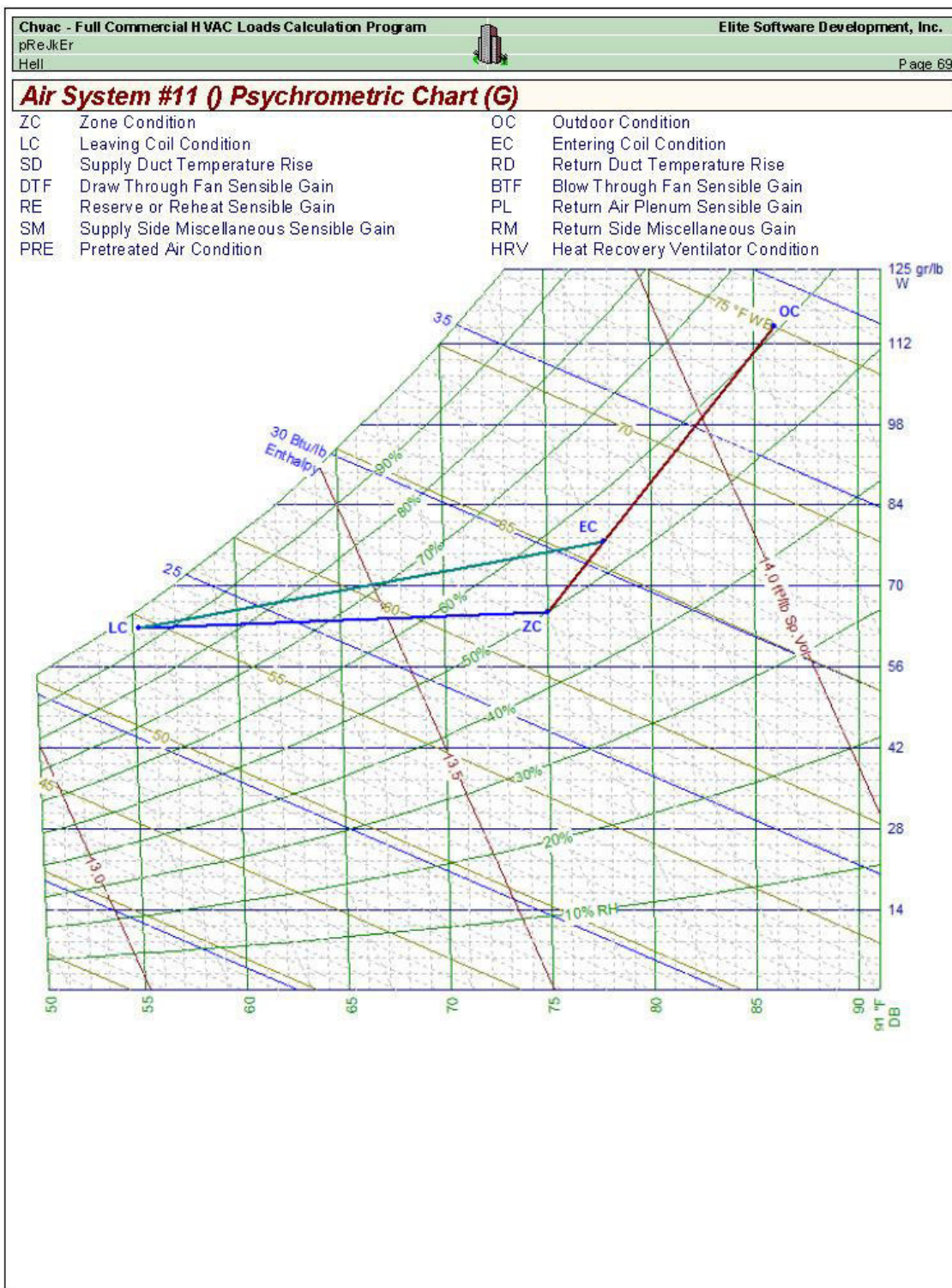


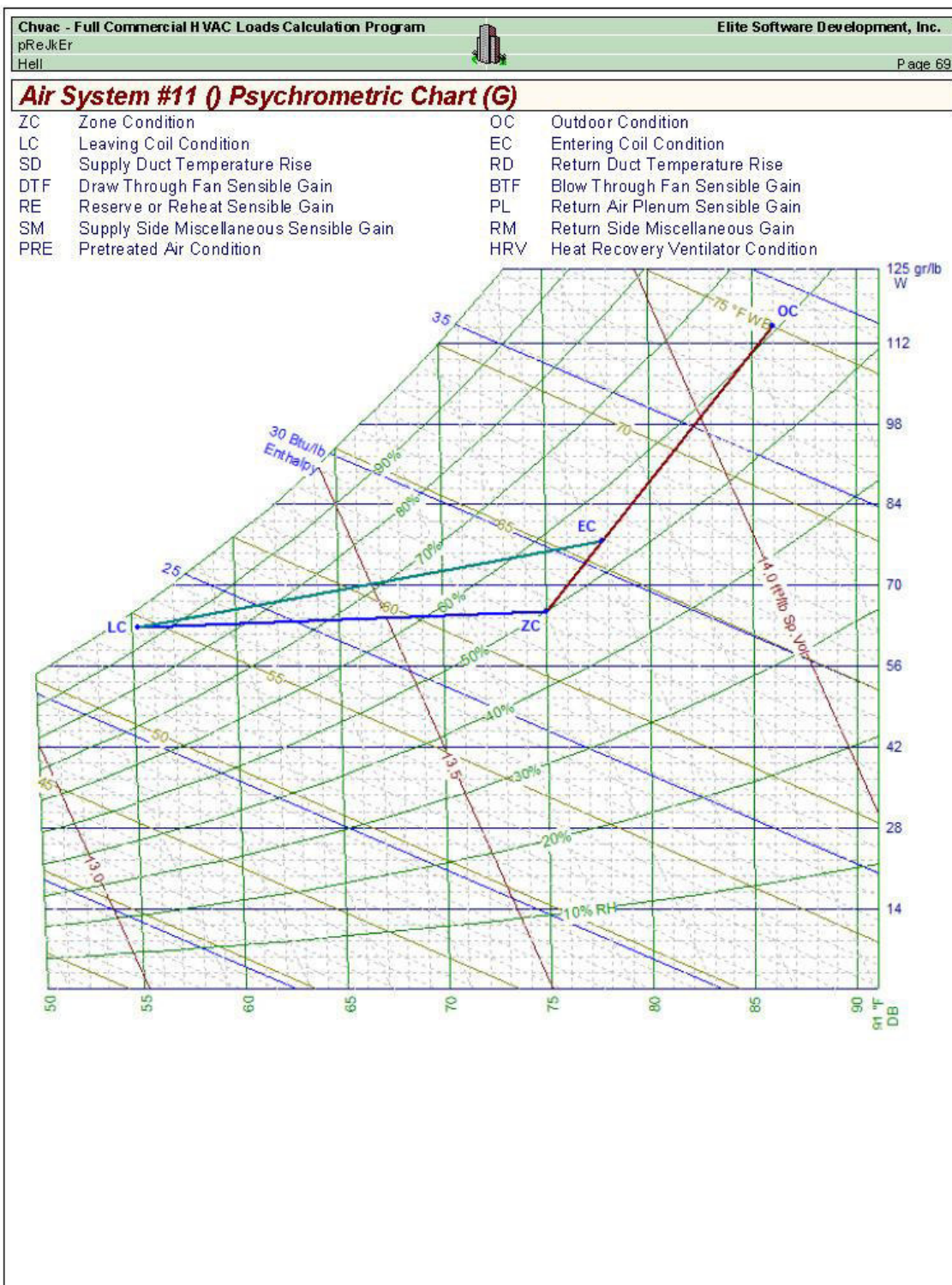


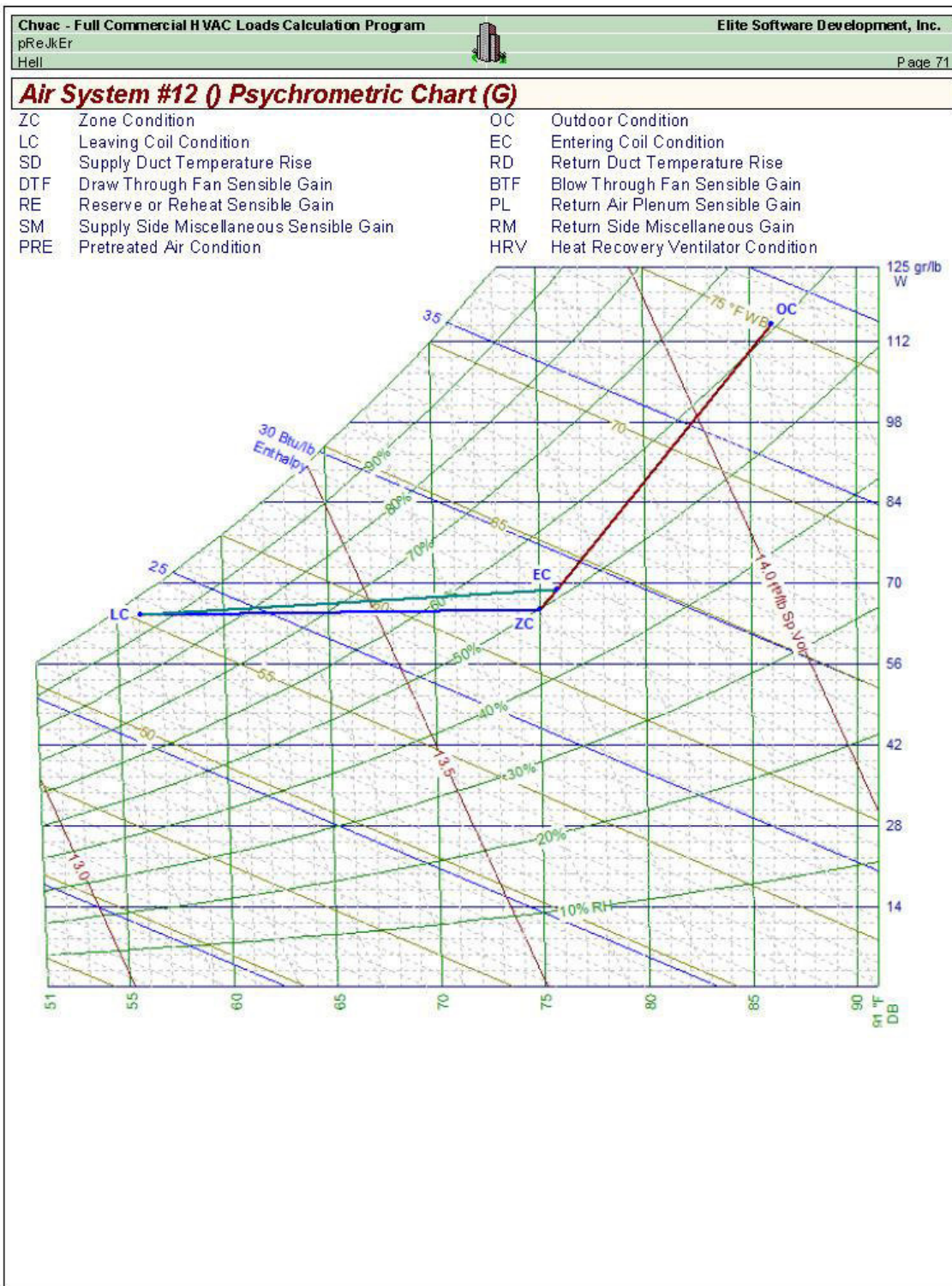


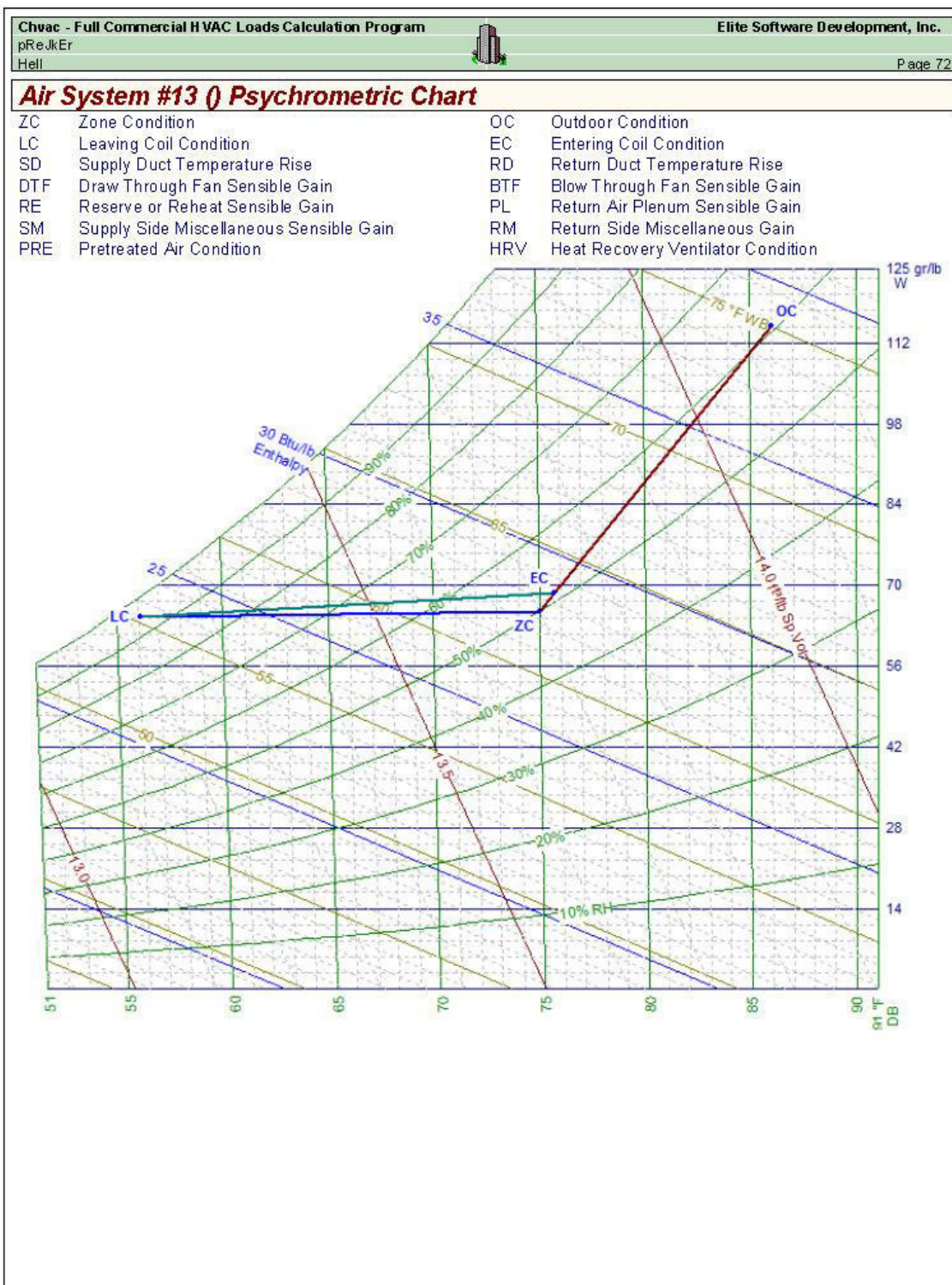


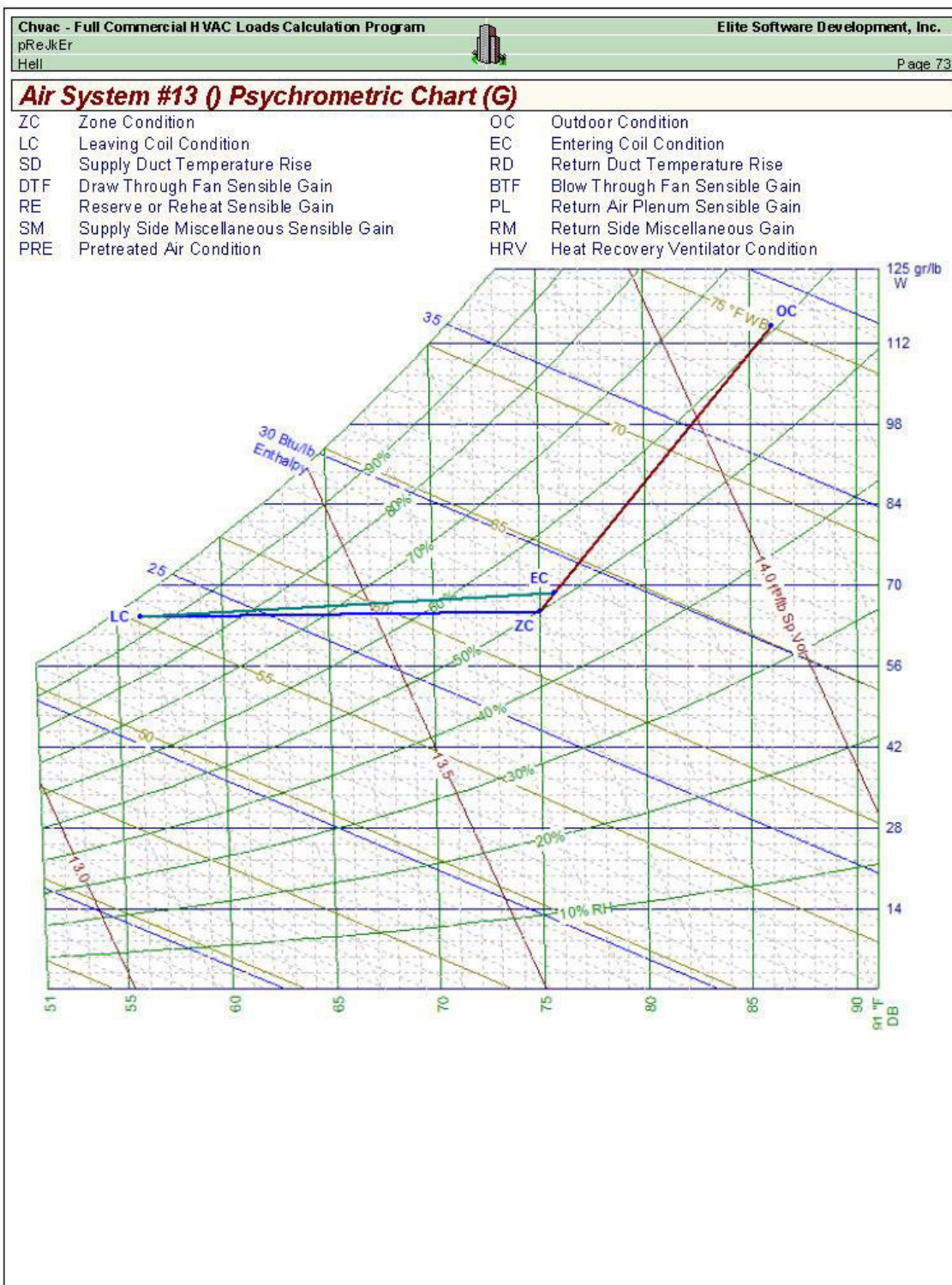


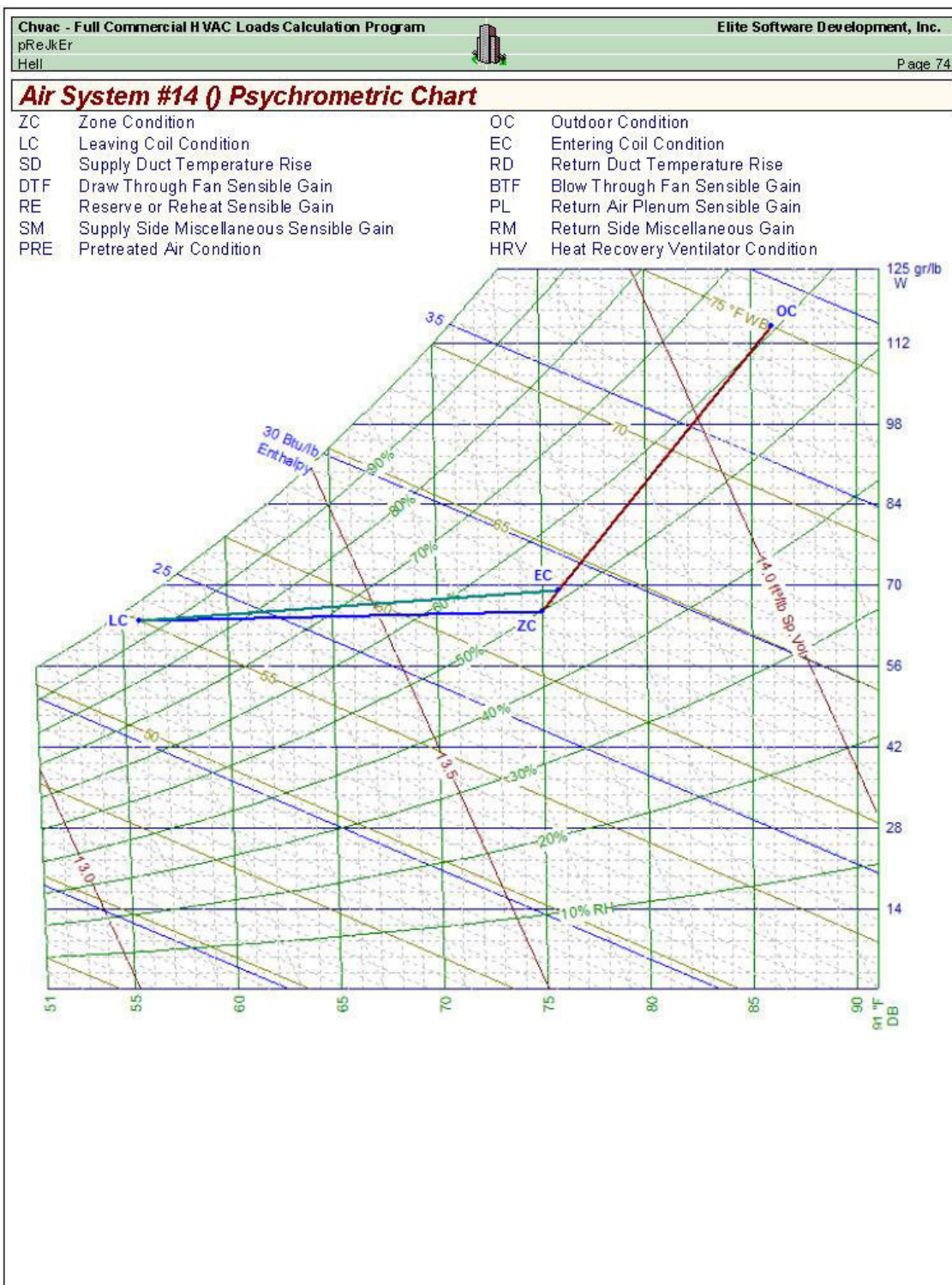


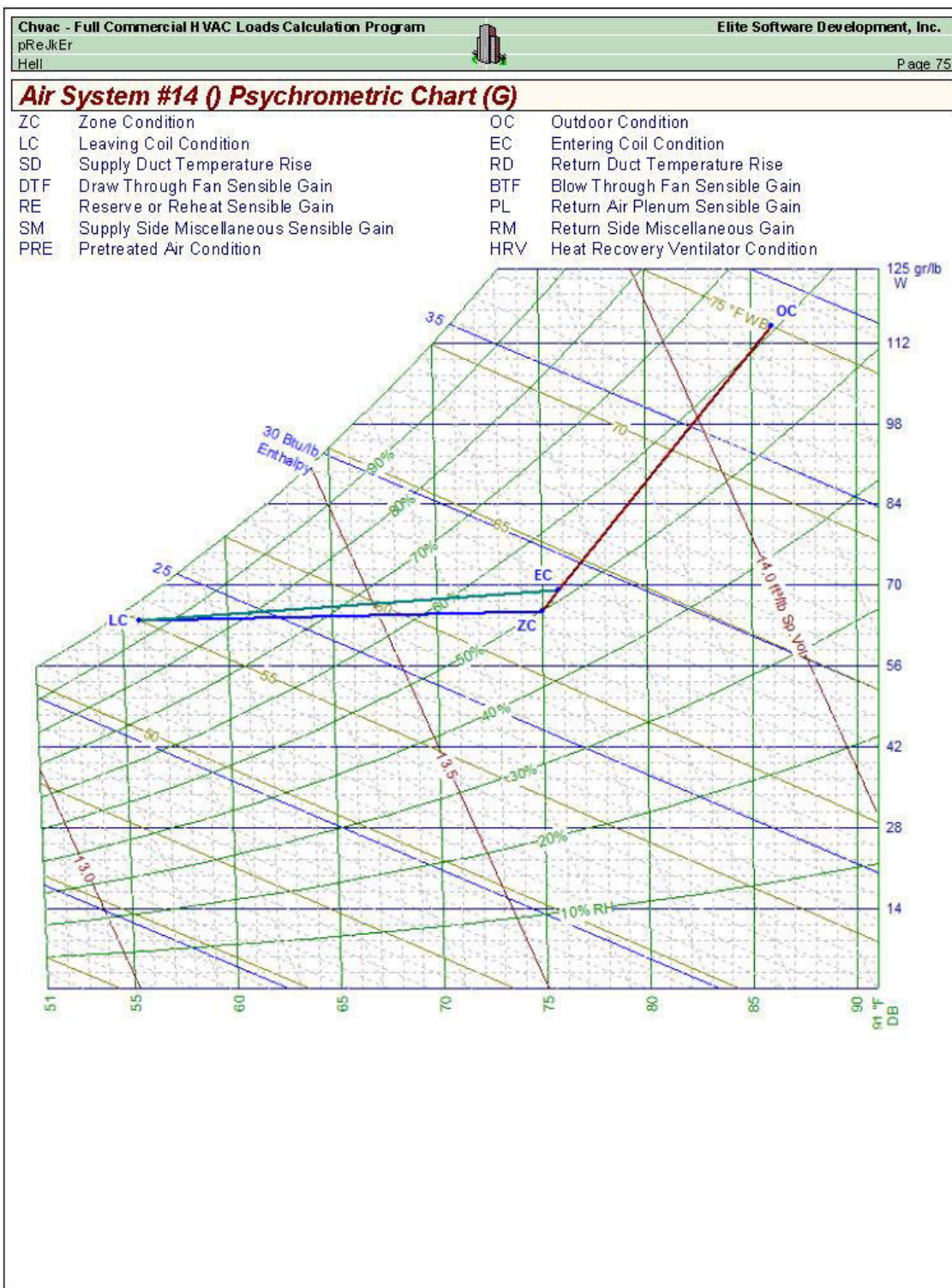















6.3 Anexo 3. Ficha Técnica Ventiladores Ssoler Y Palau Serie TD



TD-SILENT

EXTRACTORES HELICOCENTRÍFUGOS EN LÍNEA
ULTRASILENCIOSOS



Soler&Palau
Ventilation Group



CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

Modelo	Velocidad RPM	Potencia W	Tensión Volts	Caudal a descarga litros/min (CFM)	Potencia sonora LWA @ 0.000 mmca (dB(A))	Peso aprox. kg
TD250/100 SILENT	1850	20	127	208 / 122	57	6.4
	2342	38		263 / 155	66	
TD350/125 SILENT	1900	20	127	301 / 177	59	6.0
	2462	44		391 / 230	66	
TD500/150 SILENT	1950	33	127	434 / 255	61	6.0
	2466	67		540 / 323	66	
TD800/200 SILENT	1980	93	127	829 / 486	64	8.7
	2347	136		940 / 553	67	
TD1000/250 SILENT	2000	87	127	837 / 493	66	8.7
	2427	156		1016 / 598	70	
TD1300/250 SILENT	2190	118	127	1066 / 627	68	20.0
	2713	234		1320 / 777	71	
TD2000/315 SILENT	2300	190	127	1527 / 898	91	25.0
	2581	262		1713 / 1008	92	

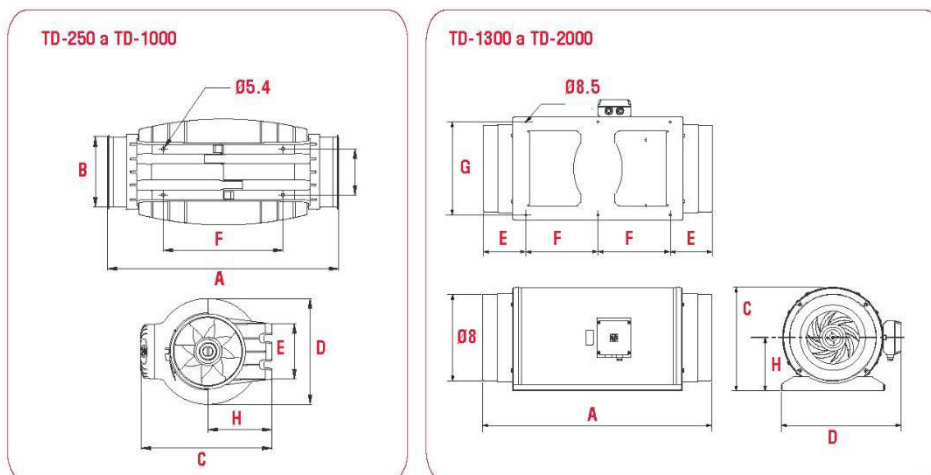


Solely y Palau S.A. de C.V. certifica que los modelos TD 250/100 Silent, TD 350/125 Silent, TD 500/150 Silent, TD 800/200 Silent, TD 1000/250 Silent, TD 1300/250 Silent y TD 2000/315 Silent, han sido aprobados para tener el sello de prestaciones certificadas por AMCA. Los valores de caudal, presión y potencia son los que se reflejan en esta tabla, fueron obtenidos en ensayos y procedimientos de certificación de acuerdo con las especificaciones AMCA 211, 311 y cumplen con los requisitos del programa de certificación AMCA. Los datos de Caudal-Perdida, son certificados para instalación Tipo D - Directo en succión y descarga. Los datos de Ruido mostrados (LWA Total o LWA Total), fueron obtenidos en instalación Tipo D, Directo en succión y descarga, y los valores en Decibelios, son referidos a 10-12 watts, calculados en el Estándar Internacional AMCA 301. Los valores No incluye las pérdidas por accesorios.

Solely y Palau S.A. de C.V. certifies that the model TD 250/100 Silent, TD 350/125 Silent, TD 500/150 Silent, TD 800/200 Silent, TD 1000/250 Silent, TD 1300/250 Silent y TD 2000/315 Silent, shows levels is licensed to bear the AMCA certified ratings seal. The ratings shown are based on a test and procedure performed, in accordance with AMCA publication 211 and 311 and comply with the requirements of the AMCA certified ratings program. Performance certified is for installation type D - Inlet and Outlet duct. Performance ratings do not include the effects of appurtenances (accessories). Values shown are for (total LWA or total LWA) sound power levels for installation Type D: Inlet and Outlet duct. The sound power level ratings shown are in decibels, referred to 10-12 watts, calculated per AMCA International Standard 301.



DIMENSIONES



MODELO	A	B	C	D	E	F	G	H
TD 250/100	575	97	252	204	100	250	83	121
TD 350/125	462	123	252	204	100	250	83	121
TD 500/150- 160*	484	147	274	221	116	250	96	134
TD 800/200	568	198	327	264	145	340	129	164
TD 1300/250	680	248	331	387	140	200	280	171
TD 1000/200	568	198	327	264	145	340	129	164
TD 2000/315	825	312	373	432	152	260	335	192

Dimensiones en mm.

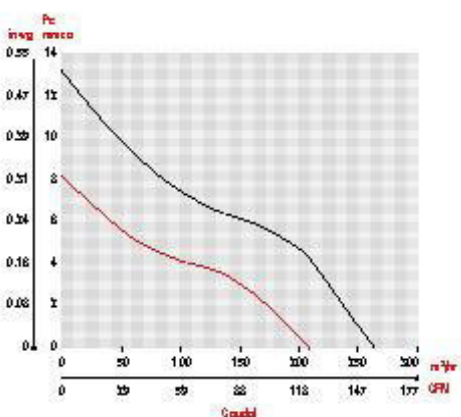
EXTRACTORES HELICENTRÍFUGOS EN LÍNEA ULTRASILENCIOSOS
TD-SILENT



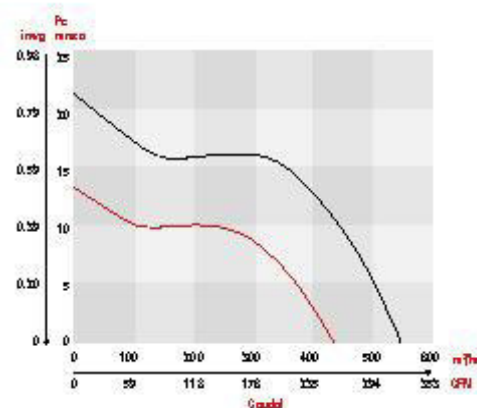
CURVAS CARACTERÍSTICAS

ALTA ———
 BAJA ———

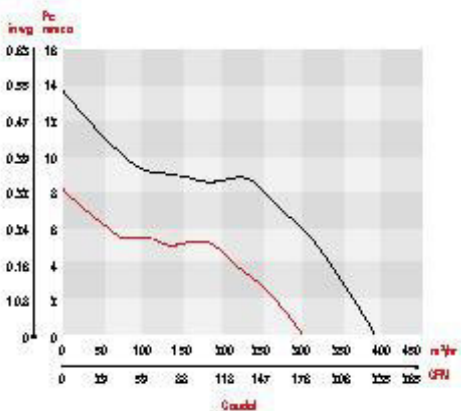
TD 250/100 SILENT



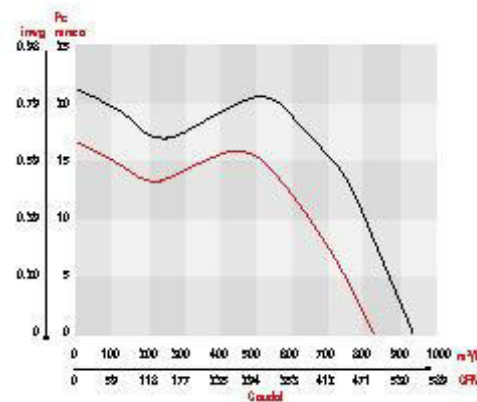
TD 500/150 -160 SILENT



TD 350/125 SILENT



TD 800/200 SILENT



Soneco y Huls S.A. de C.V. certifica que los modelos TD 250/100 Silent, TD 350/125 Silent, TD 500/150 Silent, TD 800/200 Silent, TD 1000/250 Silent, TD 1500/350 Silent y TD 3000/515 Silent han sido aprobados para tener el sello de aprobación certificada por FANCA. Los valores de caudal, presión y potencia suministrada aquí se refieren a las condiciones de operación y prestaciones de acuerdo a los datos de las publicaciones FANCA 311, 311 y cumplen con los requisitos del programa de certificación FANCA. Los datos de Caudal y presión, son certificados para instalación Tipo D - Ducto en sujeción de acero. Los datos de flujo reventado (LW Total o URW Total), fueron obtenidos en instalación Tipo D, Ducto en sujeción de acero, y los valores de ruido se refieren a 10-12 volts, calculados en el Estándar Internacional FANCA 501. Los valores No incluyen las pérdidas por accesorios.

Soneco y Huls S.A. de C.V. certifica that the models TD 250/100 Silent, TD 350/125 Silent, TD 500/150 Silent, TD 800/200 Silent, TD 1000/250 Silent, TD 1500/350 Silent y TD 3000/515 Silent have been approved to bear the FANCA certification seal. The ratings shown are based on test and performance performed, in accordance with FANCA publications 311 and 311 and comply with the requirements of the FANCA certification program. Performance certified for installation type D - Inlet and Outlet duct. Performance ratings do not include the effect of accessories (accessories). Values shown are for (total LW or total URW) sound power levels for installation Type D - Inlet and Outlet duct. The sound power level ratings shown are in dB(A), referred to 10-12 volts, calculated per FANCA International Standard 501.



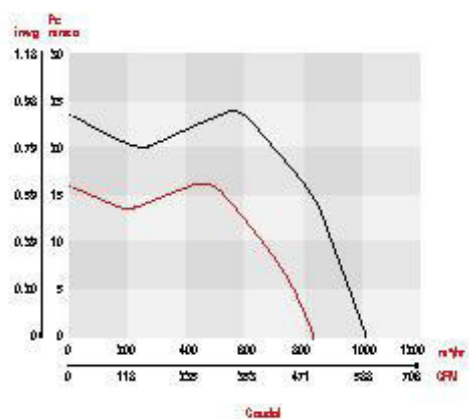


EXTRACTORES
HELICO CENTRÍFUGOS EN LÍNEA
ULTRASILENCIOSOS
TD-SILENT

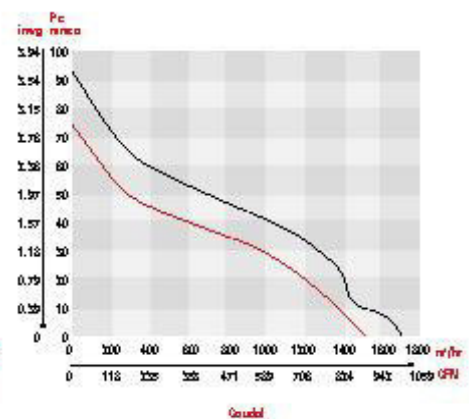
CURVAS CARACTERÍSTICAS

ALTA ———
BAJA ———

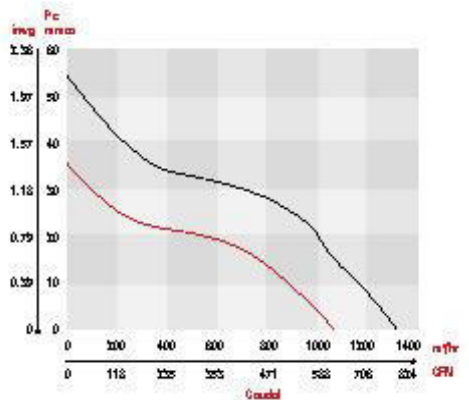
TD 1000/200 SILENT



TD 2000/315 SILENT



TD 1300/250 SILENT



Solex y Haku S.A. de C.V. certifica que los modelos TD 250/100 SILENT, TD 250/125 SILENT, TD 500/150 SILENT, TD 800/200 SILENT, TD 1000/200 SILENT, TD 1000/250 SILENT y TD 2000/315 SILENT, han sido aprobados puntualmente de acuerdo a las especificaciones certificadas por ANSII. Los valores de caudal, presión y potencia mostrados en esta publicación, fueron obtenidos en ensayos y pruebas de laboratorio de acuerdo con la publicación ANSI 311, 311 y cumplen con los requisitos del programa de certificación ANSII. Los datos de Caudal-Presión son los obtenidos para Instalación Tipo D - Ducto en succión y de escape. Los datos de flujo motorizado (LW Total o DW Total), fueron obtenidos en Instalación Tipo D, Ducto en succión y de escape, y los valores en Decibelios, son los obtenidos a 10-12 metros, calculados en el Estándar Internacional ANSI S31. Los valores No incluyen las pérdidas por accesorios.

Solex y Haku S.A. de C.V. certifies that the models TD 250/100 SILENT, TD 250/125 SILENT, TD 500/150 SILENT, TD 800/200 SILENT, TD 1000/200 SILENT, TD 1000/250 SILENT and TD 2000/315 SILENT, have been approved in accordance with the ANSII certification program. The ratings shown are based on test and procedure performed, in accordance with ANSII publication 311 and 311 and comply with the requirements of the ANSII certification program. Performance certified is for installation type D - Inlet and Outlet duct. Performance ratings do not include the effects of accessories (just service). Values shown are for (total LW or total DW) sound power levels for Installation Type D - Inlet and Outlet duct. The sound power level ratings shown are in decibels, at a distance of 10-12 meters, calculated per ANSII International Standard S31.

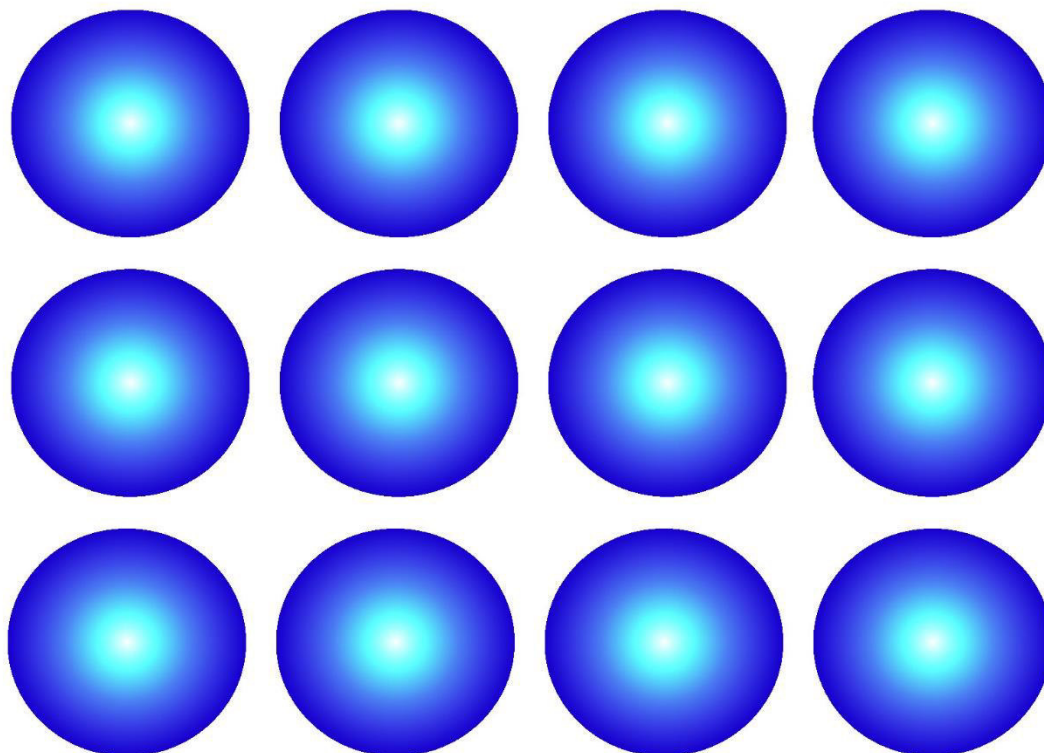


6.4 Anexo 4. Catalogo Luz UV-C (LIGHT 254)



UCV XPZ PARA SISTEMAS HVAC

Desinfección de superficies de serpentines y flujo de aire en los sistemas de aire acondicionado



● Lámparas UVC 253.7nm

Tecnología avanzada de protección de serpentines en manejadoras, paquetes y fancoils: Los hongos y biofilm sobre la superficie del serpentín reducen la transferencia de calor y evita el normal flujo del aire, ocasionando aumento en el consumo eléctrico. La instalación de UV disminuye los mantenimientos y el costo anual de energía eléctrica.

Las lámparas de UV correctamente instaladas también desinfecta el flujo de aire protegiendo a las personas de virus y bacterias en los sistemas de aire acondicionado.

La elección de las lámparas para proteger los serpentines es puramente geométrica, debe garantizarse cubrir con radiación UV toda la superficie de los serpentines. Para la desinfección del flujo de aire debe realizarse cálculos basados en la ecuación de Keitz para obtener la dosis dentro del pleno. Por ejemplo, para eliminar Sars-Cov 2 al 99.9% se necesitan una dosis de 6.556 mJ/cm².



● Ventajas Clave

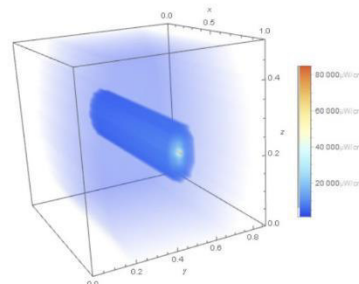
- Densidad de radiación alta 25000 uW/cm²
- Set de instalación para manejadoras de aire.
- Recubrimiento de teflón para evitar accidentes con el mercurio.
- Las lámparas tienen mayor resistencia.
- Cero emisiones de ozono.
- High Output: Para compensar cambios de temperatura externa.
- Bajo costo de operación gracias a irradiadores de alto rendimiento y larga vida útil: 16000 horas.
- Encendido mediante sensor de flujo. *bajo pedido*



Fancoil de 3 toneladas

● Campo de Aplicación

- Desinfección de superficies de serpentines en los sistemas de aire acondicionado.
- Desinfección del flujo de aire en los sistemas de aire acondicionado, en fancoil, manejadoras de aire y equipos paquete.
- Desinfección de frutas y verduras.
- Desinfección en la industria de la avicultura.



Distribución de la radiación



● Datos técnicos

Modelo	Potencia	Radiación	Longitud	Diámetro	Corriente	Radiación@1m	Tiempo de vida
	W	$\mu\text{W}/\text{cm}^2$	mm	mm	mA	$\mu\text{W}/\text{cm}^2$	Horas
XPZ357HOTF	18	15000	357	15	420	85	16000
XPZ436HOTF	23	15000	436	15	420	125	16000
XPZ550HOTF	32	15000	550	15	420	150	16000
XPZ843HOTF	75	25000	843	15	800	220	16000
XPZ1148HOTF	120	25000	1148	15	800	230	16000
XPZ1554HOTF	150	25000	1550	15	800	250	16000

Set incluye: Lámpara UV con teflón + Balastro electrónico + soportaría para UMA, soportaría para fancoil bajo pedido.

Voltaje 90-264 V 50/60Hz

Tipo de control Manual

Protección HACCP Teflón

Temperatura ambiente permitida 1-60 °C

Humedad permitida 0-100%

Tipo de protección IP 55 (IP 68 bajo pedido)



Manejadora de aire de 5 toneladas



Lámpara uvc con holder





6.5 Anexo 5. Catalogo Filtro MERV 13



INFORMACIÓN GENERAL DEL PRODUCTO

- MERV 13
- Disponible en profundidades de 1, 2 y 4"
- Ideal para su uso en:
 - Oficina y venta al por menor
 - Fabricación y distribución
 - Instalaciones gubernamentales y educativas
 - Consultorios médicos, centros de vivienda asistida y hospitales
 - Hoteles y aeropuertos
 - Viviendas individuales y multifamiliares



AEROSTAR GREEN PLEAT

¿POR QUÉ EL GREEN PLEAT?

- Medios de aire sintéticos, de dos componentes y avanzados
- Las fibras cargadas atrapan contaminantes inmediatamente
- Capa de polvo resultante de la filtración tradicionales
- Favorece una filtración alta durante todo el ciclo de vida útil
- Filtración de alta eficiencia en profundidad compacta
 - Baja resistencia al flujo de aire
 - Costos de energía reducidos
 - Elimina la necesidad de retroalimentación para alcanzar una clasificación MERV superior
 - Proporciona puntos para la certificación LEED
 - Mantiene los serpentines y la red de conductos mucho más limpios
 - Atrapa rápidamente el polen, los alérgenos y los contaminantes

AEROSTAR GREEN PLEAT

DATOS DE RENDIMIENTO (24 x 24)

CAPACIDAD	PROFUNDIDAD DEL FILTRO	RESISTENCIA INICIAL (pulgadas wg)				RESISTENCIA FINAL (pulgadas wg)
		300 fpm	375 fpm	500 fpm	625 fpm	
Alta	1"	0,33	0,45	–	–	1,0
	2"	–	0,25	0,39	0,56	1,0
	4"	–	0,22	0,34	0,50	1,0

RESISTENCIA INICIAL (24 x 24)



EFICIENCIA DE REMOCIÓN MÍNIMA (24 x 24)



DATOS DEL PRODUCTO

NÚMERO DE PIEZA	TAMAÑO NOMINAL* (ALTO pulgadas x ANCHO pulgadas x PROFUNDIDAD pulgadas)	TAMAÑO REAL (ALTO pulgadas x ANCHO pulgadas x PROFUNDIDAD pulgadas)	CAPACIDADES DE CFM	
			300 fpm	375 fpm
21567	10 x 20 x 1	9 1/2 x 19 1/2 x 3/4	400	525
21570	12 x 12 x 1	11 3/4 x 11 3/4 x 3/4	300	375
21571	12 x 20 x 1	11 1/2 x 19 1/2 x 3/4	500	625
21572	12 x 24 x 1	11 1/2 x 23 1/2 x 3/4	600	750
21574	14 x 20 x 1	13 1/2 x 19 1/2 x 3/4	575	725
21576	14 x 25 x 1	13 1/2 x 24 1/2 x 3/4	725	900
21577	15 x 20 x 1	14 1/2 x 19 1/2 x 3/4	625	775
21579	16 x 16 x 1	15 3/4 x 15 3/4 x 3/4	525	650
21580	16 x 20 x 1	15 1/2 x 19 1/2 x 3/4	650	825
21581	16 x 24 x 1	15 1/2 x 23 1/2 x 3/4	800	1000
21582	16 x 25 x 1	15 1/2 x 24 1/2 x 3/4	825	1050
21584	18 x 20 x 1	17 1/2 x 19 1/2 x 3/4	750	925
21586	18 x 24 x 1	17 1/2 x 23 1/2 x 3/4	900	1125
21587	18 x 25 x 1	17 1/2 x 24 1/2 x 3/4	925	1175
21588	20 x 20 x 1	19 1/2 x 19 1/2 x 3/4	825	1050
21589	20 x 24 x 1	19 1/2 x 23 1/2 x 3/4	1000	1250
21590	20 x 25 x 1	19 1/2 x 24 1/2 x 3/4	1050	1300
21591	20 x 30 x 1	19 3/4 x 29 3/4 x 3/4	1250	1530
21593	24 x 24 x 1	23 1/2 x 23 1/2 x 3/4	1200	1500
21594	25 x 25 x 1	24 1/2 x 24 1/2 x 3/4	1300	1625

*Para información y tamaños adicionales por favor de contactar Atención al cliente.

NÚMERO DE PIEZA	TAMAÑO NOMINAL* (ALTO pulgadas x ANCHO pulgadas x PROFUNDIDAD pulgadas)	TAMAÑO REAL (ALTO pulgadas x ANCHO pulgadas x PROFUNDIDAD pulgadas)	CAPACIDADES DE CFM	
			375 fpm	500 fpm
21515	10 x 20 x 2	9 1/2 x 19 1/2 x 1 3/4	525	700
21516	12 x 24 x 2	11 3/8 x 23 3/8 x 1 3/4	750	1000
21517	14 x 20 x 2	13 1/2 x 19 1/2 x 1 3/4	725	975
21518	14 x 25 x 2	13 1/2 x 24 1/2 x 1 3/4	900	1200
21519	16 x 20 x 2	15 1/2 x 19 1/2 x 1 3/4	825	1100
21520	16 x 24 x 2	15 1/2 x 23 3/8 x 1 3/4	1000	1325
21521	16 x 25 x 2	15 1/2 x 24 1/2 x 1 3/4	1050	1400
21522	18 x 24 x 2	17 3/8 x 23 3/8 x 1 3/4	1125	1500
21523	18 x 25 x 2	17 1/2 x 24 1/2 x 1 3/4	1175	1550
21524	20 x 20 x 2	19 1/2 x 19 1/2 x 1 3/4	1050	1400
21525	20 x 24 x 2	19 3/8 x 23 3/8 x 1 3/4	1250	1650
21526	20 x 25 x 2	19 1/2 x 24 1/2 x 1 3/4	1300	1700
21527	24 x 24 x 2	23 3/8 x 23 3/8 x 1 3/4	1600	2000
21528	25 x 25 x 2	24 1/2 x 24 1/2 x 1 3/4	1625	2150

		500 fpm	625 fpm
21541	12 x 24 x 4	1000	1250
21542	16 x 20 x 4	1100	1400
21543	16 x 25 x 4	1400	1750
21544	18 x 24 x 4	1500	1875
21545	20 x 20 x 4	1400	1750
21546	20 x 24 x 4	1650	2100
21547	20 x 25 x 4	1750	2200
21548	24 x 24 x 4	2000	2500

ESPECIFICACIONES DE INGENIERÍA

1.0 General

- 1.1 Los filtros deben ser MERV 13 Green Pleat de Aerostar® filtros de aire plegados de superficie extendida como los fabricados por Filtration Group.
- 1.2 Los filtros deben estar disponibles en profundidades de 1", 2" y 4".
- 1.3 Clasificado UL 900 de acuerdo los Laboratorios Underwriters.
- 1.4 Los filtros son fabricados bajo de la certificación de ISO 9001.

2.0 Materiales de construcción del filtro

- 2.1 Los medios deben ser medios 100 % sintéticos que no permitan el crecimiento microbiano.
- 2.2 El marco debe ser un marco reforzado con resistencia al mojado con un diseño de barra transversal que aumente la rigidez del filtro y evite intrusiones. El marco debe ser reciclable.

- 2.3 Los filtros deben tener una rejilla metálica de soporte reciclado expandido con contenido 100 % posconsumo unida al costado de salida de aire del filtro para mantener la uniformidad de los pliegues y evitar revoloteo. La rejilla metálica de soporte debe ser reciclable.

3.0 Rendimiento del filtro

- 3.1 Los filtros deben ser MERV 13 cuando se prueben conforme a la norma de pruebas ASHRAE 52.2.
- 3.2 Para la resistencia inicial de los filtros, vea el cuadro anterior Datos de rendimiento.
- 3.3 El filtro debe ser calificado para soportar una temperatura de operación continua de hasta 65,5 °C (150 °F).
- 3.4 Los filtros deben tener una resistencia final recomendada de 1,0 pulgadas wg.

Estados Unidos • Teléfono: +1 800 739.4600 • cc-inquiry@filtrationgroup.com | Canadá • Teléfono: +1 888 628.3458 • inquirycanada@filtrationgroup.com

FiltrationGroup/AQ.com

© FG 07/20

