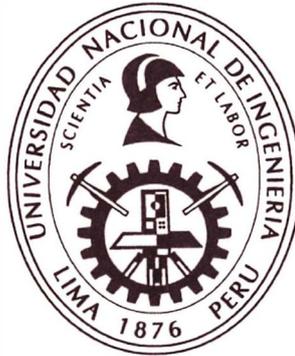


UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA



TESIS

“DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO PARA UN HOTEL DE 2 ESTRELLAS Y 5 PISOS, UTILIZANDO UNA UNIDAD ENFRIADORA DE 26TR Y AGUA HELADA COMO AGENTE DE ENFRIAMIENTO, CON SISTEMA DE DESINFECCIÓN DE AIRE Y SERPENTÍN MEDIANTE LUZ UVC 253.7 nm”

**PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

ELABORADO POR:

WILLIAMS DAVID VILLEGAS PUMA

 [0009-0000-8713-8069](https://orcid.org/0009-0000-8713-8069)

ASESOR

M.Sc. ING. LUIS CLEMENTE BOCANEGRA ORTIZ

 [0000-0001-8672-1234](https://orcid.org/0000-0001-8672-1234)

LIMA – PERÚ

2023

DEDICATORIA

A mi madre quien me apoyo incondicionalmente a pesar de las adversidades, a mi padre y hermana que siempre creyeron en mi desarrollo personal y profesional.

A los futuros profesionales, esperando que este aporte de mi parte les sirva para el desarrollo de la especialidad y puedan aplicarse en diferentes áreas y lugares donde ayuden a mejorar la calidad de vida de muchos peruanos.

AGRADECIMIENTO

Mi agradecimiento a mis compañeros e ingenieros de la especialidad de HVAC con quienes compartí conocimientos y experiencias durante el desarrollo de diversos proyectos, los cuales fueron fundamentales para el desarrollo del siguiente trabajo.

Finalmente agradecer y reconocer el invaluable apoyo del Ing. Luis Bocanegra

RESUMEN

La presente tesis tiene como finalidad el diseño de un sistema de climatización y ventilación mecánica del Hotel Garcilazo – distrito de Yurimaguas, provincia de Alto Amazonas y departamento de Loreto.

El sistema a diseñarse en base a la toma de parámetros energéticos y constructivos, cálculos térmicos y dimensionamiento físico tendrá como fin cumplir la necesidad del hotel Garcilazo de poseer un sistema de climatización eficiente capaz de brindar confort térmico a su clientela y un ahorro energético que se verá reflejado en la disminución de sus costos.

ABSTRACT

The purpose of this thesis is the design of an air conditioning and mechanical ventilation system for the Garcilazo Hotel – Yurimaguas district, Alto Amazonas province and Loreto department. A comparison of the different cooling technologies with and without thermal recovery system will be made.

The system to be designed based on the taking of energy and construction parameters, thermal calculations and physical dimensioning will have the purpose of meeting the need of the Garcilazo hotel to have an efficient air conditioning system capable of providing thermal comfort to its customers and energy savings that are It will be reflected in the reduction of your costs.

ÍNDICE

ABSTRACT	v
ÍNDICE	vi
INDICE DE TABLAS	x
INDICE DE FIGURAS	xi
PROLOGO	xiv
CAPITULO I: INTRODUCCION	1
1.1. Generalidades	1
1.2. Planeamiento de la realidad problemática.....	1
1.3. Objetivo del estudio	3
1.3.1 Objetivo general	3
1.3.2 Objetivos Específicos	3
1.4. Hipótesis.....	3
1.4.1. Hipótesis general.....	3
1.4.2. Hipótesis específico	4
1.5. Antecedentes	4
1.5.1. Antecedentes nacionales	6
1.5.2. Antecedentes internacionales	12
CAPITULO II: CALCULO Y DESARROLLO DE LA TESIS.....	15
2.1 Importancia de los sistemas de aire acondicionado	15
2.2 Carga térmica	16
2.2.1 Componentes de la carga térmica	18
2.2.2 Tipos de Carga térmica	19
2.3 Método CLTD para cálculo de carga térmica	20
2.4 Confort térmico e higrométrico	21
2.5 Ventilación de ambientes interiores.....	23
2.6 Parámetros de flujo de fluidos en tuberías y ductos	28
2.6.1 Ecuación de energía de flujo	29
2.6.2 Presión total, estática y dinámica.....	30
2.6.3 Velocidad del aire.....	30

2.6.4	Pérdida de presión por fricción en tuberías y conductos.....	31
2.7	Calculo de la caída de presión por fricción.....	32
2.7.1	Calculo de perdida de presión en tuberías lineales.....	32
2.7.2	Perdida de carga de presión en una conexión de tuberías y ductos.....	37
2.7.3	Método de cálculo de caída de presión por fricción.....	45
2.8	Ventiladores y elementos para distribución del aire.....	46
2.8.1	Ventiladores.....	46
2.8.2	Curva característica del ventilador.....	47
2.8.3	Distribución de aire en el recinto.....	48
2.8.4	Tipos de dispositivos de distribución de aire.....	49
2.9	Circuito frigorífico.....	50
2.9.1.	Compresor.....	51
2.9.1.1	Compresor rotativo.....	51
2.9.1.2	Compresor scroll.....	52
2.9.1.3	Compresor de tornillo.....	52
2.9.2.	Condensador.....	53
2.9.3.	Elementos de expansión.....	56
2.9.4.	Evaporador.....	58
2.10	Psicrometría.....	61
2.11	Equipos de un sistema de agua helada.....	65
2.11.1.	Bombas centrífugas.....	65
2.11.2.	Equipos enfriadora y bomba de calor.....	67
2.11.3.	Unidades de tratamiento de aire.....	69
2.11.4.	Fan coils de ambiente.....	71
2.12	Enfermedades infecciosas transmitidas por aire.....	73
2.13	Esterilización de aire.....	75
2.13.1	Desinfección con ozono.....	79
2.13.2	Ionizador por plasma.....	82
2.13.3	Ionización foto catalítica.....	84
2.13.4	Lámparas ultravioletas.....	85
2.13.5	Filtros de aire.....	87

CAPITULO III: CALCULOS Y DESARROLLO DE LA TESIS	90
3.1 Información de las condiciones del proyecto.....	90
3.1.1 Condiciones geográficas	90
3.1.2 Condiciones exteriores.....	91
3.1.3 Condiciones interiores.....	91
3.1.4 Perfiles de carga operativa	92
3.1.5 Conductividad térmica de superficies.....	92
3.1.6 Ganancias térmicas	93
3.1.7 Dimensiones de ambientes	94
3.1.8 Orientación de la edificación.....	95
3.2 Cálculos térmicos	96
3.2.1 Calculo de caudal de renovación de aire externo	96
3.2.2 Calculo de carga térmica usando el software elite.....	97
3.3 Principio para el dimensionamiento de tubería y ductos	107
3.3.1 Dimensionamiento de tuberías.....	107
3.3.2 Dimensionamiento de ductos.....	109
3.4 Calculo de la caída de presión total en tuberías y ductos	110
3.4.1 Calculo de la caída de presión en ductos	111
3.4.2 Calculo de la caída de presión en tuberías	113
3.5 Selección de equipos	116
3.5.1 Selección de manejadoras de aires.....	116
3.5.2 Selección de chiller	124
3.6 Selección de bombas	133
3.7 Selección de ventilador axial.....	135
3.7.1 Modelo CFP, serie 100 y 120	136
3.8 Selección de ventilador	136
3.8.1 Modelo CDA-Serie 7/7	138
3.9 Metrado	139
3.10 Cronograma	142

CAPITULO IV: ANALISIS Y DISCUSION DE RESULTADOS	143
4.1 Análisis económico.....	143
4.1.1 Costo inicial de instalación.....	143
4.1.2 Costo de operación y funcionamiento.....	147
Conclusiones	157
Recomendaciones	159
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.....	160
ANEXOS	163

INDICE DE TABLAS

Tabla 2.1. Ventilación de ambientes interiores	24
Tabla 2.2. Velocidades máximas recomendadas para sistemas de baja velocidad.....	31
Tabla 2.3. Longitud equivalente para conexiones y válvulas de tubería C40	37
Tabla 2.4. Rozamiento en los elementos de un sistema de conductos cilíndricos.....	39
Tabla 2.5. Rozamiento en los elementos de un sistema de conductos rectangulares.....	40
Tabla 2.6. Rozamiento en codos de sección rectangular.....	42
Tabla 2.7. Rozamiento en codos de sección circular.....	45
Tabla 2.8. Guía de calidad del aire de la OMS y objetivo intermedio para el ozono: concentraciones de ocho horas.....	81
Tabla 3.1. Aforo de personas por área en hospedajes.....	92
Tabla 3.2. Áreas de todos los ambientes del hotel	94
Tabla 3.3. Tasas mínimas de ventilación en áreas ocupadas por personas	96
Tabla 3.4. Caudal de aire requerido por cada ambiente	97
Tabla 3.5. Tabla de cargas térmicas en cada ambiente	106
Tabla 3.6. Dimensionamiento de diámetro de tubería	108
Tabla 3.7. Dimensionamiento de ductos de aire	110
Tabla 3.8. Calculo de caída de presión en ducto	113
Tabla 3.9. Calculo de caída de presión en tuberías.....	116
Tabla 3.10. Calculo de cantidad de plancha galvanizada para ductos	139
Tabla 4.1. Cuadro de presupuesto de instalación de sistema de aire acondicionado.....	144
Tabla 4.2. Cuadro de consumo eléctrico del sistema de aire acondicionado.....	147
Tabla 4.3. Cuadro de energía térmica recuperada	149
Tabla 4.4. Cuadro de costo de mantenimiento	152

INDICE DE FIGURAS

Figura 2.1.	Condiciones térmicas recomendadas	22
Figura 2.2.	Ventilación de un ambiente según ASHRAE	23
Figura 2.3.	Numero de renovaciones, según norma peruana EM030	24
Figura 2.4.	Medición de presiones con manómetros	30
Figura 2.5.	Pérdidas por fricción en tuberías de acero cédula 40 para agua	33
Figura 2.6.	Diámetro equivalente para conductos circulares	34
Figura 2.7.	Pérdida por rozamiento en conducto redondo	36
Figura 2.8.	Pérdidas por accesorios redondos, codos, tes y cruces	44
Figura 2.9.	Ventilador centrífugo	46
Figura 2.10.	Ventilador axial	47
Figura 2.11.	Curva característica de un ventilador	47
Figura 2.12.	Difusión del aire	48
Figura 2.13.	Difusores de falso cielo raso	49
Figura 2.14.	Rejilla de retorno	50
Figura 2.15.	Componentes del circuito de refrigeración	50
Figura 2.16.	Esquema general de un compresor rotativo	51
Figura 2.17.	Esquema general de un compresor scroll	52
Figura 2.18.	Compresores de tornillo	53
Figura 2.19.	Intercambiador de doble tubo	54
Figura 2.20.	Intercambiador de placas	55
Figura 2.21.	Intercambiador de carcasa y tubo	55
Figura 2.22.	Intercambiador de aleta y tubo	56
Figura 2.23.	Tubo capilar	57
Figura 2.24.	Válvula de expansión electrónica	57
Figura 2.25.	Evaporador de expansión directa	58
Figura 2.26.	Evaporador inundado	59
Figura 2.27.	Ciclo de refrigeración	61
Figura 2.28.	Diagrama psicrométrico	62
Figura 2.29.	Sección de una bomba	66
Figura 2.30.	Curva característica de una bomba	67

Figura 2.31. Chiller enfriado por aire.....	68
Figura 2.32. Chiller enfriado por agua.....	69
Figura 2.33. Unidad manejadora de aire de un nivel	70
Figura 2.34. Unidad manejadora de aire de dos niveles	71
Figura 2.35. Fan coil de conducto.....	72
Figura 2.36. Fan coil de pared	72
Figura 2.37. Fan coil tipo cassette	73
Figura 2.38. Suspensión de gotitas.....	75
Figura 2.39. Guía de distribución de tamaños de partículas contaminantes atmosféricos comunes.....	76
Figura 2.40. Niveles de contaminación del cuerpo humano por partículas contaminantes atmosféricas.	77
Figura 2.41. Efectos indirectos sobre la salud de la humedad relativa en ambientes interiores	78
Figura 2.42. Operación de ionizador por plasma	83
Figura 2.43. Operación de ionizador por plasma	83
Figura 2.44. Serpentin saturado por suciedad.....	84
Figura 2.45. Fan coil con lámpara de ionización fotocatalítica.....	85
Figura 2.46. División de la luz ultravioleta.....	85
Figura 2.47. Acción de la luz UV.....	86
Figura 2.48. Mecanismos de retención de partículas.....	89
Figura 3.1. Orientación cardinal del hotel	95
Figura 3.2. Ingreso de datos generales del proyecto en el ELITE	98
Figura 3.3. Ingreso de periodos de funcionamiento por horas.....	99
Figura 3.4. Ingreso de parámetros de diseño	99
Figura 3.5. Ingreso de datos de altura y método de cálculo, en el ELITE	100
Figura 3.6. Ingreso de datos geográficos y de ubicación, en el ELITE	101
Figura 3.7. Ingreso de los coeficientes de transferencia térmica de techo.....	101
Figura 3.8. Ingreso de coeficiente de transferencia térmica de paredes..	102
Figura 3.9. Ingreso de coeficiente de transferencia térmica de vidrio.....	102
Figura 3.10. Ingreso de parámetros y condiciones de trabajo que deberán tener los equipos	103

Figura 3.11. Ingreso del ΔT del agua en el chiller.....	104
Figura 3.12. Ingreso de datos de caudal de aire obtenidos de la tabla 2.12	104
Figura 3.13. Ingreso de dimensiones de cada ambiente	105
Figura 3.14. Recorrido de ducto seleccionado para el cálculo de caída de presión, en techo	111
Figura 3.15. Recorrido vertical de ducto seleccionado para el cálculo de caída de presión	111
Figura 3.16. Recorrido de ducto seleccionado para el cálculo de caída de presión, en primer piso	112
Figura 3.17. Recorrido de tubería seleccionada para el cálculo de caída de presión, en techo	114
Figura 3.18. Recorrido vertical de tubería seleccionada para el cálculo de caída de presión	114
Figura 3.19. Recorrido de tubería seleccionada para el cálculo de caída de presión, en primer piso	115
Figura 3.20. Diagrama de funcionamiento del chiller con recuperador de calor.....	132
Figura 3.21. Curvas características para selección de bomba	134
Figura 3.22. Curvas características para selección de ventilador	137

PROLOGO

El principal propósito de mi tesis es presentar el diseño de un sistema de aire acondicionado basado en diferentes fuentes de consulta teóricas y prácticas, que se complementaran en los cálculos y selección de los componentes del sistema de enfriamiento, que puedan satisfacer las exigencias de los clientes del hotel Garcilaso. En los diferentes capítulos se explicarán las metodologías de manera clara y precisa tanto en los cálculos como en los resultados.

La presente tesis consta de seis capítulos donde se plasman los fundamentos que se usaran con la finalidad brindar confort térmico a los diferentes ambientes del hotel Garcilazo:

En el capítulo 1: Se incluye el tema de los antecedentes, objetivos y planteamiento de la problemática.

En el capítulo 2: Se muestran las variables de diseño como: parámetros de confort térmico, ecuaciones para el cálculo de resultados, definición general de equipos y conceptos generales termodinámicos referidos a la implementación de sistema de aire acondicionado.

En el capítulo 3: Se procede a obtener valores de diseño del sistema, tales como: parámetros de diseño, cálculos térmicos mediante la metodología CLTD y tablas de resultados térmicos. A continuación, con los datos

obtenidos, se procede a la selección de tuberías y ductos, cantidad de material a usarse y componentes del sistema de aire acondicionado y ventilación.

En el capítulo 4: Se realiza el análisis de los resultados para presentar los cuadros de los costos económicos, consumo energético, finalmente las conclusiones y recomendaciones del sistema diseñado.

Quiero manifestar mi satisfacción durante el diseño y desarrollo de un sistema de aire acondicionado para el hotel Garcilaso, ya que durante el desarrollo de este trabajo pude comprobar que muchos parámetros y métodos prácticos usados en el campo de la implementación se corroboraron con las normativas y teorías aprendidas por mi paso por la universidad nacional de ingeniería. Finalmente, mi agradecimiento a todos los profesionales del rubro HVAC que compartieron sus enseñanzas y recomendaciones para mi crecimiento profesional, el cual se demuestra en el presente trabajo.

CAPITULO I

INTRODUCCION

1.1. Generalidades

La climatización de un ambiente es un mecanismo que brinda condiciones ambientales idóneas para la comodidad térmica de las personas, poniendo en funcionamiento un ciclo de compresión de vapor-líquido que permite la circulación de un fluido llamado refrigerante que altera la temperatura cuando es comprimido, brindando aire fresco al ser expulsado dentro del espacio.

1.2. Planeamiento de la realidad problemática

La climatización en hoteles se ha convertido en una importante necesidad para la captación de clientes, quizás en uno de sus principales motores de su desarrollo.

La climatización es fundamental para brindar confort y salubridad en los diferentes ambientes contra muchas de las repercusiones que influyen en la salud de los usuarios como:

- Las elevadas temperaturas externas (sea calor o frio) que causan dificultades en las actividades y estadía de los usuarios.
- Cambios bruscos de temperatura, llamados comúnmente “choques térmicos”, que provocan la susceptibilidad a enfermarse.

En los centros hoteleros se deben cumplir con una serie de requisitos básicos y esenciales como la norma EM030 actualizada el año 2021, el cual indica que debemos añadir sistemas de aire fresco a muchos de sus ambientes, además debemos de añadir filtros con Minimum Efficiency Reporting Value (MERV) 8 como mínimo en las unidades interiores para la aplicación de hoteles, y utilizar lámparas ultravioletas de longitud de onda corta para purificar la sección del serpentín y desinfectar el aire que circule por el evaporador.

La ciudad de Yurimaguas ubicada en Loreto, donde se ubica el hotel Garzilazo en la calle Garcilazo 452, generalmente presenta un clima caluroso y bochornoso cuya temperatura varía entre 22°C a 34°C. Este tipo de clima atrae el turismo para el desarrollo de actividades como baños en piscina, parque acuático, reuniones matutinas, paseos en bote, caminatas, etc Por ello, para un hotel de esta zona se concibe la necesidad de tener instalaciones de climatización destinadas a la hospitalidad para vender un servicio y sensación de bienestar a sus clientes.

En la actualidad el hotel Garcilazo no cuenta con sistema de climatización y ventilación mecánica, por lo cual es de suma importancia implementar estos sistemas para mejorar la calidad de estancia de los huéspedes y cumplir con la normativa nacional e internacional.

Entonces ¿Cuál es la importancia de diseñar un sistema de climatización para el Hotel Garcilazo?

1.3. Objetivo del estudio

1.3.1. Objetivo general

Diseñar un sistema de climatización y ventilación mecánica del Hotel Garcilazo – Loreto.

1.3.2. Objetivos Específicos

Los objetivos específicos de la tesis son los siguientes:

- Garantizar un sistema de climatización que cumpla toda normativa nacional aplicada al establecimiento y brinde un servicio de hospedaje con confort térmico en los diferentes ambientes del hotel.
- Elaborar el cálculo de la carga térmica, selección de tuberías y ductos y metrados elegir un sistema de enfriamiento idóneo que junto a sus componentes brinde las condiciones solicitadas por el cliente.
- Simular consumos energéticos de los diferentes sistemas de climatización convencionales cuya especificación técnica son brindadas por sus proveedores, para finalmente desarrollar los planos del sistema y elaborar los comparativos de costo inversión inicial y operativos del sistema.

1.4. Hipótesis

1.4.1. Hipótesis general

Diseñar un sistema de climatización que al momento que se apruebe su implementación cumpla con las normas de edificación y de eficiencia energética.

1.4.2. Hipótesis específico

Los objetivos específicos de la tesis son los siguientes:

- Para climatizar el presente hotel se requerirá un sistema de enfriamiento.
- La producción de aire frío se realizarán mediante sistemas de agua refrigerada con sistemas de bombeo primario y secundario variable. El aire suministrado cumplirá con los estándares de calidad en función de la temperatura y humedad.
- Se logrará un ahorro en consumo incluyendo las incluyendo recuperadores de energía aire-aire en las unidades manejadoras de aire y recuperadores de energía en las enfriadoras de agua helada.

1.5. Antecedentes

Durante el desarrollo de mi profesión tuve acceso a información y estuve presente en diferentes proyectos relacionados principalmente a la implementación de sistemas de aire acondicionado y ventilación para edificios multiempresariales y el rubro retail, apreciando el funcionamiento de sistemas split, multi V, fan coils y chillers enfriados por agua y aire.

Observando las instalaciones, muchos de estos sistemas de climatización presentaban el mismo principio básico de refrigeración: condensación-expansión- evaporación-compresión. Y es en la etapa de condensación donde pude observar que la mayor parte de la carga térmica era expulsada al exterior, cuando se podría reutilizar en otros procesos y disminuir el consumo energético logrando mayor eficiencia.

Existen muchos estudios y proyectos de climatización hotelera, relacionados con la presente tesis, debemos basarnos preferentemente en proyectos realizados bajo el mismo clima y condiciones meteorológicas, con lo cual nuestros proyectos referenciales son:

Hotel 4 estrellas Holiday Inn Miraflores, ubicado en Calle Alfonso Ugarte 177, Miraflores, Lima, realizado el año 2019, cuenta con sistemas de enfriamiento mediante agua refrigerada, se aplica la recuperación de energía para recuperar el calor extraído de las habitaciones e inyectar al sistema de calentamiento para agua sanitaria utilizada en la lavandería y duchas calientes.

Hotel 3 estrellas Holiday Inn San Isidro, ubicado en Calle Coronel Andrés Reyes 492, San Isidro, Lima; realizado el año 2018, cuenta con sistemas de climatización mediante volumen variable de refrigerante (VRV), a su vez el sistema de inyección y extracción de aire exterior y viciado respectivamente utiliza recuperadores de energía para disminuir la carga térmica por aporte de aire exterior.

Edificio de oficinas públicas de cuatro pisos, ubicado en el cruce de Jr. Ucayali y Jr. Antonio Raymondi provincia de Coronel Portillo en el departamento de Pucallpa, realizado en el año 2016. Cuenta con un sistema de refrigeración mediante agua refrigerada usando un chiller refrigerado por aire de 90TR, cuya carga fue seleccionada usando el programa ELITE.

1.5.1. Antecedentes nacionales

Herencia D. (1984) en “Curso de aire acondicionado”, define de manera resumida los procesos de climatización, selección de condiciones de diseño, cálculo de cargas y diseño de distribución del aire. Esto brinda las pautas para el diseño de un sistema de aire acondicionado, los cuales fueron plasmados en los cálculos de la presente tesis.

El “Reglamento de instalaciones térmicas” (2013) del MINCOTUR establece las exigencias de seguridad y eficiencia energética que deben cumplir las instalaciones térmicas en edificios. Dentro de su contenido nos señala que para potencias térmicas mayores a 70KW se requerirá el desarrollo de un proyecto, la carga térmica total es 26.6TR (93.55Kw) por ello si el dueño del hotel deseara su implementación, se tendrá que realizar el desarrollo de las especificaciones técnicas y memoria descriptiva, basadas en el diseño de la presente tesis.

Una investigación del Ministerio de Trabajo y Asuntos Sociales de España “Síndrome del edificio enfermo” del 2020, analiza los síntomas más frecuentes de un grupo de personas que se enferman dentro de un edificio, debido a factores de riesgo como: contaminantes ambientales, iluminación, ruido, ambiente térmico, ventilación y factores psicosociales. La metodología comienza con el planteo del problema luego formular medidas de inspección, indicadores de clima y otros factores involucrados para finalmente realizar un análisis de los contaminantes ambientales que causan la propagación de enfermedades dentro de un edificio. Por ello para el mejoramiento de la

calidad del aire y evitar la propagación de microorganismos se planteó usar un desinfectante de aire en el diseño.

El ministerio de vivienda a través del “Reglamento nacional de edificaciones” del 2006, contiene las normas, criterios y requisitos mínimos para el diseño y ejecución de habilitaciones urbanas y de edificaciones. Cuya aplicación es de carácter permanente, público y privado. Nos basaremos en la sección IV donde se encuentra el ítem EM.030 que se refiere a las disposiciones para la ventilación mecánica.

Manuel Azahuanche desarrollo la tesis “Cálculo y diseño del sistema de climatización de áreas de producción en laboratorios farmacéuticos” en el 2006, para un laboratorio farmacéutico (Corporación Medica) ubicado en la Av. Venezuela 1545-Distrito de San Miguel-Departamento de Lima-Perú, tomando en consideración las condiciones de temperatura y humedad relativa externa e interna (requerida por el cliente) tomo en cuenta la normatividad y el comportamiento del aire de acuerdo a la carta psicrométrica. Después de calcular los parámetros de diseño, se realiza la obtención de los costos que involucrarían su implementación. La metodología usada es lógica y secuencial la cual permitió determinar la carga térmica necesaria del sistema, esta metodología plasmada en un diagrama del flujo sirvió de guía para el desarrollo de los cálculos.

Cosme R. desarrollo la tesis “Diseño del sistema de climatización y ventilación mecánica del Hospital de Pampas Tayacaja” en el 2019, En esta tesis se diseña un sistema de climatización y ventilación mecánica del Hospital

de Pampas, Tayacaja. Se presenta la teoría para el cálculo de aire acondicionado, determinación de la carga térmica, los caudales de ventilación, las condiciones térmicas externas e internas, dimensionamiento de ductos y tuberías. Asimismo, con los resultados obtenidos se plantea como alternativa un sistema de aire acondicionado donde la carga térmica es expulsada al exterior y otro sistema de aire acondicionado con recuperador de calor, ambos son comparados en función de los costos de implementación y de funcionamiento. La metodología usada se basa en la experiencia del diseñador con diferentes tecnologías de producción frigorífica, analizados según el consumo energético anual de todo el sistema. Esto me brinda la idea de recuperar la energía térmica de la etapa de condensación del sistema de enfriamiento.

Dorregaray D. desarrollo la tesis "Diseño del sistema de aire acondicionado de una oficina zonal pública en Pucallpa" en el 2008, cuyo objetivo es diseñar un sistema de aire acondicionado para la remodelación de un edificio público ubicado en el cruce de Jr Ucayali y Jr. Antonio Raymondi en Pucallpa, el cual conservara su arquitectura. Este edificio cuenta con la mayoría de sus ambientes del tipo oficina el cual contienen computadoras, faxes, fotocopiadoras, etc además de una sala de servidores. Por tanto, dentro de los ambientes se generarán cantidades considerables de calor latente y sensible, además Pucallpa posee un clima caloroso que provoca una mayor demanda energética para la producción de aire fresco. La metodología usada para determinación del cálculo térmico será usando el método CLTD (método

de diferencia de temperatura de carga de enfriamiento) mediante el software ELITE.

Gutierrez D. desarrollo la tesis “Sistema de climatización para el hotel cuatro estrellas ubicado en la ciudad de Lima” en el 2009, en esta tesis se diseña un sistema de aire acondicionado para un hotel de cuatro estrellas con once pisos y un sótano. Este hotel posee espacios cuyo fin es el de hospedar personas, además de contar con espacios de recreación como bar, salón principal, sala de reuniones y dos halls. Igualmente, respecto a lo mencionado líneas arriba, la metodología usada para la determinación del cálculo térmico será usando el método CLTD (método de diferencia de temperatura de carga de enfriamiento) mediante el software ELITE. Al tratarse también de un hotel, nos demuestra la efectividad del uso del método CLTD mediante el software ELITE. Ya que actualmente el hotel está en funcionamiento.

Morante Q.A. desarrollo la tesis “Diseño de un sistema de aire acondicionado de bajo costo de operación para las oficinas administrativas del cuarto piso del edificio de ingeniería USAT – Chiclayo” en el 2021, donde diseña un sistema de aire acondicionado en el cuarto piso de un edificio de oficinas administrativas de USAT ubicado en Chiclayo. En este diseño se planteó una comparativa en función de los costos de implementación y de operación, entre el sistema convencional de compresión y un sistema por absorción. Se concluyó que, si bien el sistema por compresión tiene menor costo en su implementación, este consumía mayor cantidad de energía que a lo largo del tiempo se traducía en una desventaja en comparación del sistema

de absorción que si bien es más costoso en su implementación presentaba un considerable ahorro en el consumo eléctrico durante su uso. El aporte para la presente tesis es usar el análisis de costos como el determinante para la selección de sistema.

Pachas desarrollo la tesis “Diseño de un sistema de climatización bajo condiciones de bioseguridad para el hospital de nivel II Lima Norte de ESSALUD”, la tesis tiene como objetivo diseñar un sistema de climatización bajo condiciones de bioseguridad para el hospital General Luis Negreiros ubicado en Lima Norte ESSALUD para brindar confort térmico con condiciones de bioseguridad a los pacientes, personal médico y demás que harán uso del hospital. Los centros sanitarios deben cumplir con una serie de requisitos básicos y esenciales, inherentes a las actividades en el hospital, considerando la susceptibilidad de los pacientes y la reducción de la concentración de agentes contaminantes contenidas en el ambiente externo. Todo esto fue considerado por el proyectista al momento de desarrollar el diseño del sistema de aire acondicionado. La metodología usada es el método RTS (Radiant time Series) mediante el software ELITE. Esto brinda a la presente tesis, realizar el análisis y obtención de resultados mediante el software ELITE para un centro sanitario con condiciones de bioseguridad.

En el Reglamento nacional de edificaciones en el ítem EM110 “Confort térmico y lumínico con eficiencia energética” del 2021, nos brinda las normas sobre las condiciones de confort térmico y lumínico con eficiencia energética. También muestra la metodología de cálculo para hallar las transmitancias

térmicas de las paredes y ventanas de una edificación, para luego presentarlas en tablas de donde de manera directa se pueden usar para el diseño de nuestro sistema de climatización. Para el diseño de la presente tesis, se usará la transmisión de pared igual a $0.35 \text{ Btu/h.}^\circ\text{F.pie}^2$.

Rodriguez W. desarrollo la tesis "Gestion gerencial para promover el uso de paneles solares en el edificio multifamiliar "Las Vegas" para el ahorro energético y reducción de la contaminación ambiental en el distrito de Chosica", esta tesis hace mención a un estudio de los consumos de energía térmica de un sistema de agua caliente de un edificio multifamiliar ubicado en el distrito de Chosica, departamento de Lima. Se plantea buscar una tecnología innovadora limpia con menor impacto negativo en el medio ambiente, para brindar la posibilidad de ahorro de energía eléctrica con el uso de los paneles solares que transforman la energía solar en eléctrica y tienen una durabilidad de aproximadamente 20 años. Una vez planteada la solución se consigue pronosticar un ahorro de entre 30% a 40% del consumo eléctrico del sistema de agua caliente. La idea se consultó con los habitantes del edificio mediante una encuesta sobre el uso de energías renovables y sus beneficios mostrando un gran interés por parte de los ellos. La metodología usada se efectuará con datos cuantitativos obtenidos de la realidad y con conceptos que generalizaran los datos, lográndose el diagnostico de esta realidad. Concluyendo que el uso de energías renovables logra un ahorro energético, esto nos guio a plantear la idea de reutilización de la carga térmica que también podría usarse en el servicio de agua caliente.

1.5.2. Antecedentes internacionales

Nieto A. expone en la revista Mundo HVAC&R un artículo sobre el “Uso de Luz Ultravioleta en el Aire Acondicionado” en el 2020, los fundamentos y aplicaciones de la luz ultravioleta (UV) con fines germicidas. De forma concreta, explica como la radiación UV con una longitud de onda entre los 200 a 400 nanómetros elimina la carga biológica del aire, manteniéndolo limpio libre de algas u hongos, resultando en una mayor eficiencia térmica y disminución de la propagación de enfermedades. La metodología usada fue exponer a los microorganismos como bacterias, virus, levaduras, bacillus, etc a diferentes niveles de energía para eliminarlos, brindando como datos la energía necesaria para eliminar determinado microorganismo. En este diseño se usará como desinfectante de aire la luz ultravioleta, que según recomendaciones de este artículo deberá ubicarse del lado de baja presión del serpentín.

La Organización Mundial de la Salud expone su “Guía de calidad del aire de la OMS relativas al material articulado, el ozono, el dióxido de nitrógeno y el dióxido de azufre” en el 2020, esta guía sobre calidad de aire nos orienta sobre la manera de reducir los efectos de la contaminación del aire en la salud, desarrollada en base a estudios realizados y recopilados, brindan tablas y rangos cuantitativos con el objetivo de informar, en forma de valores, sobre cómo gestionar la calidad del aire. Esto reafirma el interés de esta tesis en usarse un desinfectante de aire.

Adunrel A., Sterling E., Biggin J. desarrollaron un estudio sobre los “Efectos indirectos sobre la salud de la humedad relativa en ambientes interiores” en el 2020, donde revisaron los efectos de la humedad relativa en la salud. Se realizaron nueve estudios epidemiológicos de bacterias y virus donde examinaron su relación con la humedad relativa en el ambiente encontrando que entre 40% y el 70% la supervivencia de los organismos se minimizaba, también analizaron la población de ácaros y hongos alergénicos y observaron que a humedades relativas menos a 50% la población disminuía. La metodología usada fue realizar ensayos experimentales bajo ciertas condiciones controladas por los investigadores que permitió comparar el efecto de una o más intervenciones de diferentes valores de humedad relativa. Entonces, para la determinación de la humedad relativa en los ambientes a climatizar, se tomó en consideración este estudio para verificar que el valor de la humedad relativa que usaremos este dentro del rango recomendado.

El manual de ASHRAE es una de las guías más usadas a nivel mundial en el rubro de la climatización y refrigeración, comprende más de 60 capítulos que contiene una amplia información sobre instalación, diseño y utilización de equipos usados en aplicaciones generales relacionadas a la energía y las gestiones de edificios. Los temas y datos extraídos de ASHRAE, para la presente tesis, son principalmente de confort térmico y ventilación.

El profesor Barrera nos a través de su libro “Aire acondicionado” del 2004, presenta en cada capítulo los criterios y cálculos necesarios para el diseño de un sistema de aire acondicionado tomando en consideración la

normativa española RITE (Reglamento de instalaciones térmicas en los edificios) para conseguir un espacio condicionado al confort térmico requerido por sus habitantes. Este documento brinda los conceptos y tipos de cargas térmicas, los cuales serán usados para la obtención de la carga térmica total.

El manual de Carrier llamado “Manual de Aire Acondicionado” desarrollado en el 2015, nos brinda de manera textual y cuantitativa el resultado de los 50 años de experiencia de la empresa Carrier Air Conditioning Company en el rubro de la climatización. Proporciona datos prácticos a los ingenieros que diseñan e implementan sistemas de aire acondicionado, en mi caso extraje los datos sobre dimensionamiento de ductos y su relación de conversión.

El profesor Miranda A.L. en su obra “ABC del aire acondicionado” del 2014, muestra el procedimiento para el diseño de un sistema de aire acondicionado, pero adiciona en el capítulo 8 los conceptos básicos sobre la reparación y mantenimiento de un sistema de aire acondicionado. Estos conceptos serán una guía para el desarrollo del presupuesto de mantenimiento.

CAPITULO II

MARCO TEORICO Y CONCEPTUAL

2.1 Importancia de los sistemas de aire acondicionado

La importancia de los sistemas de climatización o aire acondicionado nace de una necesidad llamada “confort térmico” que según la ASHRAE 55 es una condición mental que expresa satisfacción con el ambiente térmico.

Los sistemas de aire acondicionado, son importantes, en un principio, para mantener la temperatura dentro de rangos óptimos al cuerpo humano, con el fin de lograr un “confort térmico” estado en donde el esfuerzo fisiológico para estar a una temperatura, se reduzca; posteriormente se observa que también es importante la inyección de aire exterior a los ambientes para renovar el aire viciado generado por los ocupantes.

La climatización de un edificio o recinto se lleva a cabo mediante los denominados sistemas de climatización que integran todos los elementos necesarios para realizar esta función.

“De una forma muy genérica, y atendiendo al fluido caloportador, se clasifican en sistemas de aire y sistemas de agua” (AFEC, 2015, 120)

Los sistemas de aire acondicionado representan el segundo mayor consumo energético dentro de los edificios, con lo cual es de suma importancia adaptar tecnologías de eficiencia energética desde el diseño

hasta la construcción de los mismos. Algunos de los puntos a considerar respecto al ahorro energético, son:

- El primero es referido a las eficiencias energéticas en el equipamiento de climatización, escoger tecnologías de menor consumo, gestionar el uso de equipamiento para trabajo en las curvas de máxima eficiencia, incorporar recuperadores de energía, entre otros.
- El otro punto de vista es en la reducción de la carga térmica de enfriamiento, donde se tiene como alternativas: escoger materiales con mejor aislamiento, puntos de set para temperatura variables, disminución de equipamiento interno con disipación de calor, etc.

2.2 Carga térmica

La carga térmica se define como la cantidad de energía térmica por unidad de tiempo que un ambiente intercambia con otro o el medio ambiente debido a condiciones de temperatura, humedad, inyección de aire fresco o extracción de aire viciado.

Existen dos tipos de carga térmica: de calefacción y enfriamiento.

Las cargas térmicas de calefacción son las pérdidas de calor por transferencia de calor entre el aire caliente al interior del recinto y el aire frío mediante las paredes, ventanas; fugas de aire caliente es decir infiltraciones. Para contrarrestar estas pérdidas de calor se agrega continuamente energía al interior del local para mantener una adecuada temperatura dentro del recinto.

Las cargas de enfriamiento son, en cambio, las ganancias de energía que usualmente son por radiación solar, calor disipado por personas, equipos, luminarias, etc.

El cálculo de carga térmica es fundamental para posteriormente realizar los dimensionamientos y diseño adecuado de los equipos, conductos de aire, tuberías, sistemas de recuperación de energía, sistemas de control y automatización.

Dentro de cálculo de carga térmica se contemplan todos los factores que generan ingreso y salida de energía al recinto, por ejemplo:

- Ventanas
- Paredes
- Techos
- Personas
- Fuentes de calor externas
- Rendijas de aire
- Aire fresco de ventilación
- Etc.

Para el cálculo de la carga térmica se recurrió al método por “Diferencia Total Equivalente de Temperatura (DTET), que se define como la diferencia de temperaturas del aire exterior y el aire interior que produce el mismo flujo de energía al local que la originada por la radiación solar y la variación de temperatura” (Azahuanche, 2006, 8).

2.2.1 Componentes de la carga térmica

La carga térmica total de un ambiente se obtiene como se observa en la siguiente sumatoria:

$$Q = Q_S + Q_L$$

Q : Carga termica total

Q_S : Carga sensible

Q_L : Carga latente

2.2.1.1 Calor sensible

Las cargas sensibles son las que van a generar un cambio de temperatura en el aire.

$$Q_S = \overline{m}_a \times \Delta h_S$$

Q_S : Carga sensible

\overline{m}_a : Variacion de masa de aire por unidad de tiempo

Δh_S : Variacion de entalpia latente

2.2.1.2 Calor latente

Las cargas latentes son las que van a generar un cambio de humedad absoluta del ambiente.

$$Q_L = \overline{m}_a \times \Delta h_L$$

Q_L : Carga latente

\overline{m}_a : Variacion de masa de aire por unidad de tiempo

Δh_L : Variacion de entalpia latente

2.2.2 Tipos de Carga térmica

Las cargas térmicas pueden ser externas e internas:

2.2.2.1 Cargas externas

Las cargas térmicas externas son todas aquellas que vienen del ambiente exterior que rodea a la envolvente del local o por ingresos de aire exterior, infiltraciones, por ejemplo:

- Carga sensible por conducción de calor mediante ventanas, paredes, techo, suelo u otras superficies soleadas.
- Carga sensible por transitividad en superficies no soleadas.
- Carga sensible y latente por ingreso de aire fresco para ventilación
- Carga sensible y latente por infiltraciones por rendijas del local

2.2.2.2 Cargas internas

Las cargas térmicas internas son todas aquellas que se producen en el interior del recinto, por ejemplo:

- Disipación de calor sensible y latente de personas
- Disipación de calor sensible y latente de equipamiento interior (motores, transformadores, etc)
- Disipación de calor sensible por iluminación

2.3 Método CLTD para cálculo de carga térmica

El método de diferencia de temperatura de carga de enfriamiento/factor de carga de enfriamiento (CLTD/CLFm) ha sido un método popular para realizar cálculos de carga de enfriamiento desde la publicación de ASHRAEG RP-158, el Manual de cálculo de carga de enfriamiento y calefacción (ASHRAE 79). Originalmente desarrollado como una técnica de cálculo manual, se vio obligado a utilizar algunas aproximaciones que dieron lugar a imprecisiones significativas en algunas condiciones.

El método actual de diferencia de temperatura de carga de enfriamiento/factor de carga de enfriamiento (CLTD/CLF) descrito en GRP 158 (ASHRAE 1979) se basa en el trabajo realizado por Rudoy y Duran (1975). Este método fue desarrollado como un método de cálculo manual, que usaría valores CLTD y CLF tabulados. Los datos tabulados de CLTD y CLF se calcularon utilizando el método de función de transferencia, que arrojó cargas de enfriamiento para condiciones ambientales estándar y tipos de zona. Luego, las cargas de enfriamiento se normalizaron, como se describe a continuación, para que el diseñador pudiera calcular la carga de enfriamiento para cada hora con una simple multiplicación. Luego se sumaron las cargas de enfriamiento de cada componente para obtener la carga de enfriamiento total de la zona.

Principalmente como método informático, utilizando el programa informático ELITE, toma un punto específico de la zona, para generar un conjunto de tablas para la zona, latitud y mes específicos. El programa

generará tablas para facilitar el cálculo de la carga de refrigeración para cualquier zona con cualquier tipo de techo y tipo de pared, siguiendo rigurosamente el método de la función de transferencia. Las tablas se pueden generar para cualquier mes y latitud que elija el usuario.

Por tanto, la respuesta de la zona ahora se puede contabilizar de una manera más manera precisa, utilizando los factores de ponderación desarrollados en ASHRAREP -472.

El único límite es el modo de operación en la que el diseñador elige trabajar. Si el modo orientado a computadora (número 3 en los "Objetivos" sección), los efectos de la respuesta de zona pueden contabilizarse con aproximadamente la misma precisión como el método de la función de transferencia. Si uno de los dos modos manuales (números 1 y 2 en los "Objetivos" sección), se renuncia a cierta precisión para que los datos se reduzcan a un número razonable de tablas impresas.

2.4 Confort térmico e higrométrico

El confort térmico e higrométrico son la finalidad de los sistemas de climatización, además de garantizar la continua renovación de aire viciado; según ISO 3370, "el confort térmico es la condición de la mente que expresa satisfacción con el ambiente térmico" (Revista Electrónica Nova Scientia Vol. 8, 2016, 281).

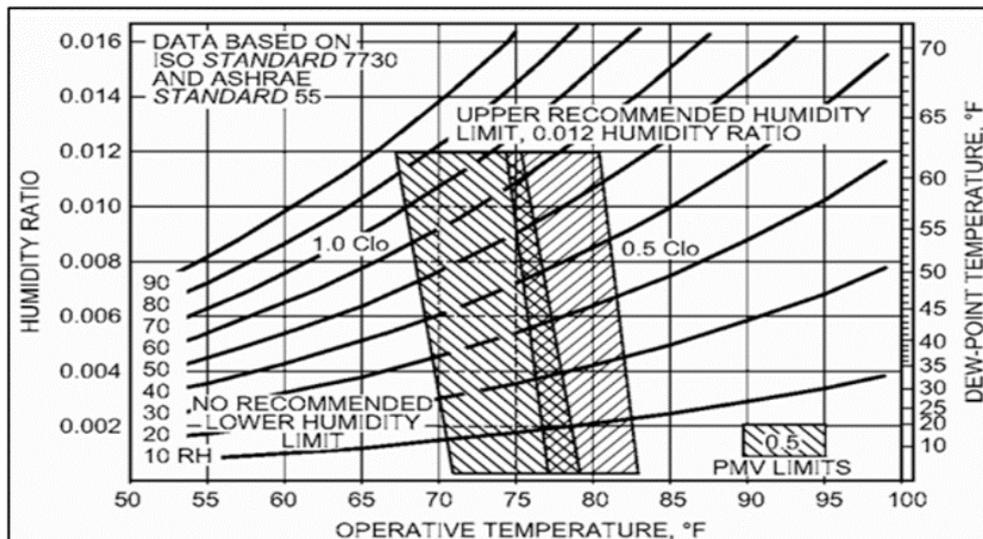


Figura 2.1. Condiciones térmicas recomendadas

En el gráfico del estándar ASHRAE 55, nos muestra el área donde se ubican los valores de temperatura y humedad que aseguran la comodidad de sus ocupantes.

“En general, el confort ocurre cuando las temperaturas del cuerpo se encuentran en rangos cortos, la humedad de la piel es baja y el esfuerzo fisiológico de la regulación se hace mínimo, el confort térmico también depende del comportamiento, el cual es iniciado consciente o inconscientemente, y es guiado por sensaciones térmicas y de humedad para reducir la incomodidad; algunos ejemplos son estar en distintas actividades cómo trabajos de oficinas o trabajos en gimnasios, etc.” (Cosme, 2020, 14)

2.5 Ventilación de ambientes interiores

La renovación de aire en ambientes climatizados es importante e imperante considerar en el diseño y cálculo de sistemas de aire acondicionado, la principal función es inyectar aire fresco del medio ambiente para así sustituir el aire viciado generado por las personas, un indicador importante utilizado para medir la calidad de aire interior es el nivel de concentración de dióxido de carbono en el ambiente.

La norma ASHRAE 61.1 nos muestra los indicadores y directrices a considerar para la inyección de aire fresco, en esta norma se puede observar que debemos inyectar aire fresco por cada ocupante y por cada unidad de área superficial del recinto, también nos indica la filtración que debemos utilizar en el sistema de inyección de aire fresco al recinto.

$$V_{bz} = R_p \times P_z + R_a \times A_z$$

Donde:

V_{bz} = flujo de aire exterior de la zona de respiración

A_z = superficie útil de la zona, la superficie

útil neta de la zona de ventilación

P_z = población de la zona, el número de personas en la zona
de ventilación durante el uso típico

R_p = tasa de flujo exterior requerida por persona

Figura 2.2. Ventilación de un ambiente según ASHRAE

La norma peruana EM030, en gran parte basada en el estándar 62.1 de ANSI/ASHRAE, también nos indica los parámetros para el dimensionamiento de los sistemas de inyección de aire fresco y nos indica que debemos utilizar filtros MERV13 como como mínimo en el sistema de filtración.


El Peruano / Miércoles 23 de setiembre de 2020
NORMAS

$$V_{bz} = R_p \times P_z + R_a \times A_z,$$

Donde:

- V_{bz} es el caudal de aire exterior (l/s),
- R_p es el caudal de aire exterior requerido por persona (l/s), según valores de Tabla N° 01,
- R_a es el caudal de aire exterior requerido por unidad de superficie (m²), según valores de Tabla N° 01,
- P_z es el número de personas en la zona ventilada en horario de uso, según el diseño del Proyectista,
- A_z , es la superficie neta habitable de la zona ventilada, (m²).

Figura 2.3. Número de renovaciones, según norma peruana EM030

Tabla 2.1. Tasas de ventilación de ambientes interiores

Servicios de alimentación y bebidas (Normas Técnicas A.070 Comercio y A.100 Recreación y Deportes)				
Restaurantes y comedores	3,8	0,9	70	5,1
Cafetería – comedores de comida rápida	3,8	0,9	100	4,7
Bares, zona de barra	3,8	0,9	100	4,7
Cocinas	3,8	0,6	20	7,0
General				
Salas de reposo	2,5	0,3	25	3,5
Salas de café, kitchenette	2,5	0,3	20	4

	Rp	Ra	Rd	Rt
Tipo de ocupación	l/s*persona	l/s*m ²	#/100 m ²	l/s*persona
Centros de Enseñanza (Norma Técnica A.040 Educación)				
Centros de día (hasta 4 años)	5	0,9	25	8,6
Centros de día (enfermería)	5	0,9	25	8,6
Aulas (5-8 años)	5	0,6	25	7,4
Aulas (más de 9 años)	5	0,6	35	6,7
Sala de conferencias	3,8	0,3	65	4,3
Sala de conferencias (asientos fijos)	3,8	0,3	150	4,0
Aula de arte	5	0,9	20	9,5
Laboratorio de ciencias	5	0,9	25	8,6
Laboratorios universitarios	5	0,9	25	8,6
Taller de madera/ metal	5	0,9	20	9,5
Laboratorio informático	5	0,6	25	7,4
Sala multimedia	5	0,6	25	7,4
Música/teatro/ danza	5	0,3	35	5,9
Sala multiusos	3,8	0,3	100	4,1

Salas de conferencias / reuniones	2,5	0,3	50	3,1
Pasillos	—	0,3	—	
Salas habitables con almacenamiento de productos diversos no contaminantes	2,5	0,6	2	32,5
Hoteles, Moteles, Resorts (Norma Técnica A.030 Hospedaje)				
Salas de estar	2,5	0,3	10	5,5
Dormitorios comunes	2,5	0,3	20	4,0
Lavandería, central	2,5	0,6	10	8,5
Lavandería por apartamento / vivienda	2,5	0,6	10	8,5
Vestíbulos	3,8	0,3	30	4,8
Sala multiusos	2,5	0,3	120	2,8
Edificios de Oficinas (Norma Técnica A.080 Oficinas)				
Descanso	2,5	0,6	50	3,5
Recepción principal				
Salas de almacén de materiales secos	2,5	0,3	10	5,5
	2,5	0,3	2	17,5
Ambiente de oficinas, zonas de trabajo	2,5	0,3	5	8,5
Zonas de recepción	2,5	0,3	30	3,5
Telefonía/manejo de datos	2,5	0,3	60	3

Ambientes variados				
Depósitos de establecimientos bancarios/cajas de seguridad	2,5	0,3	5	8,5
Establecimientos bancarios o recepción de los mismos	3,8	0,3	15	6
Computadoras (sin impresión)	2,5	0,3	4	10
Congeladores y ambientes refrigerados (<10°C)	5,0	0	0	0
Manufactura en general (no incluye industria pesada y procesos industriales que utilicen productos químicos)	5,0	0,9	7	18
Farmacia (área de preparación)	2,5	0,9	10	11,5
Estudios de fotografía	2,5	0,6	10	8,5
Envío y recepción de paquetes	5,0	0,6	2	35
Clasificación y embalaje	3,8	0,6	7	12,5
Cabinas telefónicas	—	0	—	
Áreas de espera transporte público y privado	3,8	0,3	100	4,1
Almacenes en general	5,0	0,3	—	

Ambientes Públicos				
Auditorios	2,5	0,3	150	2,7
Centro de culto religioso	2,5	0,3	120	2,8
Juzgados	2,5	0,3	70	2,9
Cámaras legislativas	2,5	0,3	50	3,1
Bibliotecas	2,5	0,6	10	8,5
Vestíbulos	2,5	0,3	150	2,7
Museos (niños)	3,8	0,6	40	5,3
Museos/galerías	3,8	0,3	40	4,6
Residencial				
Unidad de vivienda	2,5	0,3	F	
Pasillos comunes	—	0,3		

Comercio (Norma Técnica A.070 Comercio)				
Zona de ventas (excepto los puntos siguientes)	3,8	0,6	15	7,8
Áreas comunes de Centros Comerciales	3,8	0,3	40	4,6
Peluquerías	3,8	0,3	25	5
Salones de belleza	10	0,6	25	12,4
Tiendas de mascotas (zona de animales)	3,8	0,9	10	12,8
Supermercados	3,8	0,3	8	7,6
Lavanderías de autoservicio	3,8	0,6	20	7,0
Deportes y Entretenimiento (Norma Técnica A.100 Recreación y Deportes)				
Gimnasio, estadios de deporte (área de juego)	10	0,9	7	23
Zonas de espectadores	3,8	0,3	150	4,0
Natación (piscina y solarium)	—	2,4	—	
Disco/pistas de baile	10	0,3	100	10,3
Gimnasio/sala de aeróbicos	10	0,3	40	10,8
Gimnasio/sala de pesas	10	0,3	10	13,0
Bolera (asientos)	5	0,6	40	6,5
Salas de juegos (casinos)	3,8	0,9	120	4,6
Salas de juegos	3,8	0,9	20	8,3
Estudios	5	0,3	70	5,4
Fuente: ASHRAE 62.1-2016 Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality (Ventilación para una adecuada calidad del aire interior).				

Fuente: ASHRAE 62.1-2016

2.6 Parámetros de flujo de fluidos en tuberías y ductos

“El paso de agua a través de tuberías y el del aire a través de conductos en los sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado, generalmente se efectúa bajo las condiciones llamadas flujo estacionario o flujo permanente;

es decir que el flujo del fluido en cualquier parte de la sección de tubo o ducto es igual al que hay en cualquier otro punto en el mismo tubo.” (Pita, 2000, 216)

El sistema de tuberías y conductos de aire debe proyectarse dentro de limitantes, cómo pueden ser: espacio disponible, pérdidas por rozamiento, velocidad de aire, niveles sonoros, pérdidas o ganancia de energía y fugas.

2.6.1 Ecuación de energía de flujo

La ecuación de energía de flujo es derivada de la ecuación general de conservación de energía, y nos indica que la energía de un sistema solo se transforma en ganancias o pérdidas.

$$E_i + E_a - E_p = E_f$$

E_i : energía inicial

E_a : energía añadida

E_p : energía perdida

E_f : energía final

La energía de un fluido en un punto depende de variables como: presión, velocidad, elevación, la energía agregada puede ser por una turbo máquina (bomba, ventilador), la energía perdida se origina debido a la fricción, otros cambios de energía que existen son debido a cambio de temperatura, pero al no ser representativo, se puede obviar.

2.6.2 Presión total, estática y dinámica

La presión total P_t de un fluido viene definido por la suma de la presión estática P_e y la presión dinámica P_d .

La presión estática es la que tiene el fluido en reposo.

La presión dinámica depende de la velocidad y está definido por:

$$P_d = \frac{V^2}{2g}$$

P_d : presión dinámica

V : velocidad de fluido

g : constante gravitacional

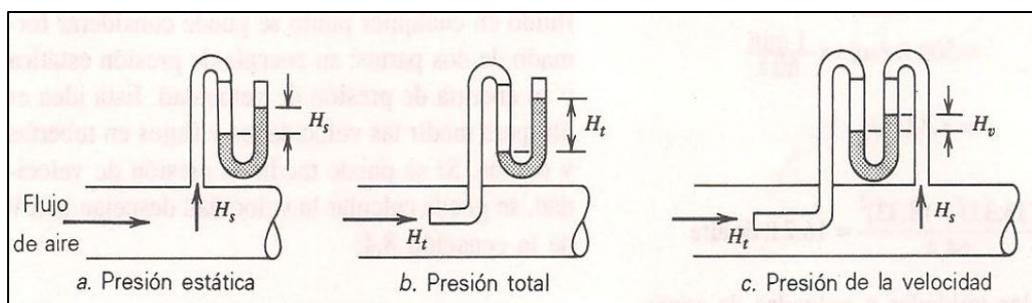


Figura 2.4. Medición de presiones con manómetros
Fuente: Edward G. Pita, 2000

2.6.3 Velocidad del aire

Para establecer la velocidad del sistema de distribución de aire, hay que atender las limitantes que tenemos respecto a los niveles sonoros, costos de implementación, gastos de operación y mantenimientos.

La siguiente tabla nos proporciona velocidades recomendadas para conductos de impulsión y de retorno en un sistema de baja velocidad.

Tabla 2.2. Velocidades máximas recomendadas para sistemas de baja velocidad.

Componente	Velocidades recomendadas, ft/min			Velocidades máximas, ft/min		
	Residencias	Escuelas, teatros, edificios públicos	Construcciones industriales	Residencias	Escuelas, teatros, edificios públicos	Construcciones industriales
Entradas de aire exterior ^a	500	500	500	800	900	1200
Filtros ^a	250	300	350	300	350	350
Serpentines de calentamiento ^a	450	500	600	500	600	700
Lavadores de aire	500	500	500	500	500	500
Conexiones de succión	700	800	1000	900	1000	1400
Descargas de ventilador	1000 – 1600	1300 – 2000	1600 – 2400	1700	1500 – 2200	1700 – 2800
Ductos principales	700 – 900	1000 – 1300	1200 – 1800	800 – 1200	1100 – 1600	1300 – 2200
Ductos de ramal	600	600 – 900	800 – 1000	700 – 1000	800 – 1300	1000 – 1800
Subidas de ramal	500	600 – 700	800	650 – 800	800 – 1200	1000 – 1600

^a Estas velocidades son para toda la superficie de la cara, y no la superficie libre. Las demás velocidades son para superficie libre neta.

Fuente: Edward G. Pita, 2000

2.6.4 Pérdida de presión por fricción en tuberías y conductos

La fricción es una resistencia al flujo como resultado de la viscosidad y la rugosidad de las paredes en tuberías y conductos.

$$\Delta p = f \frac{L V^2}{D 2g} \dots \dots \dots (2.1)$$

Donde:

Δp : caída de presión

f : factor de fricción

L : longitud del tubo o conducto

D : diámetro del tubo o conducto

V : velocidad del fluido

El factor de rozamiento, f , viene dado por la ecuación de Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[\frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right] \dots \dots \dots (2.2)$$

Siendo:

ε : rugosidad del material en m

Re : número de Reynolds; $Re = cD \frac{\rho}{u}$

u : la viscosidad dinámica en Kg/(m.s)

Para conductos de aire, dentro de las condiciones usuales de trabajo en los sistemas de climatización, puede utilizarse la ecuación, según el Manual de Aire Acondicionado de Carrier:

$$\Delta p = 0.15r \left(\frac{L}{D^{1.22}} \right) c^{1.82} \dots\dots\dots (2.3)$$

Siendo:

Δp =caída de presión en Pa

r : rugosidad de la superficie interior en mm (0.09 para conducto galvanizado)

L : longitud del conducto en m

D : el diámetro en m

c : la velocidad en m/s

2.7 Calculo de la caída de presión por fricción

2.7.1 Calculo de perdida de presión en tuberías lineales

2.7.1.1 *Calculo de la pérdida de presión en tubería de agua*

El cálculo de fricción en tuberías de agua refrigerada las obtendremos gráficamente para la característica de tubos cédula 40, estos datos son medidos empíricamente.

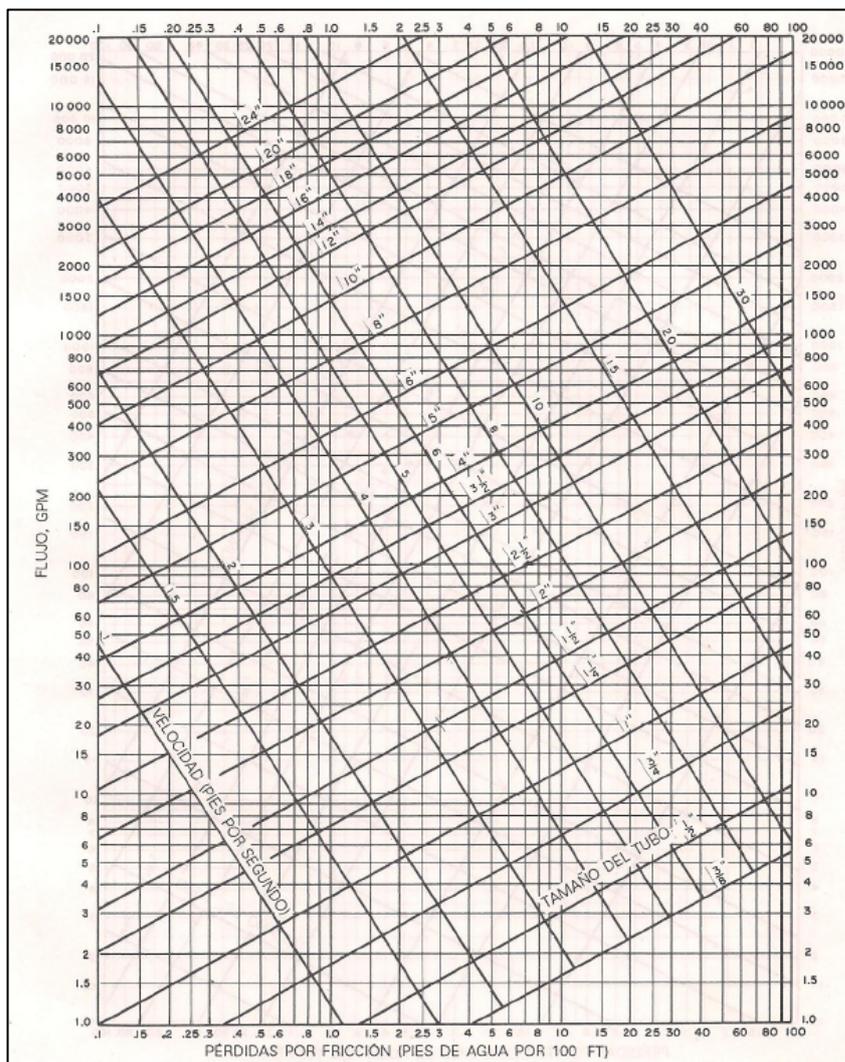


Figura 2.5. Pérdidas por fricción en tuberías acero cédula 40 para agua
Fuente: Edward G. Pita, 2000

2.7.1.2 Calculo de la pérdida de presión en ducto de aire lineal

La pérdida de presión por fricción se va a realizar de manera gráfica, similar a la mencionada en las tuberías de agua refrigerada pero el material de los ductos es acero galvanizado.

En primer lugar, debemos definir el concepto de diámetro equivalente, el diámetro equivalente es el ducto circular que origina la misma caída de presión que un conducto de sección rectangular, se muestra en el gráfico 2.13.

En el siguiente grafico extraído de “Principios y sistemas” de Edwar Pita, se presenta una relación del diámetro equivalente del conducto circular para dimensiones del conducto regular con una relación de forma (relación de forma definida cómo el cociente del lado mayor entre el lado menor) menor o igual a 8, a fin de minimizar la carga es recomendable que la relación de forma tienda a la unidad.

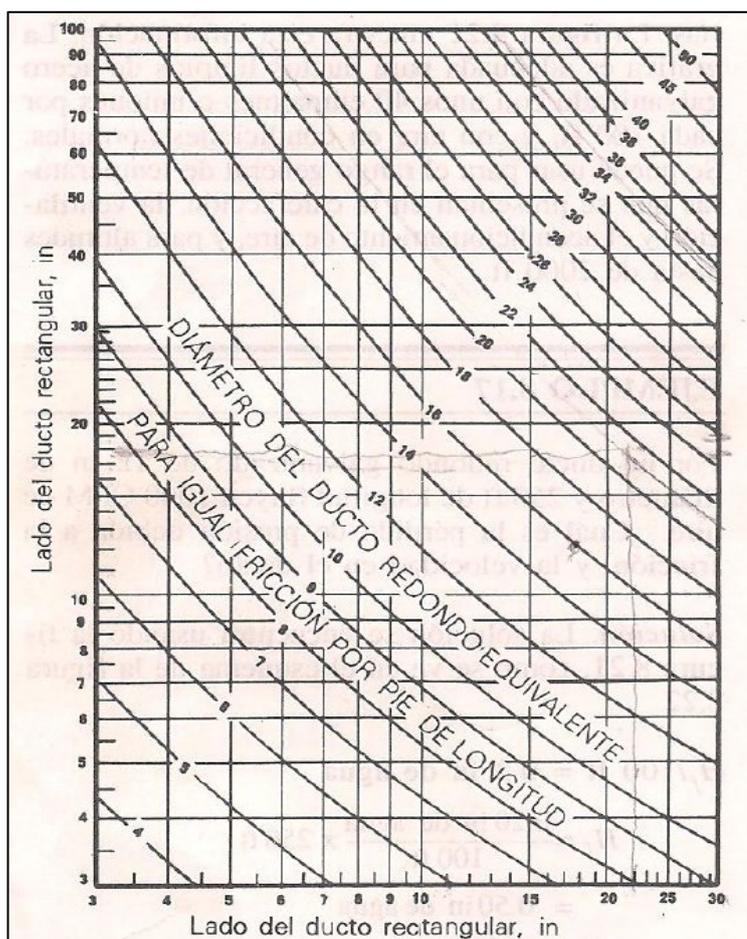


Figura 2.6. Diámetro equivalente para conductos circulares
Fuente: Edward G. Pita, 2000

Diámetro equivalente, que se define como el diámetro que tendría un conducto circular que, conduciendo el mismo caudal y teniendo el mismo coeficiente de fricción, ocasionará la misma pérdida de presión por unidad de longitud. Según Carrier en su manual, viene dado por la expresión:

$$D_{eq} = 1.55S^{0.625}/P^{0.25} \dots\dots\dots (2.4)$$

S = área de paso de la sección recta

P = el perímetro interior de la sección recta

En el gráfico 2.5, extraído del Manual de Aire Acondicionado de Carrier, se muestra la pérdida de carga frente al caudal volumétrico para conductos de sección circular. Al calcular la pérdida de carga para un conducto rectangular debe tenerse en cuenta que la velocidad real de circulación no es la misma que tendría el aire en un conducto circular de diámetro igual al equivalente.

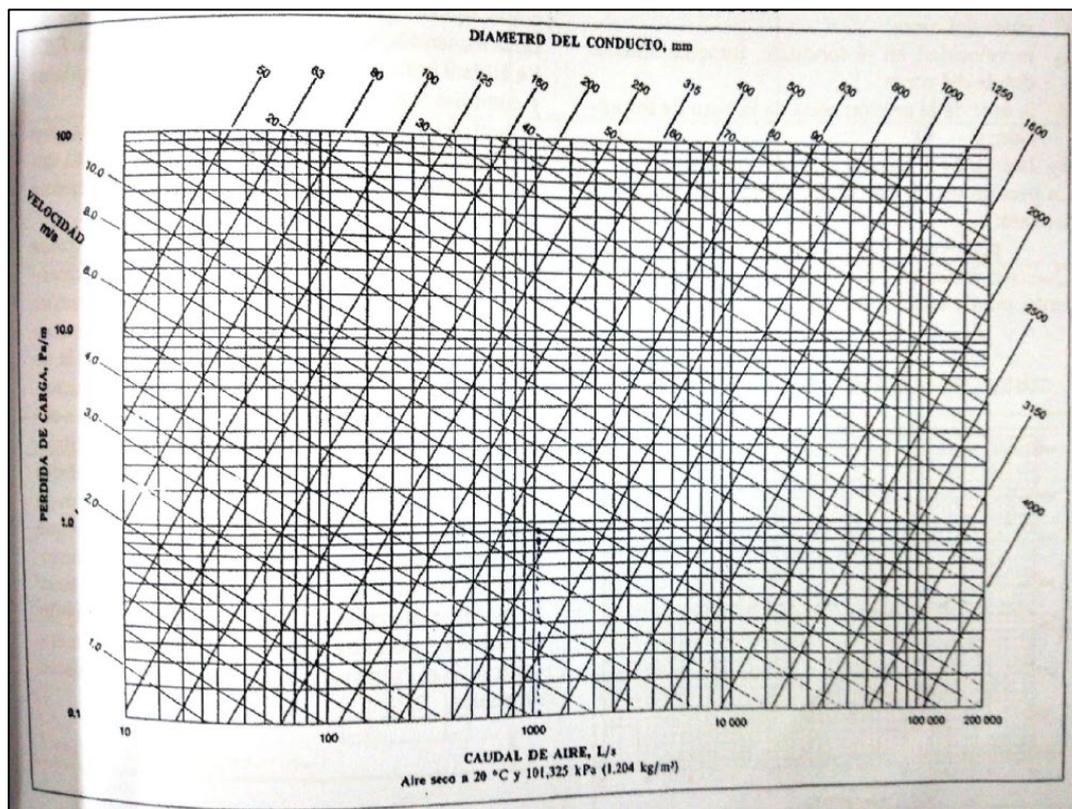


Figura 2.7. Pérdida por rozamiento en conducto redondo.
Fuente: Manual de Aire Acondicionado de Carrier.

Conociendo el caudal volumétrico de aire que debemos conducir, tenemos dos opciones:

- Calcular las dimensiones del conducto rectangular conociendo la velocidad deseada, en este caso se siguen los siguientes pasos: cálculo de las dimensiones, cálculo del diámetro equivalente, con estos dos datos anteriores se calcula la pérdida de carga por unidad de longitud.
- Calcular la velocidad de circulación conociendo las dimensiones del conducto, en este caso se calcula el diámetro equivalente y, con ese dato y el caudal se acude al gráfico para calcular la pérdida de carga por unidad de longitud.

2.7.2 Pérdida de carga de presión en una conexión de tuberías y ductos

2.7.3.1 Pérdida de presión en una conexión de tubería de agua

“Además de la pérdida de presión en el tubo recto, habrá pérdidas de presión debidas a turbulencia y cambio de dirección en las conexiones y válvulas.” (Pita, 1994, 230). Las pérdidas de carga en dichas conexiones y válvulas se expresarán en su forma de “longitud equivalente”, estas equivalencias se muestran en la tabla 2.3:

Tabla 2.3. Longitud equivalente para conexiones y válvulas de tubería C40

	Tamaño Nominal de Tubo (pulgadas)												
	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	2	$2\frac{1}{2}$	3	4	5	6	8	10
Codo de 45°	0.8	0.9	1.3	1.7	2.2	2.8	3.3	4.0	5.5	6.6	8.0	11.0	13.2
Codo normal de 90°	1.6	2.0	2.6	3.3	4.3	5.5	6.5	8.0	11.0	13.0	16.0	22.0	26.0
Codo de 90° radio largo	1.0	1.4	1.7	2.3	2.7	3.5	4.2	5.2	7.0	8.4	10.4	14.0	16.8
Válvula compuerta abierta	0.7	0.9	1.0	1.5	1.8	2.3	2.8	3.2	4.5	6.0	7.0	9.0	12.0
Válvula de globo abierta	17	22	27	36	43	55	67	82	110	134	164	220	268
Válvula de ángulo	7	9	12	15	18	24							
Te — flujo recto	3	4	5	7	9	12	14	17	22	28	34	44	56
Válvula de retención horizontal	6	8	10	14	126	20	25	30	40	50	60	80	100
Te de flujo recto	1.6	2.0	2.6	3.3	4.3	5.5	6.5	8.0	11.0	13.0	16.0	22.0	26.0
Válvula de ángulo para radiador		5	5	5	5								
Te divergente		20	14	11	12	14	14	14					
Válvula de retención de flujo		27	42	60	63	83	104	125	126				
Purgador de aire		2	3	4	5	7	8	13	15				
De caldera (típica)	5	7	9	11	11								

2.7.3.2 Pérdida de presión en una conexión de ducto de aire

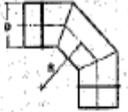
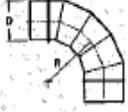
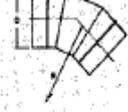
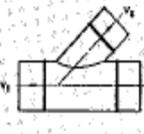
“La pérdida de carga en cualquier acoplamiento se expresa en términos de <longitud equivalente de conducto>; este método proporciona unidades utilizables en el gráfico de pérdida de carga para calcular las pérdidas en una sección de conducto que contenga codos de acoplamiento” (Carrier, 2009; II-40). A continuación, se muestra la tabla de rozamiento en codos rectangulares y la tabla de rozamiento en codos circulares da las pérdidas de carga. En ambas tablas, las pérdidas de carga se dan en función de longitud equivalente

de conducto recto. La longitud del conducto recto se mide entre las intersecciones de los ejes de sus acoplamientos.

Nota:

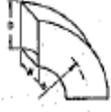
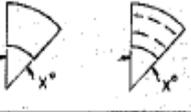
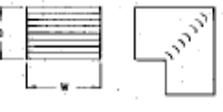
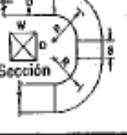
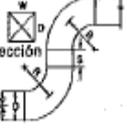
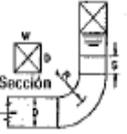
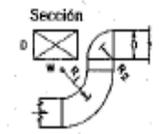
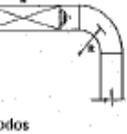
La relación de aspecto es el cociente entre los lados de un conducto rectangular, la finalidad es llegar a la unidad, esto es para añadir caída de presión en conductos y también tener ahorro de plancha; mientras el cociente vaya creciendo, se tiene mayores pérdidas por fricción y sección más grande.

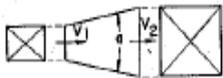
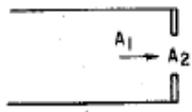
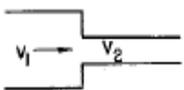
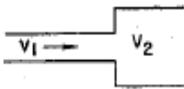
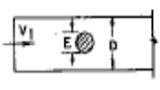
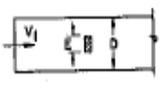
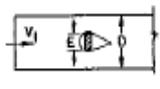
Tabla 2.4. Rozamiento en los elementos de un sistema de conductos cilíndricos.

ELEMENTO	CONDICIÓN	RELACIÓN L/D *
Codo liso de 90° 	R/D = 1,5	9
Codo de 90° de 3 piezas 	R/D = 1,5	24
Codo de 90° de 5 piezas 	R/D = 1,5	12
Codo de 45° de 3 piezas 	R/D = 1,5	6
Codo de 45° liso 	R/D = 1,5	4,5
Codo recto de 90° 	Con guías Sin guías	22 65
ELEMENTO	CONDICIÓN	VALOR DE n **
T de 90°*** Cruz de 90°, 135° y 180°  Pérdida de presión en la rama = nhv ₂	$\frac{V_2}{V_1} = \begin{cases} 0,2 \\ 0,5 \\ 1,0 \\ 5,0 \end{cases}$	1,21 0,60 0,53 0,48
T de 45°***  Pérdida de presión en la rama = nhv ₂	$\frac{V_2}{V_1} = \begin{cases} 0,8 \\ 1,0 \\ 2,0 \\ 3,0 \end{cases}$	0,03 0,13 0,36 0,44
T cónica de 90° y cruz cónica de 180°  Pérdida de presión en la rama = nhv ₂	$\frac{V_2}{V_1} = \begin{cases} 0,5 \\ 1,0 \\ 2,0 \\ 5,0 \end{cases}$	0,06 0,15 0,30 0,36

Fuente: Manual de Aire Acondicionado de Carrier.

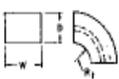
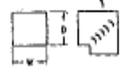
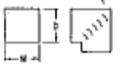
Tabla 2.5. Rozamiento en los elementos de un sistema de conductos rectangulares.

ELEMENTO	CONDICIONES	RELACION L/D **																																			
<p>Codo de radio de sección rectangular</p> 	<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">W/D</th> <th colspan="5">R/D</th> </tr> <tr> <th>0,5</th> <th>0,75</th> <th>1,00</th> <th>1,25 *</th> <th>1,50</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0,5</td> <td>33</td> <td>14</td> <td>9</td> <td>5</td> <td>4</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>45</td> <td>18</td> <td>11</td> <td>7</td> <td>4</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>80</td> <td>30</td> <td>14</td> <td>8</td> <td>5</td> </tr> <tr> <td>6</td> <td>125</td> <td>40</td> <td>18</td> <td>12</td> <td>7</td> </tr> </tbody> </table>	W/D	R/D					0,5	0,75	1,00	1,25 *	1,50	0,5	33	14	9	5	4	1	45	18	11	7	4	3	80	30	14	8	5	6	125	40	18	12	7	
W/D	R/D																																				
	0,5	0,75	1,00	1,25 *	1,50																																
0,5	33	14	9	5	4																																
1	45	18	11	7	4																																
3	80	30	14	8	5																																
6	125	40	18	12	7																																
<p>Codo de radio de sección rectangular con guías</p> 	<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">Número de guías</th> <th colspan="4">R/D</th> </tr> <tr> <th>0,50</th> <th>0,75</th> <th>1,00</th> <th>1,50</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>18</td> <td>10</td> <td>8</td> <td>7</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>12</td> <td>8</td> <td>7</td> <td>7</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>10</td> <td>7</td> <td>7</td> <td>6</td> </tr> </tbody> </table>	Número de guías	R/D				0,50	0,75	1,00	1,50	1	18	10	8	7	2	12	8	7	7	3	10	7	7	6												
Número de guías	R/D																																				
	0,50	0,75	1,00	1,50																																	
1	18	10	8	7																																	
2	12	8	7	7																																	
3	10	7	7	6																																	
<p>Codo de X°</p> 	<p>Codo de radio con o sin guías</p>	<p>X/90 multiplicado por el valor correspondiente a codo análogo de 90°</p>																																			
<p>Codo recto rectangular</p> 	<p>Sin guías</p> <p>Guías de cambio de dirección de simple espesor</p> <p>Guías de cambio de dirección de doble espesor</p>	<p>60</p> <p>15</p> <p>10</p>																																			
<p>Doble codo</p>  <p>W/D = 1, R/D = 1,25 *</p>	<p>S = O</p> <p>S = D</p>	<p>15</p> <p>10</p>																																			
<p>Doble codo</p>  <p>W/D = 1, R/D = 1,25 *</p>	<p>S = O</p> <p>S = D</p>	<p>20</p> <p>22</p>																																			
<p>Doble codo</p>  <p>W/D = 1, R/D = 1,25 * para ambos</p>	<p>S = O</p> <p>S = D</p>	<p>15</p> <p>16</p>																																			
<p>Doble codo</p>  <p>W/D = 2, R₁/D = 1,25 *, R₂/D = 0,5</p>	<p>Dirección de la flecha</p> <p>Dirección inversa</p>	<p>45</p> <p>40</p>																																			
<p>Doble codo</p>  <p>W/D = 4, R/D = 1,25 * para ambos codos</p>	<p>Dirección de la flecha</p> <p>Dirección inversa</p>	<p>17</p> <p>18</p>																																			

ELEMENTO	CONDICIONES	VALOR DE n ***																												
Transformación 	$V_2 = V_1$ Pérdida p. e. = nhv_1	0,04																												
Expansión 	n Ángulo «a» <table border="1"> <thead> <tr> <th>v_1/v_2</th> <th>5°</th> <th>10°</th> <th>15°</th> <th>20°</th> <th>30°</th> <th>40°</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0,20</td> <td>0,26</td> <td>0,22</td> <td>0,20</td> <td>0,18</td> <td>0,15</td> <td>0,13</td> </tr> <tr> <td>0,40</td> <td>0,27</td> <td>0,26</td> <td>0,23</td> <td>0,22</td> <td>0,20</td> <td>0,19</td> </tr> <tr> <td>0,80</td> <td>0,28</td> <td>0,26</td> <td>0,25</td> <td>0,24</td> <td>0,24</td> <td>0,23</td> </tr> </tbody> </table> Ganancia p. e. = $n (hv_1 - hv_2)$	v_1/v_2	5°	10°	15°	20°	30°	40°	0,20	0,26	0,22	0,20	0,18	0,15	0,13	0,40	0,27	0,26	0,23	0,22	0,20	0,19	0,80	0,28	0,26	0,25	0,24	0,24	0,23	
v_1/v_2	5°	10°	15°	20°	30°	40°																								
0,20	0,26	0,22	0,20	0,18	0,15	0,13																								
0,40	0,27	0,26	0,23	0,22	0,20	0,19																								
0,80	0,28	0,26	0,25	0,24	0,24	0,23																								
Contracción 	<table border="1"> <thead> <tr> <th>a</th> <th>30°</th> <th>45°</th> <th>60°</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>n</td> <td>0,311 ****</td> <td>0,317</td> <td>0,326</td> </tr> </tbody> </table> Pérdida p. e. = $n (hv_1 - hv_2)$ **** Pendiente 25 %	a	30°	45°	60°	n	0,311 ****	0,317	0,326																					
a	30°	45°	60°																											
n	0,311 ****	0,317	0,326																											
Entrada abrupta 	Pérdida p. e. = nhv_1	0,10																												
Entrada suave 		0,009																												
Salida abrupta 	Pérdida p. e. o ganancia consideradas nulas																													
Salida suave 																														
Entrada reentrante 	Pérdida p. e. = nhv_1	0,25																												
Orificio redondo de borde agudo 	<table border="1"> <thead> <tr> <th>A_2/A_1</th> <th>0</th> <th>0,25</th> <th>0,50</th> <th>0,75</th> <th>1,00</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>n</td> <td>0,76</td> <td>0,70</td> <td>0,57</td> <td>0,33</td> <td>0</td> </tr> </tbody> </table> Pérdida p. e. = nhv_1	A_2/A_1	0	0,25	0,50	0,75	1,00	n	0,76	0,70	0,57	0,33	0																	
A_2/A_1	0	0,25	0,50	0,75	1,00																									
n	0,76	0,70	0,57	0,33	0																									
Contracción abrupta 	<table border="1"> <thead> <tr> <th>V_1/V_2</th> <th>0</th> <th>0,25</th> <th>0,50</th> <th>0,75</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>n</td> <td>0,40</td> <td>0,37</td> <td>0,29</td> <td>0,15</td> </tr> </tbody> </table> Pérdida p. e. = nhv_1	V_1/V_2	0	0,25	0,50	0,75	n	0,40	0,37	0,29	0,15																			
V_1/V_2	0	0,25	0,50	0,75																										
n	0,40	0,37	0,29	0,15																										
Expansión abrupta 	<table border="1"> <thead> <tr> <th>V_2/V_1</th> <th>0,20</th> <th>0,40</th> <th>0,60</th> <th>0,80</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>n</td> <td>0,09</td> <td>0,14</td> <td>0,14</td> <td>0,09</td> </tr> </tbody> </table> Ganancia p. e. = nhv_1	V_2/V_1	0,20	0,40	0,60	0,80	n	0,09	0,14	0,14	0,09																			
V_2/V_1	0,20	0,40	0,60	0,80																										
n	0,09	0,14	0,14	0,09																										
Tubería que atraviesa el conducto 	<table border="1"> <thead> <tr> <th>E/D</th> <th>0,10</th> <th>0,25</th> <th>0,50</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>n</td> <td>0,08</td> <td>0,16</td> <td>0,60</td> </tr> </tbody> </table> Pérdida p. e. = nhv_1	E/D	0,10	0,25	0,50	n	0,08	0,16	0,60																					
E/D	0,10	0,25	0,50																											
n	0,08	0,16	0,60																											
Barra que atraviesa el conducto 	<table border="1"> <thead> <tr> <th>E/D</th> <th>0,10</th> <th>0,25</th> <th>0,50</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>n</td> <td>0,21</td> <td>0,42</td> <td>1,21</td> </tr> </tbody> </table> Pérdida p. e. = nhv_1	E/D	0,10	0,25	0,50	n	0,21	0,42	1,21																					
E/D	0,10	0,25	0,50																											
n	0,21	0,42	1,21																											
Alivio sobre la obstrucción 	<table border="1"> <thead> <tr> <th>E/D</th> <th>0,10</th> <th>0,25</th> <th>0,50</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>n</td> <td>0,02</td> <td>0,07</td> <td>0,27</td> </tr> </tbody> </table> Pérdida p. e. = nhv_1	E/D	0,10	0,25	0,50	n	0,02	0,07	0,27																					
E/D	0,10	0,25	0,50																											
n	0,02	0,07	0,27																											

Fuente: Manual de Aire Acondicionado de Carrier.

Tabla 2.6. Rozamiento en codos de sección rectangular.

DIMENSIONES DEL CONDUCTO (cm)		CODO DE RADIO SIN GUÍAS	CODO DE RADIO CON GUÍAS ***		CODOS CUADRADOS ***			
								
W	D	Relación de radio ** R/D = 1,25	R _t = 150 mm (Recomendado)	R _t = 75 mm (Aceptable)	Guías cambio dirección Doble espesor	Guías cambio dirección Simple espesor		
LONGITUD ADICIONAL EQUIVALENTE DE CONDUCTO RECTO (METROS)								
240	120	9,22	13,40	2	12,60	3	11,80	17,70
	90	7,38	10,82	2	9,22	3	8,85	13,40
	75	6,51	9,22	2	11	2	7,30	10,95
	60	5,65	9,84	1	8,36	2	5,90	8,85
	50	4,67	8,23	1	7,30	2	5	7,30
180	120	8,25	13,04	2	11,92	3	10,45	17,70
	90	6,90	9,80	2	8,65	3	8,56	13,40
	75	6,20	8,40	2	9,80	2	7,43	10,95
	60	5,05	8,48	1	7,31	2	6,33	8,85
	50	4,42	6,76	1	5,75	2	5,31	7,30
40	3,80	5,30	1	4,72	2	4,42	5,95	
30	3,56			4,50	1	3,20	4,50	
150	120	8	12,17	2	11,43	3	9,74	17,70
	90	6,51	9,10	2	8,06	3	8,56	13,40
	75	5,65	7,50	2	9,20	2	6,88	10,95
	60	4,77	8,06	1	7,75	2	5,98	8,85
	50	4,18	6,44	1	6,17	2	5,01	7,30
40	3,56	4,67	1	4,47	2	3,80	5,95	
30	2,95			4,21	1	2,95	4,50	
120	240	13,31	10,48	3	9,96	3	8,55	17,70
	120	7,67	10,38	2	6,60	3	6,88	13,40
	90	5,90	7,67	2	8,40	2	6,20	10,95
	75	5,28	6,88	2	6,20	2	5,28	8,85
	60	4,42	7,13	1	5,03	2	4,46	7,30
	50	4,18	5,65	1	4,18	2	3,59	5,95
	40	3,26	4,42	1	3,80	1	2,95	4,50
	30	2,62			3,24	1	2,38	3,56
	25	2,40			2,67	1	2,08	2,98
	20	2,39						
105	105	6,81	8,23	2	7,57	3	7,17	15,55
	90	5,90	7,05	2	6,31	3	6,56	13,40
	75	5,03	6,30	2	7,74	2	5,92	10,95
	60	4,42	6,26	1	5,54	2	4,75	8,85
	50	3,87	5,28	1	4,70	2	4,18	7,30
	40	3,25	4,11	1	3,85	2	3,54	5,95
	30	2,66			3,80	1	2,66	4,50
	25	2,40			2,99	1	2,36	3,56
20	2,08			2,33	1	1,72	2,98	
90	180	10,04	8,04	3	5,69	3	5,90	13,40
	90	5,60	6,59	2	6,64	2	5,28	10,95
	75	4,79	5,70	2	6,47	2	4,42	8,85
	60	4,14	5,95	1	4,42	2	3,80	7,30
	50	3,53	5,03	1	3,62	2	3,25	5,95
	40	2,98	3,82	1	3,56	1	2,70	4,50
	30	2,70			2,65	1	2,33	3,56
	25	2,36			2,36	1	1,72	2,98
20	2,08							
80	80	5,00	5,53	2	5,10	3	5,09	11,98
	75	4,76	5,45	2	6,20	2	5,03	10,95
	60	4,11	5,69	1	5,00	2	4,39	8,85
	50	3,54	4,87	1	4,18	2	3,56	7,30
	40	2,95	3,52	1	3,56	2	3,19	5,95
	30	2,33			3,51	1	2,33	4,50
	25	2,08			2,66	1	2,08	3,56
	20	1,72			2,38	1	1,72	2,98

DIMENSIONES DEL CONDUCTO (cm)		CODO DE RADIO SIN GUÍAS	CODO DE RADIO CON GUÍAS ***		CODOS CUADRADOS ***	
W	D	Relación de radio ** R/D = 1,25	Rt = 150 mm (Recomendado)	Rt = 75 mm (Aceptable)	Guías cambio dirección Doble espesor	Guías cambio dirección Simple espesor
LONGITUD ADICIONAL EQUIVALENTE DE CONDUCTO RECTO (METROS)						
			Deflec- tores	Deflec- tores		
70	70	4,40	4,22 2	5,03 2	4,16	10,33
	60	3,84	5,10 1	4,45 2	3,84	8,85
	50	3,54	4,40 1	3,80 2	3,54	7,30
	40	2,95	3,19 1	3,26 2	2,95	5,95
	30	2,33		3,21 1	2,33	4,50
	25	2,08		2,68 1	2,08	3,56
	20	1,72		2,38 1	1,72	2,98
60	240*	11,28	5,65 3		6,82	23,83
	180*	9,48	5,13 3		6,26	21,46
	120*	6,56	6,02 2	5,96 3	5,32	18,30
	60	3,74	4,75 1	4,17 2	3,53	8,85
	50	3,26	3,84 1	3,54 2	2,95	7,30
	40	2,91	3,25 1	2,92 2	2,64	5,95
	30	2,33		2,99 1	2,34	4,50
	25	2,05		2,33 1	2,06	3,56
	20	1,75		2,08 1	1,73	2,98
	15	1,47		2,08 1	1,17	2,36
50	200*	9,47	4,88 3		5,65	19,83
	150*	7,75	5,65 2		5,03	17,41
	100*	6,50	4,50 2	4,13 3	4,13	14,57
	50	3,25	3,52 1	2,95 2	2,95	7,30
	40	2,66	2,61 1	2,70 2	2,37	5,95
	30	2,05		2,66 1	2,05	4,50
	25	1,80		2,37 1	1,80	3,56
	20	1,47		2,08 1	1,47	2,98
	15	1,17		2,08 1	1,17	2,36
40	160*	7,72	2,76 3		4,18	14,26
	120*	6,22	3,63 2	3,52 3	3,56	12,87
	80*	4,43	3,26 2	2,67 3	3,25	11,24
	40	2,66	2,36 1	2,40 2	2,08	5,95
	30	2,05		2,34 1	1,76	4,50
	25	1,76		1,77 1	1,49	3,56
	20	1,47		1,81 1	1,47	2,98
	15	1,17			1,17	2,36
30	120*	5,64	2,34 2	2,34 3	2,95	9,84
	90*	4,71	2,10 2	2,10 3	2,67	8,95
	60*	3,25	2,42 1	2,42 2	2,32	7,74
	30	2,05		2,01 1	1,49	4,50
	25	1,76		1,49 1	1,47	3,56
	20	1,47		1,47 1	1,16	2,98
	15	1,15			0,88	2,36
25	100*	5,53	1,79 2	1,88 3	2,33	7,99
	75*	3,81	1,79 2	2,36 2	2,07	7,18
	50*	2,85	2,08 1	1,78 2	1,78	6,25
	25	1,47		1,49 1	1,19	3,56
	20	1,19		1,49 1	1,16	2,98
	15	1,19			0,88	2,36
20	80*	3,82	1,53 2	1,23 3	1,79	6,26
	60*	3,21	1,77 1	1,49 2	1,79	5,65
	40*	2,33	1,15 1	1,47 2	1,47	4,73
	20	1,16		1,17 1	0,89	2,98
	15	0,88			0,89	2,36
15	60*	2,95	1,17 1	1,19 2	1,19	4,45
	45*	2,37	0,88 1	1,19 2	1,17	3,83
	30*	1,72		1,19 1	0,89	3,01
	15	0,88			0,89	2,36

* Dobladuras difíciles como se representan.
Dobladura difícil Dobladura fácil

** Para otras relaciones de radio, véase tabla 10.
*** Para otras dimensiones, véase tabla 10.
Los deflectores deben estar colocados como muestra el gráfico 6 página 29, para obtener estas mínimas pérdidas.

Fuente: Manual de Aire Acondicionado de Carrier.

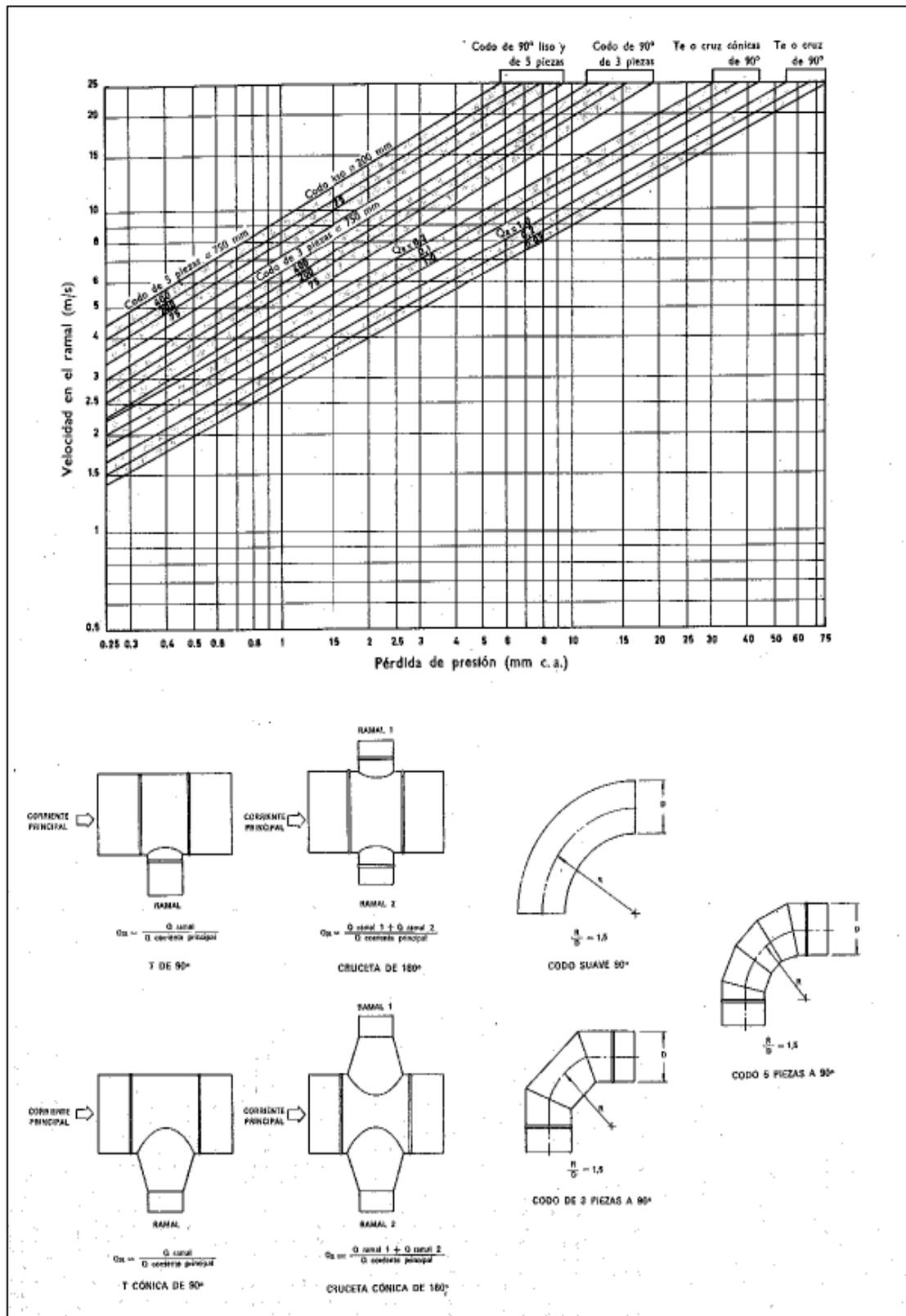
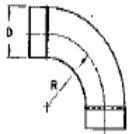
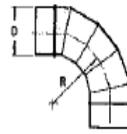
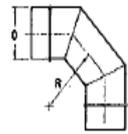
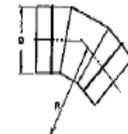
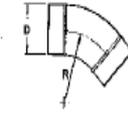


Figura 2.8. Pérdidas por accesorios redondos, codos, tes y cruces. Fuente: Manual de Aire Acondicionado de Carrier.

Tabla 2.7. Rozamiento en codos de sección circular.

DIÁMETRO DEL CODO (cm)	LISO DE 90°	90° 5 PIEZAS	90° 3 PIEZAS	45° 3 PIEZAS	45° LISO
	 R/D = 1,5	 R/D = 1,5	 R/D = 1,5	 R/D = 1,5	 R/D = 1,5
LONGITUD EQUIVALENTE ADICIONAL DE CONDUCTO RECTO (METROS)					
8	0,73	0,96	1,92	0,48	0,34
10	0,89	1,20	2,40	0,60	0,44
12	1,08	1,44	2,88	0,72	0,54
14	1,26	1,68	3,32	0,83	0,63
16	1,44	1,90	3,80	0,95	0,73
18	1,63	2,16	4,32	1,08	0,82
20	1,81	2,40	4,80	1,20	0,92
22		2,64	5,28	1,32	
24		2,88	5,76	1,44	
26		3,12	6,24	1,56	
28		3,36	6,72	1,68	
32		3,84	7,68	1,92	
36		4,34	8,68	2,17	
40		4,82	9,64	2,41	
44		5,30	10,60	2,65	
48		5,76	11,52	2,88	
52		6,24	12,48	3,12	
56		6,70	13,40	3,35	
60		7,20	14,40	3,60	

Fuente: Manual de Aire Acondicionado de Carrier.

2.7.3 Método de cálculo de caída de presión por fricción

El método para el cálculo de caída de presión será: El método de igual fricción, “La base de este método de dimensionamiento de ductos y tuberías es que se relaciona un valor para la pérdida de presión por fricción, por longitud de ducto, y se mantiene constante para todas las secciones de la tubería o ducto del sistema. El valor que se selecciona se basa en general en la velocidad máxima permisible en el cabezal que sale del ventilador o bomba, para evitar demasiado ruido.” (Pita, 1994, 252)

2.8 Ventiladores y elementos para distribución del aire

2.8.1 Ventiladores

Los ventiladores se clasifican en dos grandes grupos, los de flujo centrífugo y flujo axial, se diferencian principalmente por la dirección del flujo de aire, en el centrífugo el aire se impulsa de forma radial al eje del ventilador, mientras que en el axial se impulsa en la misma dirección del eje del ventilador.

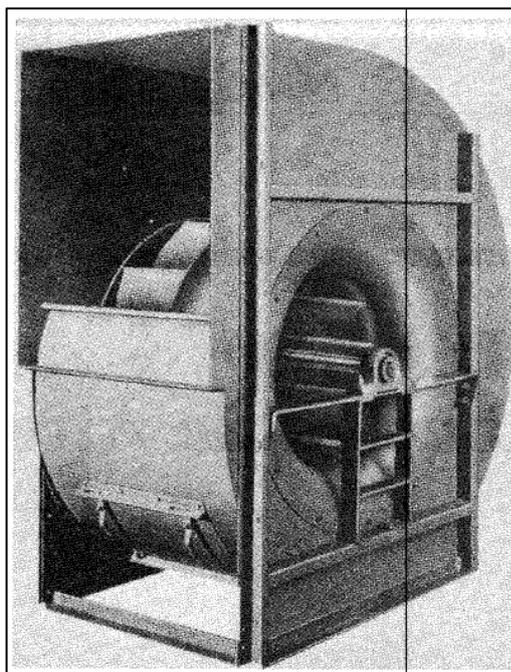


Figura 2.9. Ventilador centrífugo
Fuente: Aire acondicionado, Edward Pita

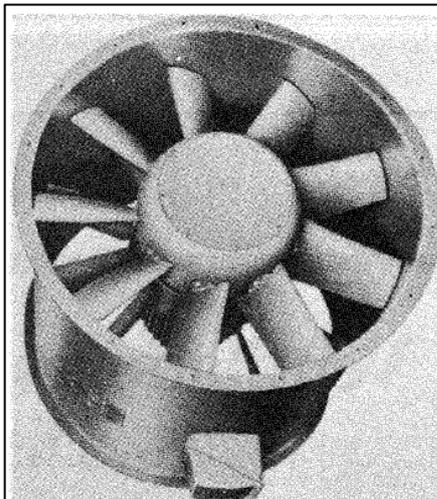


Figura 2.10. Ventilador axial
Fuente: Aire acondicionado, Edward Pita

2.8.2 Curva característica del ventilador

En la selección de ventiladores se utiliza la curva característica del mismo, que nos proporciona la evolución de rendimiento frente a cambios de caudales y caídas de presión propias del ventilador. Esta curva es de suma importancia para conocer el punto de operación del equipo.

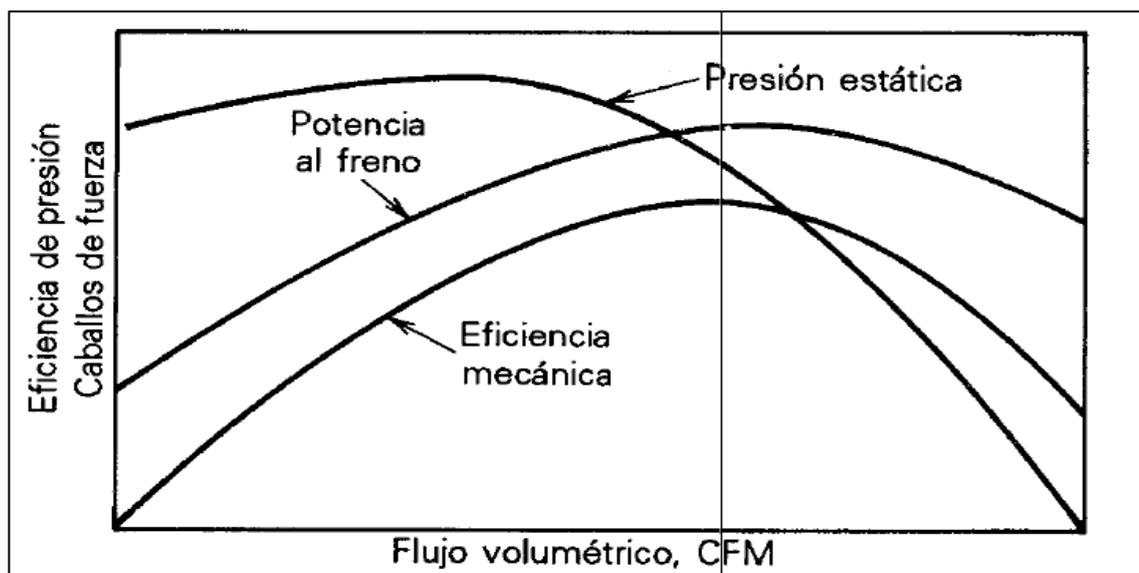


Figura 2.11. Curva característica de un ventilador
Fuente: Aire acondicionado, Edward Pita

2.8.3 Distribución de aire en el recinto

Para tener una buena distribución de aire dentro del recinto se deben conservar los siguientes parámetros:

- Variación de temperatura entre diferentes puntos del recinto no debe sobrepasar los $\pm 1^{\circ}\text{C}$.
- Las velocidades en el recinto deben ser de 25-50 FPM en aplicaciones donde las personas se encuentran sentadas, en ocupaciones donde la gente se desplaza y la ocupación es por periodos cortos se aceptan velocidad de hasta 70 FPM.
- Ubicación de los dispositivos de suministro de aire, se considera malas ubicaciones las salidas de aire por la parte inferior de paredes y suelo, y se recomienda una mejor distribución por la parte superior.

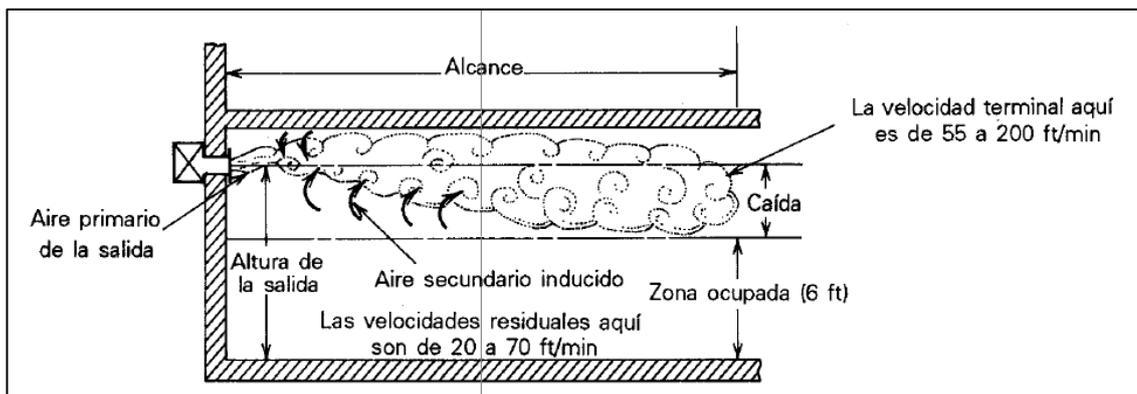


Figura 2.12. Difusión del aire
Fuente: Aire acondicionado, Edward Pita

2.8.4 Tipos de dispositivos de distribución de aire

Existen dos grupos de dispositivos, los de impulsión de aire y los de extracción o retorno.

Dentro de los dispositivos de impulsión de aire se tiene:

- Parrillas y registros: también conocidos como rejillas permiten el control de salida del aire en ambas direcciones gracias a las compuertas internas que tienen.
- Difusores de cielo raso: consiste en dispositivos con una serie de anillos concéntricos con un collarín para conexión al conducto.
- Difusores de ranura: es una salida larga en forma de banda con una o más aberturas angostas, dependiendo del número de barras o persianas.
- Cámaras penas de cielo raso: son normalmente ranuras o perforaciones en la mayor parte del cielo raso.

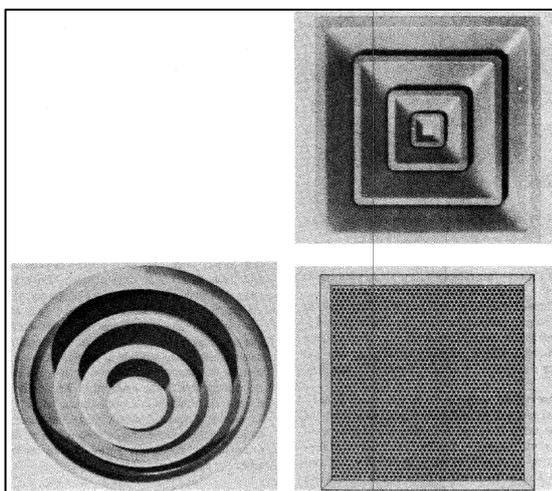


Figura 2.13. Difusores de falso cielo raso
Fuente: Aire acondicionado, Edward Pita

Dentro de los dispositivos de extracción se tiene:

- Rejillas de extracción son utilizadas en sistemas de ventilación.
- Rejillas de retorno, son utilizadas en sistemas de climatización para el retorno de aire climatizado al serpentín del evaporador.

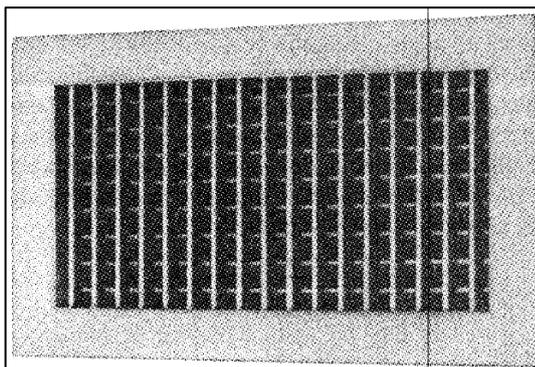


Figura 2.14. Rejilla de retorno
Fuente: Aire acondicionado, Edward Pita

2.9 Circuito frigorífico

Los componentes principales del circuito frigorífico son: compresor, condensador, evaporador y válvula de expansión.

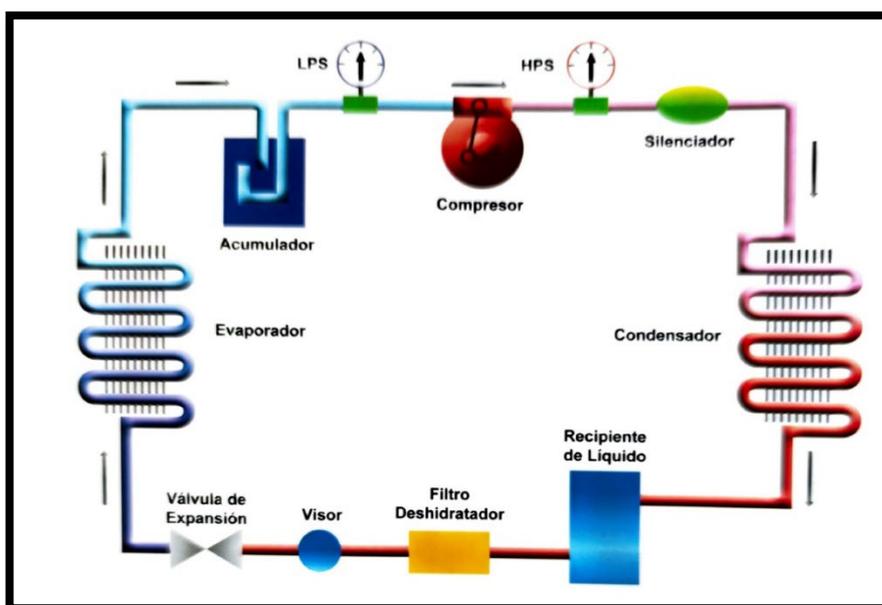


Figura 2.15. Componentes del circuito de refrigeración
Fuente: La bomba de calor, AFEC

2.9.1. Compresor

La principal función del compresor es elevar la presión y temperatura de refrigerante para que posteriormente sea más fácil de enfriar en el condensador.

Según el método de compresión se clasifican en:

- Compresores de desplazamiento positivo: alternativos, rotativos, scroll y de tornillo.
- Compresores rotodinámicos: centrífugos

2.9.1.1 Compresor rotativo

En el compresor rotativo el gas aspirado se comprime mediante la disminución del volumen resultante entre la carcasa y el elemento rotacional o rotor, elevando la presión del gas hasta la que corresponde en la cámara de descarga. La separación entre la cámara de aspiración y la cámara de compresión se realiza mediante una aleta no solidaria con el rotor y continuamente presionada contra este por un muelle de presión.

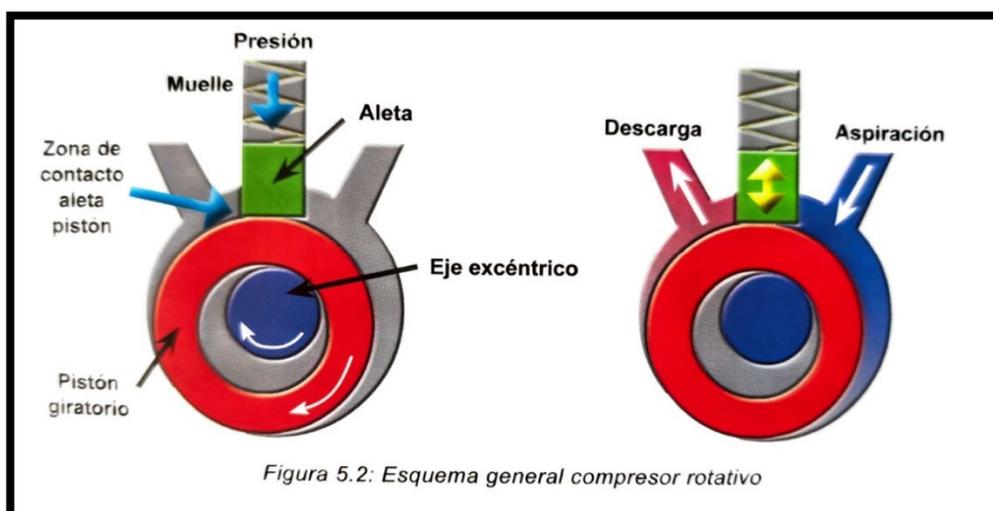


Figura 2.16. Esquema general de un compresor rotativo
Fuente: La bomba de calor, AFEC

2.9.1.2 Compresor scroll

En este tipo de compresor el refrigerante se comprime entre dos espirales una fija y otra móvil instalada esta última sobre un enlace basculante. La espiral móvil en su movimiento orbital va delimitando volúmenes variables en los cuales se produce la compresión del refrigerante.

La configuración más habitual es de manera vertical según muestra el gráfico 2.21:

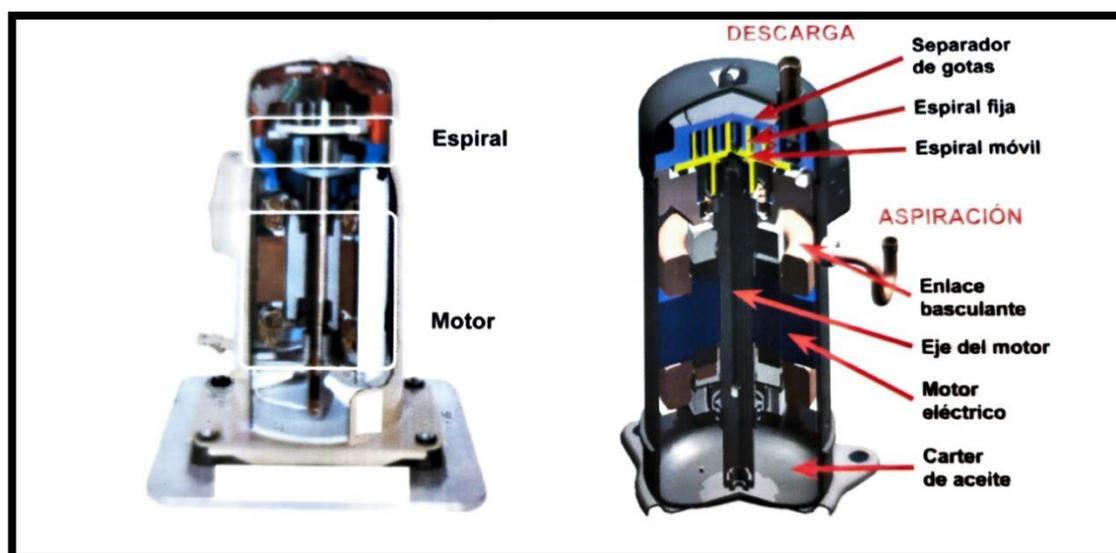


Figura 2.17. Esquema general de un compresor scroll
Fuente: La bomba de calor, AFEC

2.9.1.3 Compresor de tornillo

En este tipo de compresión se realiza entre los dientes de dos rotores sin fin o entre los dientes de un tornillo y unos satélites de teflón en forma de estrella.

Debido a su diseño, ambos tipos admiten una regulación de capacidad mediante una válvula corredera o mediante interver, lo que supone una regulación continua de entre un 10-100%.



Figura 2.18. Compresores de tornillo
Fuente: La bomba de calor, AFEC

2.9.2. Condensador

En el condensador se produce el cambio de fase de refrigerante de vapor a líquido cediendo calor, la condensación puede ser mediante aire o agua.

Los condensadores enfriados por agua se clasifican en:

- Intercambiador de doble tubo: está formado por dos tubos coaxiales, por el tubo interior, fabricado en cobre, ranurado para aumentar la turbulencia y en consecuencia el intercambio térmico, circula el refrigerante; por el tubo exterior, fabricado en acero, circula agua en contracorriente con el fin de incrementar la eficiencia.
- Intercambiador de placas: está formado por un conjunto de placas preformadas de 4 bocas con unos canales en disposición paralela por donde circulan los fluidos, en caso de que estas no estén soldadas, se montan sobre bastidor sujetas por espárragos de apriete que las compactan.

- Intercambiador de carcaza y tubo o multitubular: está formado por un haz de múltiples tubos de cobre integrados en el interior de una carcasa de acero, se utiliza tanto en tecnologías de compresor scroll y de tornillo.
- Intercambiador de aleta y tubo: está formado por tubos aleteados montados sobre un bastidor, por el interior de los tubos circula el vapor en tanto que el intercambio de calor se produce con el aire, generalmente impulsado por un ventilador que atraviesa los haces de tubos.

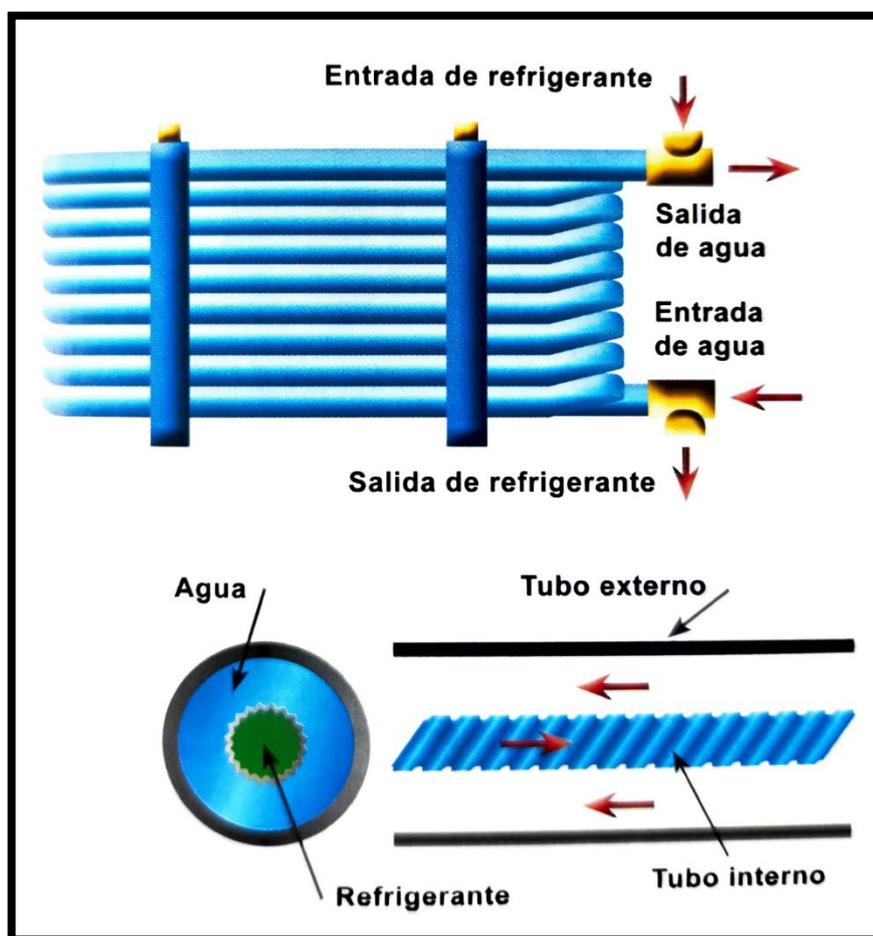


Figura 2.19. Intercambiador de doble tubo
Fuente: La bomba de calor, AFEC

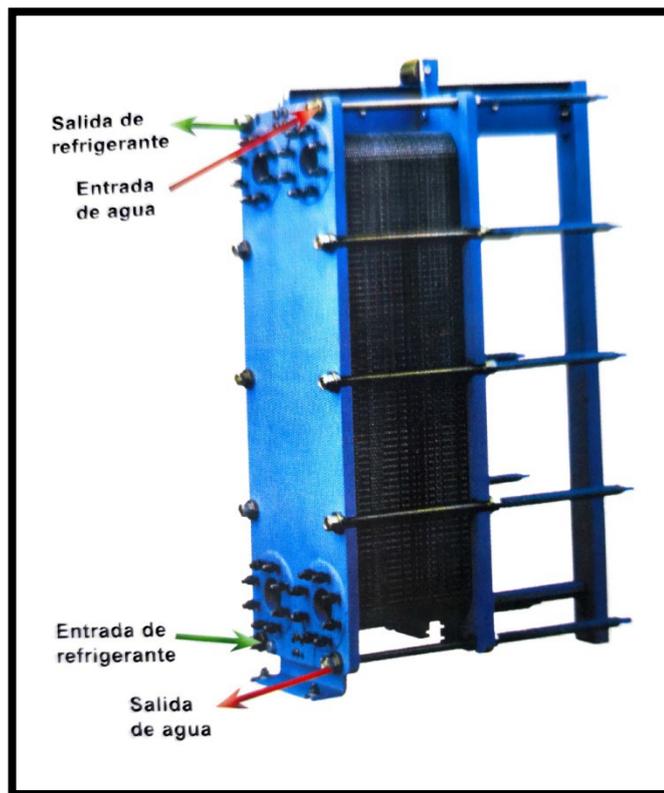


Figura 2.20. Intercambiador de placas
Fuente: La bomba de calor, AFEC



Figura 2.21. Intercambiador de carcasa y tubo
Fuente: La bomba de calor, AFEC



Figura 2.22. Intercambiador de aleta y tubo
Fuente: La bomba de calor, AFEC

2.9.3. Elementos de expansión

El sistema de expansión separa la zona de presión de alta y la de baja, ocasionando la transformación del refrigerante de estado líquido a gaseoso y controlando el posterior recalentamiento mediante el control de la cantidad de refrigerante que ingrese al intercambiador.

La expansión se puede realizar mediante diferentes dispositivos:

- Tubo capilar: a la entrada de este elemento se produce una estrangulación del refrigerante líquido, es decir, aumenta la velocidad y disminuye la presión ocasionando la evaporación parcial del mismo cuando el líquido abandona el tubo capilar. Se usaba antiguamente en equipos de baja potencia debido a su bajo costo y fácil instalación, actualmente ya no se utiliza.

- Válvula de expansión: puede ser un elemento mecánico o electrónico que regula la cantidad de refrigerante el evaporador y a su vez produce caída de presión para facilitar el intercambio térmico; existen de dos tipos las termostáticas y electrónicas.



Figura 2.23. Tubo capilar
Fuente: La bomba de calor, AFEC

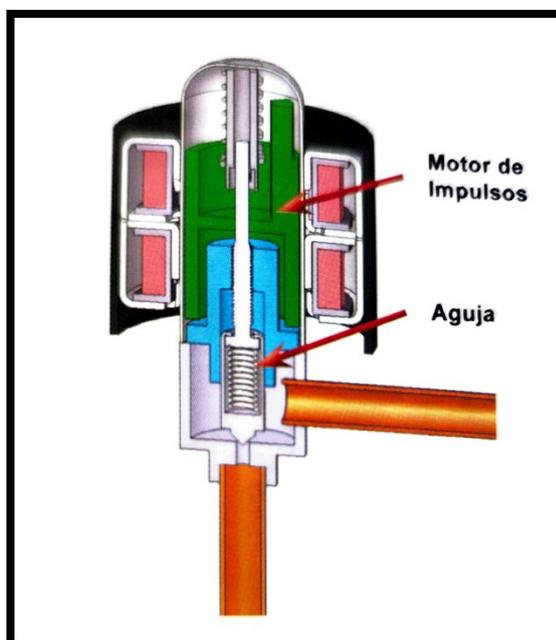


Figura 2.24. Válvula de expansión electrónica
Fuente: La bomba de calor, AFEC

2.9.4. Evaporador

En el evaporador se produce la evaporación y recalentamiento del refrigerante, absorbiendo calor en el cambio de estado, la evaporación puede ser mediante agua o aire.

En un evaporador de expansión directa por el interior de los tubos circula el refrigerante, transitando el agua por el espacio existente entre los tubos y la carcasa. Incorporan placas intermedias para guiar la circulación del flujo de agua y optimizar el intercambio de calor.

En los evaporadores de tipo inundados por el interior de los tubos, ranurados, interna y externamente para aumentar la superficie de transferencia, circula el agua, transitando el refrigerante por el espacio existente entre los tubos y la carcasa, integran un distribuidor de refrigerante para optimizar el flujo del mismo.

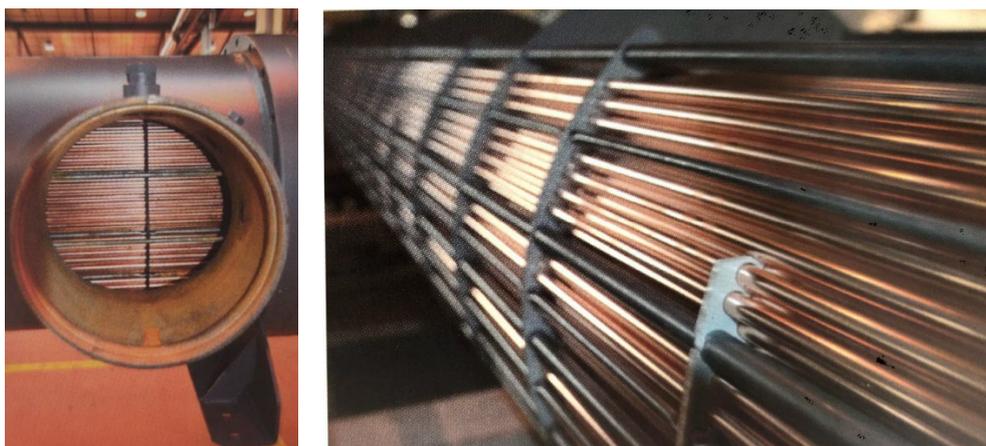


Figura 2.25. Evaporador de expansión directa
Fuente: La bomba de calor, AFEC

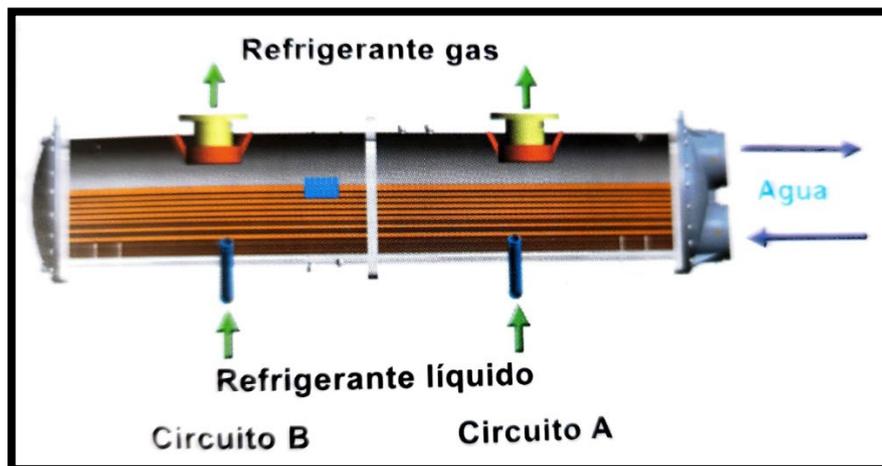


Figura 2.26. Evaporador inundado
Fuente: La bomba de calor, AFEC

El circuito frigorífico basa su rendimiento en un proceso repetitivo el que un gas refrigerante va cambiando de estado de líquido a gaseoso y de gaseoso a líquido.

Cuando el gas refrigerante entra en estado gaseoso en el compresor, este genera una fuerza sobre él comprimiéndolo y aumentando su presión. Al aumentar esta presión, el gas continúa su camino pasando por el condensador, donde cambia su estado gaseoso a líquido; en este proceso de cambio de estado, tiene lugar el intercambio térmico, es decir, el refrigerante cede su calor al aire que está atravesando el condensador, impulsado por ventiladores, saliendo al exterior de la vivienda o local mucho más caliente.

Continuando con el proceso, el refrigerante llega a la válvula de expansión que tiene la función opuesta al compresor: libera la presión del gas, lo que genera una nueva conversión de estado líquido a estado gaseoso. En el evaporador se completa este proceso que requiere de gran cantidad de

energía. Es por eso que el gas, que en ese momento tenía una temperatura muy baja, comienza a absorber el calor del aire de la estancia.

A la vez que el refrigerante está circulando por el interior del evaporador, el aire caliente del interior de la casa está pasando a través del evaporador gracias al trabajo de los ventiladores. El refrigerante absorbe en este punto el calor del aire, que sale de la unidad interior Split mucho más frío.

Después de este proceso, el refrigerante, ahora ya en estado gaseoso y más caliente (ha absorbido el calor del aire), se dirige de nuevo hacia el compresor donde volverá a cumplirse todo el ciclo.

Mientras este proceso está funcionando, la temperatura dentro de la casa baja, aunque la humedad relativa aumenta hasta alcanzar el punto de rocío en el que el vapor de agua se convierte en líquido que queda acumulado en la base del evaporador. Por eso la unidad interior debe tener un desagüe para expulsar estas gotitas o vapores condensados.

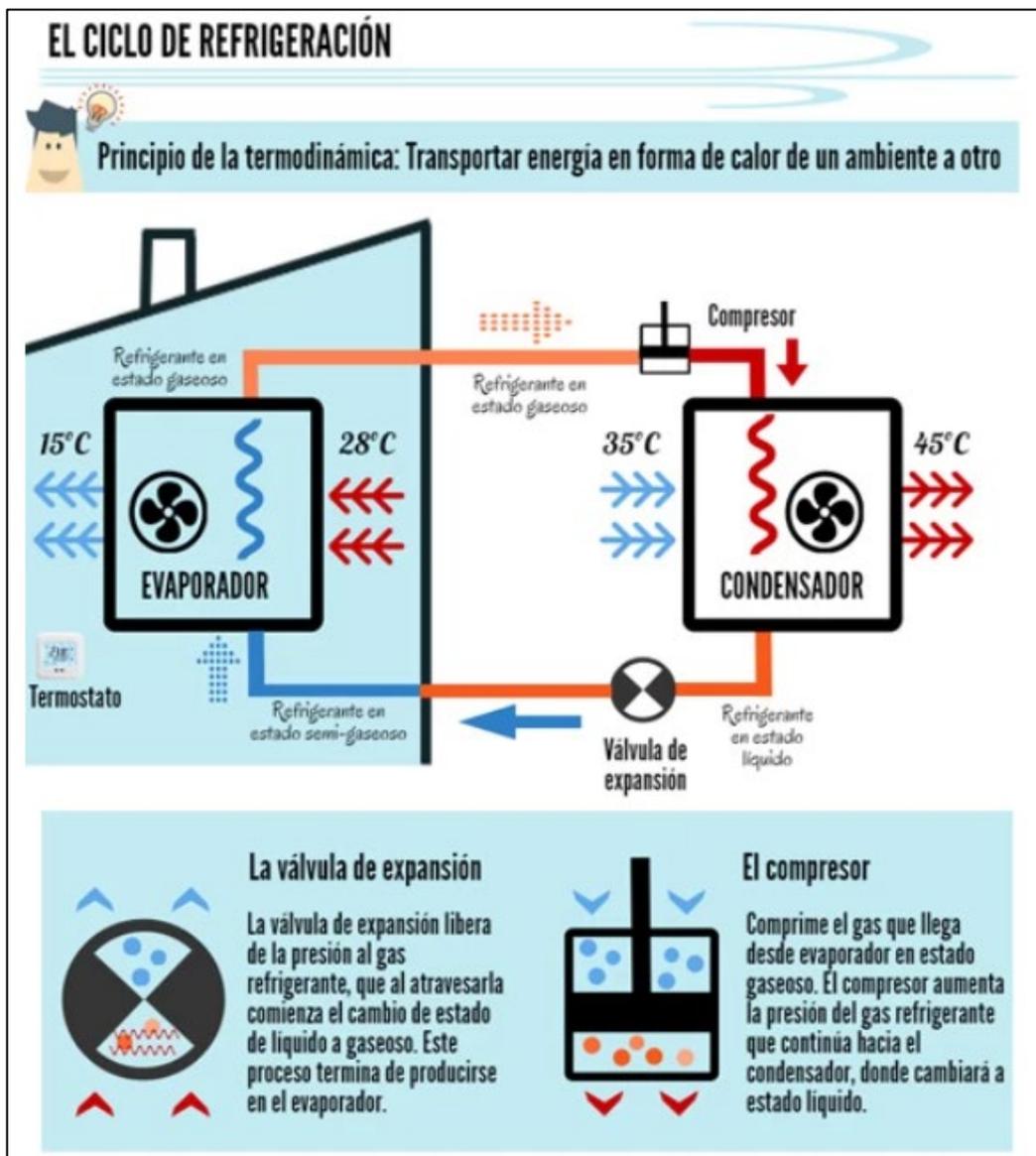


Figura 2.27. Ciclo de refrigeración
Fuente: Revista calor y frío

2.10 Psicrometría

La psicrometría es una rama de la ciencia dedicada al estudio de las propiedades termodinámicas del aire húmedo y al efecto de la humedad atmosférica en los materiales y en el confort humano.

La psicrometría nos permite conocer las propiedades del aire húmedo y es de suma importancia para conocer los procesos de enfriamiento sensible, latente y calentamiento del aire.

El diagrama psicrométrico es una herramienta que se representa en una gráfica que se construye a partir de varias ecuaciones. Es un conjunto de curvas y rectas que establecen la relación de unos parámetros con otros y, por lo tanto, podemos decir que el diagrama psicrométrico es un instrumento de cálculo, pues podremos obtener una serie de variables a partir de las conocidas.

Variables que intervienen en el cálculo del diagrama psicrométrico

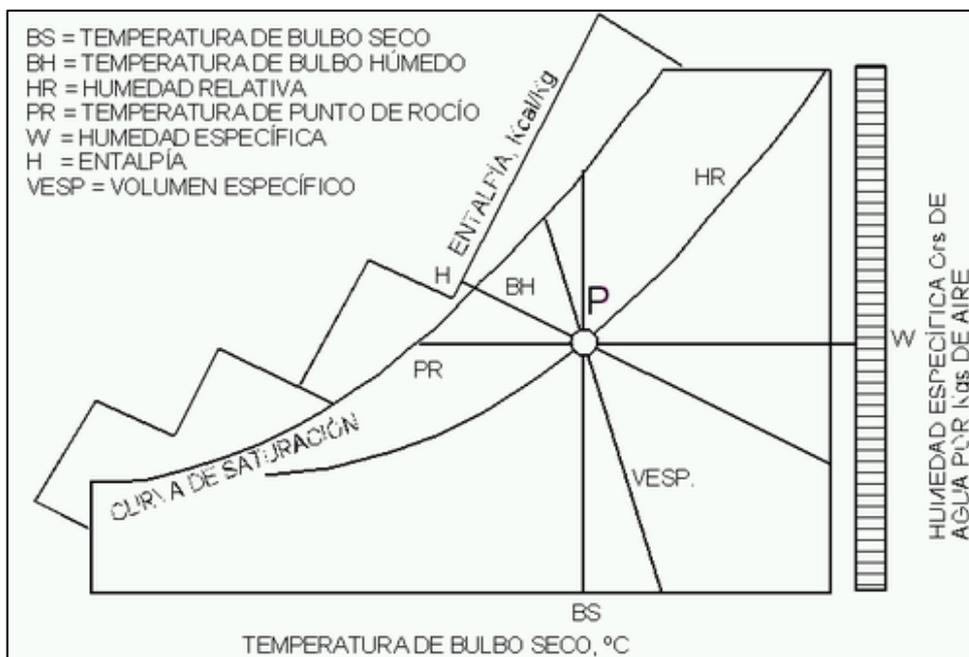


Figura 2.28. Diagrama psicrométrico
 Fuente: Wikipedia

Lo que entendemos como aire no es otra cosa que una mezcla de gases que rodea la tierra, siendo la atmósfera lo que envuelve a la Tierra. Este aire compuesto de oxígeno (20.9476%), nitrógeno (78.084%), dióxido de carbono (0.01314%), hidrógeno (0.00005%) y vapor de agua en su mayor medida (también cuenta en porcentajes pequeños algunos gases raros como el neón o el ozono). Pues bien, este aire también lo diferenciamos entre aire seco y aire húmedo. El aire húmedo, que es el que se estudia con el diagrama psicométrico, está compuesto por aire seco y vapor de agua. Básicamente, la humedad es un término que se utiliza para describir la presencia de vapor de agua en el aire cuya cantidad está en función de la presión y temperatura.

Las diferentes propiedades del aire húmedo están relacionadas entre sí, con lo que podremos obtener las demás variables a partir de las siguientes: temperatura seca (TBS) o temperatura de bulbo seco, humedad específica y presión atmosférica. Esta última viene determinada por la altura sobre el nivel del mar.

Antes de matizar cada una de las variables, es importante señalar que hay tres tipos de diagramas psicométrico. A continuación, detallaremos las variables utilizadas en el diagrama psicométrico de Carrier, que es el más utilizado en la actualidad:

- Temperatura de bulbo seco (TS): es el eje horizontal o eje de abscisas. La temperatura de bulbo seco corresponde a la lectura directa que tendríamos con un termómetro en una determinada estancia y, por lo tanto, se representa en grados centígrados (°C). También se denomina temperatura seca.

- Temperatura de bulbo húmedo (TH): esta también se cuantifica en grados centígrados (°C), y corresponde a la temperatura del aire húmedo. Para hacer una medición, la técnica habitual es utilizar un termómetro con el bulbo recubierto con un algodón o una muselina humedecida con agua limpia. Cuanto más o menos seco sea el aire, más rápidamente o más lentamente se evaporará esta agua, determinando el resultado de la lectura.
- Temperatura de punto de rocío (PR): el punto de rocío es aquel en el que el aire llega a un punto de enfriamiento en el que se satura y no puede contener el agua que tenía en estado caliente, apareciendo así la condensación. Para calcular la temperatura de punto de rocío en el diagrama psicrométrico, debemos medir las condiciones de temperatura y humedad, y desde ese punto, trazar una línea horizontal hasta encontrar la intersección con la curva de saturación.
- Humedad específica (W): este es el eje vertical o eje de coordenadas. Representa la humedad absoluta y se representa en gramos de agua por kilogramo de aire seco (gw/kgA). Dicho de otra forma, representa el contenido real de agua en el aire.

$$W = \frac{m_v}{m_{as}} = 0.062 \times \left(\frac{P_v}{P_{as}} \right)$$

P_v = Presión de vapor de agua

P_{as} = Presión de aire seco

- Humedad relativa (HR): en el diagrama psicométrico es la línea curva que se extiende hacia arriba y hacia la derecha, pues disminuye su valor al alejarse de la línea de saturación del 100%. Por eso se expresan en porcentajes, ya que corresponde a la relación del vapor de agua con el vapor de agua necesario para saturar un kilogramo de aire seco a la temperatura del bulbo seco.

$$HR = \left(\frac{P_v}{P_{vs}} \right) \times 100$$

$P_v =$ Presion de vapor de agua

$P_{vs} =$ Presion de vapor saturado

- Entalpía (H): la entalpía representa el calor total contenido en el aire, aunque también puede definirse como “la cantidad de energía que un sistema puede intercambiar con su entorno”. Esta se mide en Kcal/Kg de aire seco.
- Volumen específico (Vesp): el volumen específico representa el volumen que ocupa el aire medido, que se mide en metros cúbicos por kilogramo de aire seco (m^3/Kg). En el diagrama psicométrico se leen por unas líneas inclinadas, de origen en el eje de abscisas, de abajo a arriba y de derecha a izquierda.

$$V_{esp} = \frac{V}{m}$$

$V :$ Volumen del aire

$m :$ masa del aire

2.11 Equipos de un sistema de agua helada

2.11.1. Bombas centrífugas

La bomba se encarga de impulsar el fluido calo portador a los aparatos de climatización destinados a los ambientes. En climatización se usan las

bombas del tipo centrífugo en los sistemas hidrónicos primarios, secundarios como también en agua de condensación en torres de enfriamiento.

Al igual que un ventilador, es importante conocer la curva característica de la bomba ya que esta nos da información del caudal y la caída de presión que es capaz de impulsar.

Las formas generales de esas curvas son semejantes para todas las bombas, sirven también para poder localizar problemas de funcionamiento.

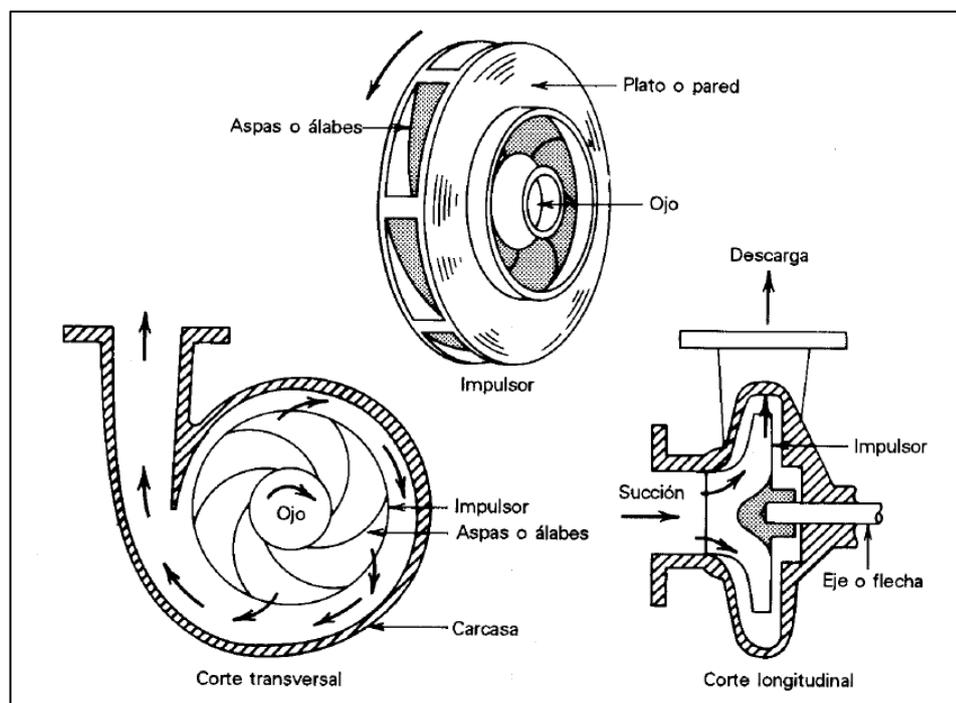


Figura 2.29. Sección de una bomba
Fuente: Aire acondicionado, Edward Pita

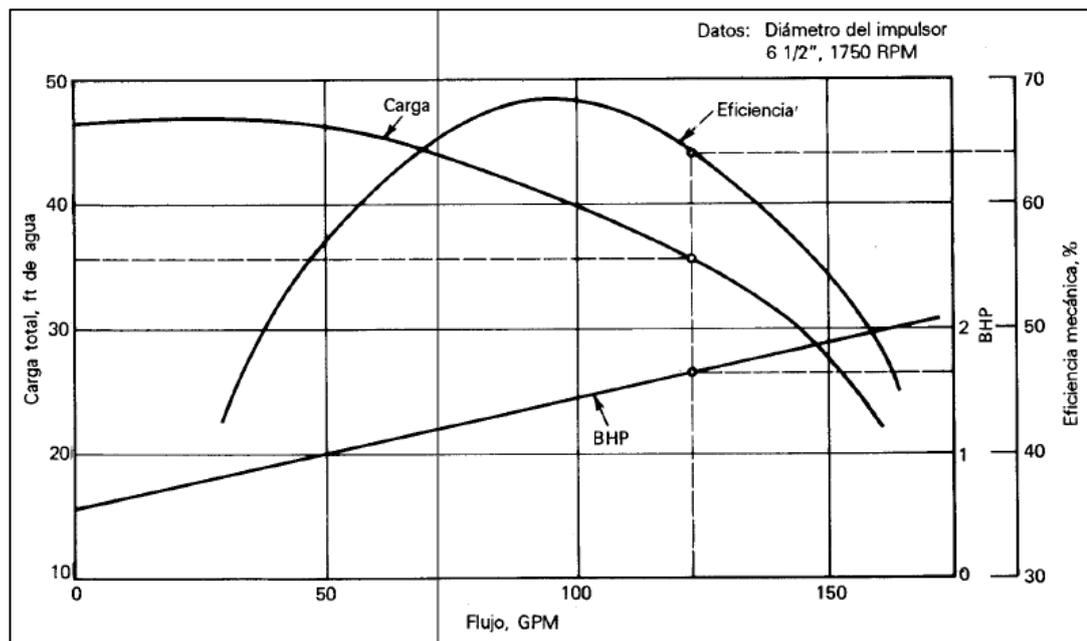


Figura 2.30. Curva característica de una bomba
Fuente: Aire acondicionado, Edward Pita

2.11.2. Equipos enfriadora y bomba de calor

Una unidad enfriadora de agua (chiller) es paquete cuya finalidad es producir agua a baja temperatura que posteriormente será enviada a los aparatos de enfriamiento de aire mediante las bombas.

Un chiller puede invertir el ciclo frigorífico de funcionamiento, entonces trabaja como un equipo bomba de calor, capaz de producir agua caliente.

Existen dos tipos de chiller en general: condensador por aire y condensados por agua.

Los chillers condensados por aire, tienen un intercambiador refrigerante-aire y mediante los ventiladores de condensación quita energía al refrigerante a alta presión y temperatura ocasionando el cambio de estado.

Los chillers condensados por agua enfrían el refrigerante mediante un intercambiador refrigerante-agua, en este caso el agua de condensación extrae calor del refrigerante, esta agua caliente va posteriormente a una torre de enfriamiento para su enfriamiento.

Es muy importante conocer los parámetros que limitan el rendimiento de un chiller o bomba de calor, entre los más importantes son:

- Altitud: debido a la densidad del aire en altura, es sumamente importante considerar este parámetro en los equipos condensados mediante aire.
- Temperatura de entrada y salida de agua: mientras se solicite agua a menor temperatura, el rendimiento del chiller irá en disminución por el delta de temperatura que se ocasiona entre aire-agua de producción.
- Temperatura de aire exterior: cuando la temperatura favorece el intercambio térmico en la condensación, el rendimiento del chiller incrementa ligeramente respecto a condiciones menos favorables.



Figura 2.31. Chiller enfriado por aire
Fuente: Catálogo Aermec 2022



Figura 2.32. Chiller enfriado por agua
Fuente: Catálogo Carrier International 2019

2.11.3. Unidades de tratamiento de aire

Las unidades de tratamiento de aire (UTA) o unidades manejadoras de aire (UMA) son las encargadas de recibir el fluido calo portador, intercambiar calor con el aire, filtrarlo e impulsarlo, a través de los conductos, al local.

Las UMAs pueden tener muchos componentes, tantos como se requiera en la aplicación, los principales y necesarios son:

- Ventilador: parte de la UMA que se encarga de impulsar el aire tratado a la habitación que se requiere climatizar.
- Serpentín: se encarga de realizar el intercambio térmico sensible y/o latente entre el aire y el fluido calo portador.
- Filtros de aire: se encarga de filtrar el aire que será impulsado al ambiente, se pueden añadir varias etapas de filtrado, la norma peruana EM030 indica eficiencias mínimas MERV8 para evaporadores locales y MERV13 en tomas de aire exterior.

En otras aplicaciones, de mayor rigor o exigencia, se puede plantear añadir:

- Humectador: se encarga de añadir agua al aire, normalmente mediante vapor de agua, se utiliza en sistemas de calefacción y lugares de gran altura sobre nivel del mar.
- Silenciador: su función es disminuir los niveles de sonido que generan los ventiladores dentro las UMAs, son el último elemento de cara a la impulsión.
- Resistencia eléctrica: se usa como calefactor para llegar a temperatura de confort dentro de la sala o como elemento de control de humedad, sirve para secar el aire previo a la inyección hacía el ambiente.

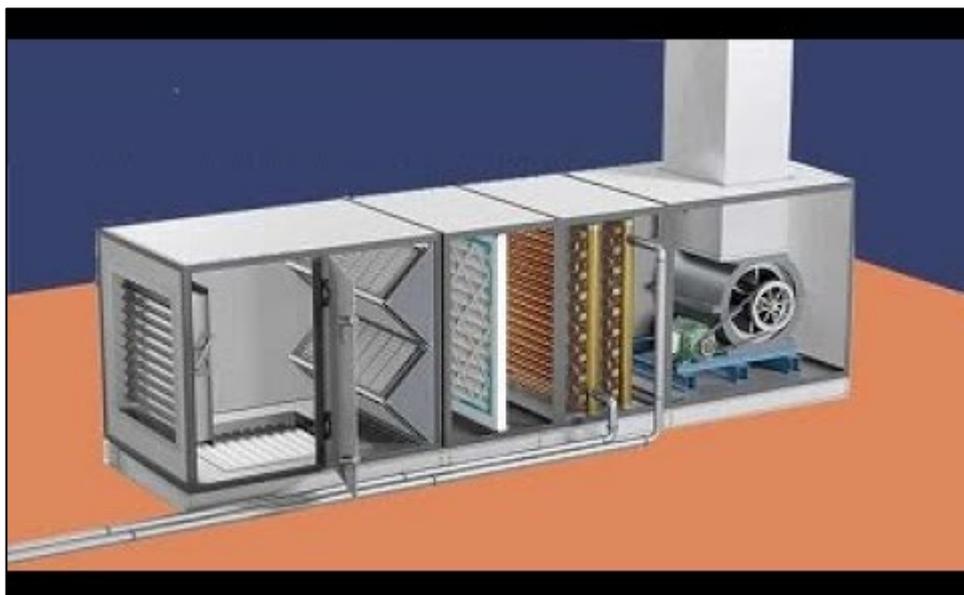


Figura 2.33. Unidad manejadora de aire de un nivel
Fuente: Confort empresarial



Figura 2.34. Unidad manejadora de aire de dos niveles
Fuente: Airlan Peru SAC

2.11.4. Fan coils de ambiente

Los fans coils, son aparatos que se ubican dentro o contiguo al ambiente, cumplen la misma función que las UMAs, sin embargo, tienen ventiladores y serpentines de menor capacidad de caudal, presión e intercambio térmico respectivamente.

Estas unidades se utilizan comúnmente para climatizar un ambiente único, debido a su pequeño tamaño y capacidad; tienen múltiples presentaciones: de conducto, de pared, decorativo de techo, casete de 4 vías, casete de 1 vía.

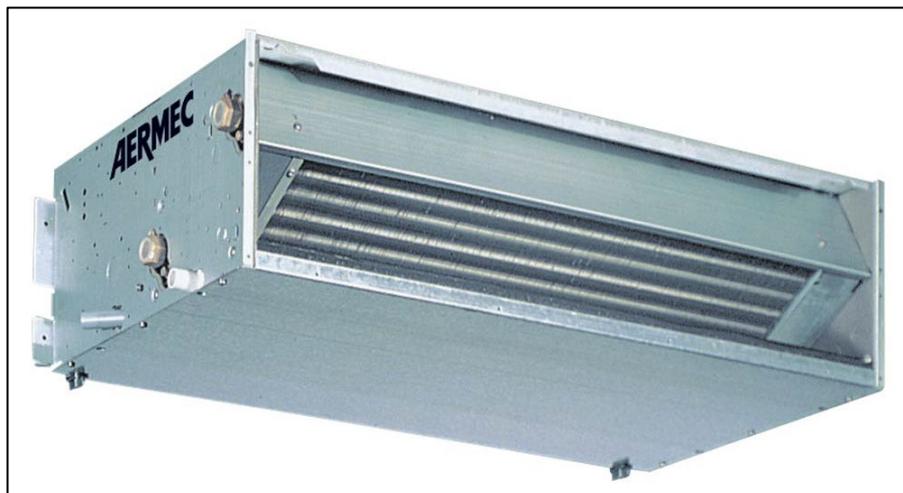


Figura 2.35. Fan coil de conducto
Fuente: Airlan Peru SAC



Figura 2.36. Fan coil de pared
Fuente: Airlan Peru SAC

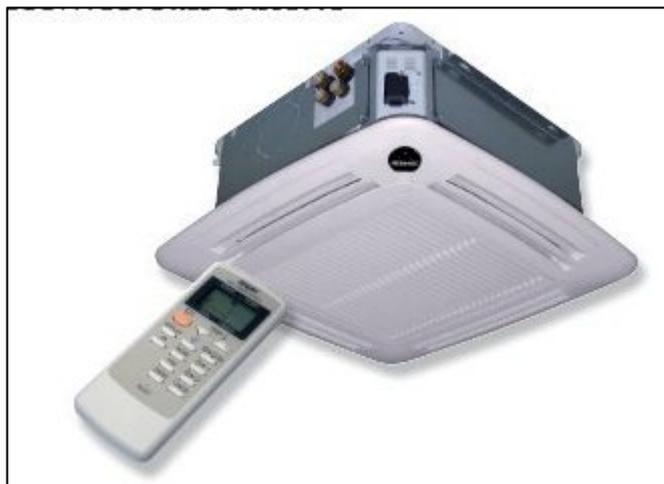


Figura 2.37. Fan coil tipo cassette
Fuente: Airlan Peru SAC

2.12 Enfermedades infecciosas transmitidas por aire

La propagación de enfermedades mediante el sistema del aire acondicionado, es uno de los nuevos problemas a resolver en la actualidad.

Un estudio desarrollado por el comité de posición de enfermedades de ASHRAE formado el 12 de setiembre del 2012, con Larry Choen como su presidente. Nos menciona el papel de los sistemas de climatización en la transmisión de enfermedades infecciosas como tuberculosis, sarampión, varicela, resfriado común, influenza, etc a través del flujo de aire tratado por los sistemas de climatización.

Por ello esta investigación busca nuevos criterios para que el diseño y operación de sistemas de climatización puedan mitigar la transmisión aérea de enfermedades infecciosas de muchas maneras, algunos de estos son:

- Limpiar el aire dentro de un ambiente.
- Filtrando el aire del exterior.

La posición de ASHRAE es que las instalaciones de todo tipo, deben seguir directrices que guíen el diseño al suministro de aire de calidad, como por ejemplo ser filtrado o desinfectado con UV, para estar preparados para controlar las enfermedades infecciosas transmitidas por el aire (incluida una futura pandemia provocada por un nuevo agente infeccioso).

Las transmisiones de enfermedades infecciosas por el aire pueden reducirse utilizando ventilación por dilución: ventilación direccional, regímenes de flujo de aire en los ambientes, diferenciales de presión de la sala, ventilación personalizada y ventilación de captura en la fuente, filtración y desinfección UV.

El objetivo de esta investigación es comprender las influencias de HVAC en la transmisión de patógenos aerotransportados en espacios públicos y desarrollar estrategias de control efectivas. La perturbación social de las epidemias y la transmisión inesperada de enfermedades en los lugares de trabajo, instalaciones de acceso público y el transporte justifica una mayor investigación sobre la eficacia de los controles de ingeniería.

Por ello ASHRAE recomienda a los diseñadores, propietarios y operadores seguir los estándares de práctica más recientes como el estándar ASHRAE 55 de para condiciones térmicas y 62.1 para ventilación.

En la siguiente imagen se muestra la aerobiología de las gotitas y pequeñas partículas suspendidas en el aire producidas por un paciente infectado.

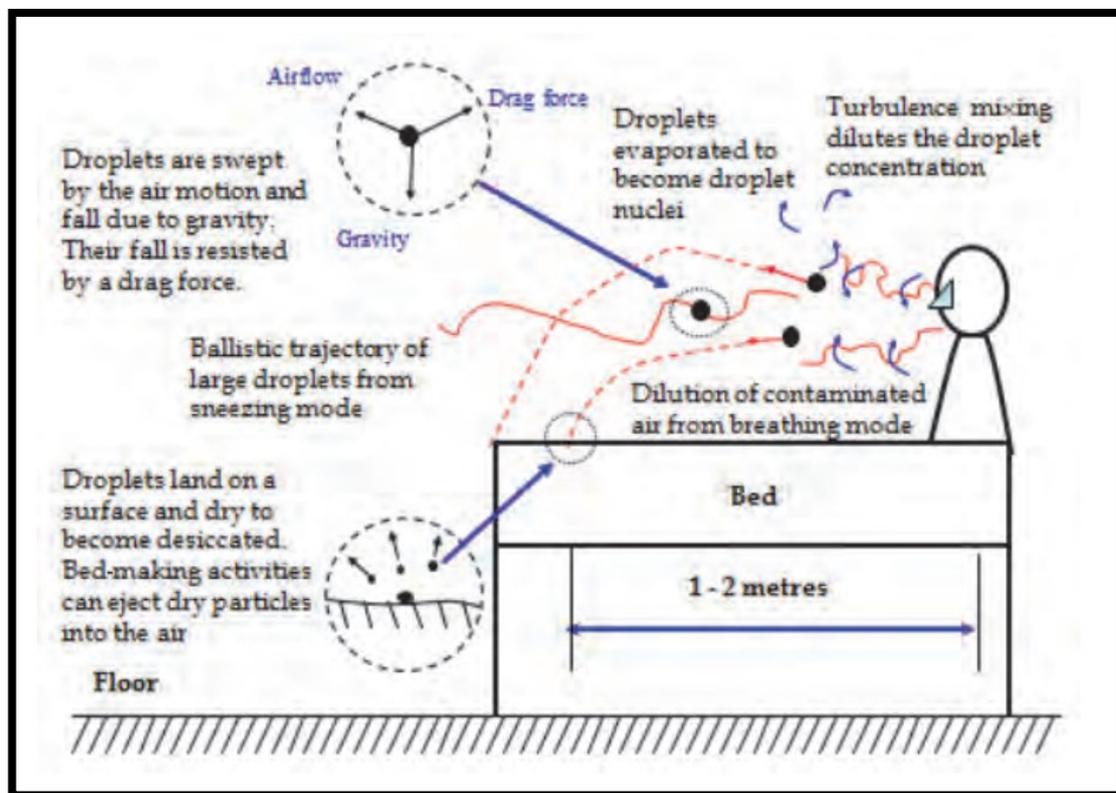


Figura 2.38. Suspensión de gotitas
Fuente: ASHRAE Position Documento on Airborne Infectious Diseases

2.13 Esterilización de aire

Desde hace ya varios años existen muchas tecnologías desarrolladas para combatir agentes patógenos en los sistemas de climatización, los mayores esfuerzos a nivel local fueron adoptar e implementar estas soluciones dedicadas al sector hospitalario, de laboratorios y ambientes con altas exigencias de asepsia y renovaciones de aire.

Una característica importante para saber que alternativa escoger, radica en conocer que tipo y tamaño de partículas queremos filtrar; a continuación, se muestra una guía general de distribución de tamaño de partículas contaminantes atmosféricos comunes:

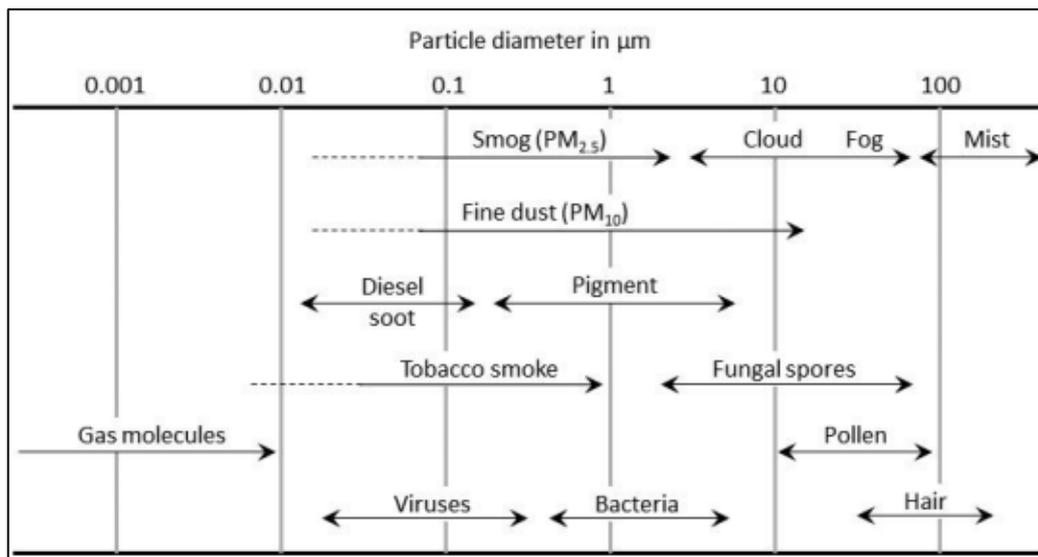


Figura 2.39. Guía de distribución de tamaños de partículas contaminantes atmosféricas comunes.
Fuente: Guía de Eurovent, Filtros de aire para ventilación general

Aquí se puede observar que los virus tienen dimensiones alrededor de la 0.1 micra, se estima que el virus SARS-Cov-2 tiene un tamaño de 0.12 micras, que a comparación de las bacterias son sumamente minúsculos, lo cual permite que el virus ingrese a partes más profundas del ser humano y sea más difícil un filtrado por interceptación, inercia, difusión o electrostática.

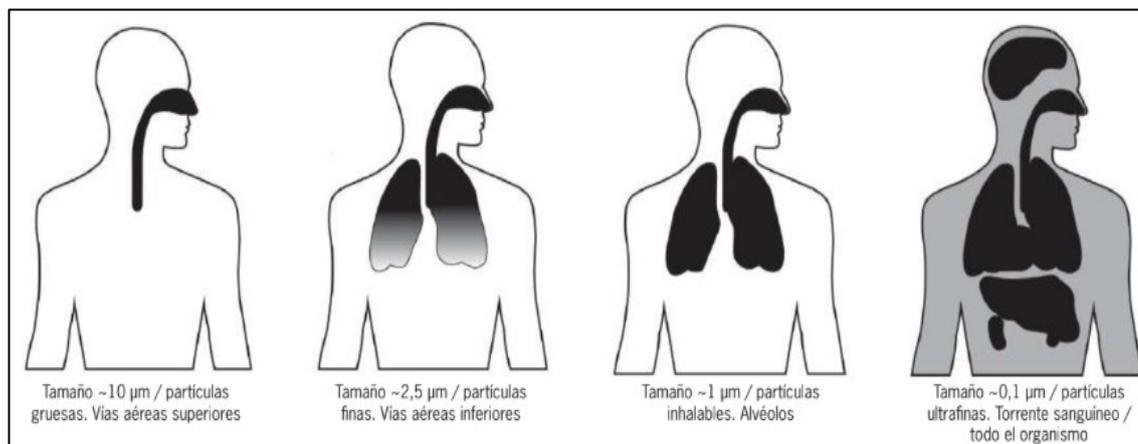


Figura 2.40. Niveles de contaminación del cuerpo humano por partículas contaminantes atmosféricas.

Fuente: Camfil, Productos y soluciones para la filtración de aire

Algo muy importante para el control de virus, bacterias y agentes patógenos es mantener controlada la temperatura y humedad relativa en los ambientes. La Sociedad Estadounidense de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE por sus siglas en inglés), recomienda temperaturas de diseño entre 22 y 28°C aproximadamente, de acuerdo al tipo de operación (enfriamiento o calefacción) y también de acuerdo a la humedad relativa interior de diseño. Sin embargo, un artículo publicado por la revista *Environmental Health Perspectives* indica que entre humedades de 40 y 60% de humedad relativa es donde existe el menor grado de propagación de agentes patógenos, entre ellos los virus; el estudio fue realizado por Anthony V. Arundel, Elia M. Sterling, Judith H. Biggin,t and Theodor D. Sterling.

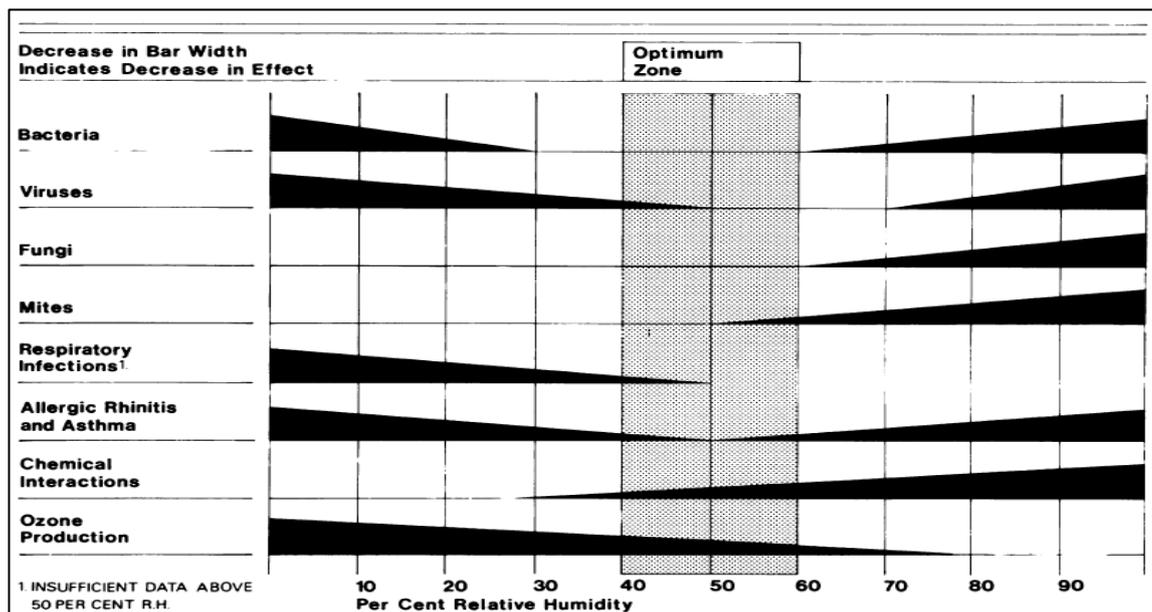


Figura 2.41. Efectos indirectos sobre la salud de la humedad relativa en ambientes interiores

Fuente: Environmental Health Perspectives, Vol.65 (mar,1983)

El aire seco, prácticamente libre de humedad, deja el camino abierto a la propagación de los virus, el aire cálido y seco también disminuye la capacidad de los cilios, que son las proyecciones capilares de las células que recubren las vías respiratorias para expulsar las partículas virales.

Por otro lado, las humedades altas son el escenario perfecto para la proliferación de agentes patógenos, fácilmente se pueden visualizar en los serpentines de evaporación y las bandejas de condensados de los evaporadores de enfriamiento en sistemas de aire acondicionado, que siempre están cerca del punto de saturación (de acuerdo a las condiciones de insuflamiento).

Para estos problemas de humedad existen soluciones con un desarrollo maduro y eficaz, la baja humedad se puede combatir con humidificadores en los propios equipos evaporadores; que, mediante un sistema de control y

gestión de la máquina, donde esta puede ir disminuyendo o aumentando la capacidad de humectación de acuerdo al requerimiento en sala que puede ser enviado desde un humidistato o un sensor de humedad en el ambiente. Por otro lado, para combatir la alta humedad se puede instalar serpentines de calefacción en las máquinas, pueden ser de varios tipos (resistencia eléctrica, calentado por agua, expansión directa, etc); de igual forma se recomienda que sean gestionados por un sistema de control autónomo de la máquina evaporadora para que vaya siempre modificando las variables y así llegar a las condiciones deseadas.

Los niveles de ventilación también son importantes para evitar la propagación de agentes patógenos, un adecuado sistema de ventilación referido en caudal de aire, dirección de flujo, diferencias de presión entre ambientes y calidad de aire inyectado, ayudan enormemente al control de estos agentes; se recomienda que estas variables también sean monitoreadas constantemente por los sistemas de control instalados en las propias máquinas. Más adelante revisaremos las principales ventajas de instalar los sistemas de control y gestión en sistemas de climatización.

2.13.1 Desinfección con ozono

El ozono es una molécula que está compuesta por tres átomos de oxígeno, es altamente oxidante, por lo que se encarga de desinfectar, purificar y eliminar microorganismos patógenos como virus, bacterias, hongos, controlar olores o compuestos orgánicos volátiles, etcétera.

El ozono también es altamente reactivo, lo cual está relacionado con su configuración electrónica inestable que le impulsa a buscar electrones de otras moléculas; puede reaccionar con compuestos volátiles del aire, produciendo aldehídos y cetonas que pueden ser perjudiciales para la salud.

Si no controlamos la concentración de ozono en el aire, podríamos tener problemas como:

- Irritación de los ojos, la nariz y vías respiratorias
- Tos, ataques de asma
- Envejecimiento a los pulmones y deterioro de la función pulmonar
- Dolores de cabeza y alteración al sistema inmunológico
- Empeoramiento de enfermedades como bronquitis
- Daños permanentes en pulmones

Tabla 2.8. Guía de calidad del aire de la OMS y objetivo intermedio para el ozono: concentraciones de ocho horas

	Media máxima diaria de ocho horas ($\mu\text{g}/\text{m}^3$)	Fundamento del nivel elegido
Niveles altos	240	Efectos significativos en la salud; proporción sustancial de la población vulnerable afectada.
Objetivo intermedio-1 (OI-1)	160	Efectos importantes en la salud; no proporciona una protección adecuada de la salud pública. La exposición a este nivel está asociada con: <ul style="list-style-type: none"> • efectos fisiológicos e inflamatorios en los pulmones de adultos jóvenes sanos que hacen ejercicio expuestos durante periodos de 6,6 horas; • efectos en la salud de los niños (basados en diversos estudios de campamentos de verano en los que los niños estuvieron expuestos a niveles ambientales de ozono); • aumento estimado de un 3-5% de la mortalidad diaria^a (basado en los resultados de estudios de series cronológicas diarias).
Guía de calidad del aire (GCA)	100	Proporciona una protección adecuada de la salud pública, aunque pueden producirse algunos efectos en la salud por debajo de este nivel. La exposición a este nivel de ozono está asociada con: <ul style="list-style-type: none"> • un aumento estimado de un 1-2% de la mortalidad diaria^a (basado en los resultados de estudios de series cronológicas diarias); • la extrapolación a partir de estudios de laboratorio y de campo, basada en la probabilidad de que la exposición en la vida real tienda a ser repetitiva y en que se excluyen de los estudios de laboratorio las personas muy sensibles o con problemas clínicos, así como los niños; • la probabilidad de que el ozono ambiental sea un marcador para los oxidantes relacionados con él.

Fuente: Guías de calidad del aire de la OMS relativas al material particulado, el ozono, el dióxido de nitrógeno y el dióxido de azufre

Estudios muestran que el ozono en concentraciones por debajo de los límites recomendados por las personas es poco eficiente para la desinfección del aire.

A título personal, no recomendaría el uso de ozono aplicado a los equipos de climatización, ya que no está comprobado su nivel de eficiencia a concentraciones pequeñas; además que, al ser altamente oxidante desgastaría por completo los equipos de aire acondicionado, sistemas de ductos y hasta propio equipamiento del ambiente; con lo que se debería tener instalaciones especiales para poder resistir al efecto oxidante (equipos y

sistemas de conductos de acero inoxidable); también al ser muy reactivo, podría reaccionar con otras sustancias y producir compuestos que pueden resultar dañinos para la salud.

2.13.2 Ionizador por plasma

La ionización por plasma frío, la cual viene siendo aplicada desde hace muchos años es un ionizador de partículas desarrollado para la purificación del aire interior, con la capacidad de desactivar los virus y bacterias existentes; descompone por medio de micro descargas eléctricas las moléculas de agua presentes en el ambiente (humedad del aire), creando un flujo de iones de hidrógeno y oxígeno.

Estos iones se mueven con el flujo del aire acondicionado, uniéndose entre sí y formando grupos hidroxilos OH⁻.

Los agentes patógenos (virus, bacterias, etc.), que se mueven por el aire libremente, se ven rodeados por estos grupos de moléculas, que, al reaccionar con el virus, eliminan los átomos de hidrógeno que el virus necesita para activarse. De esta manera, se desactiva el virus, a la vez que se produce agua, como consecuencia de la reacción.

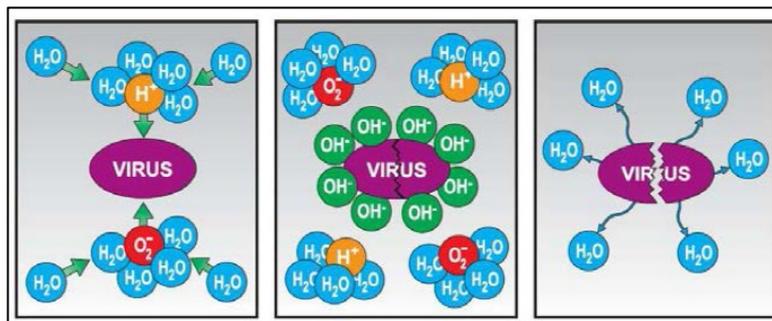


Figura 2.42. Operación de ionizador por plasma
Fuente: Airlan 2019, Filtración ColdPlasma

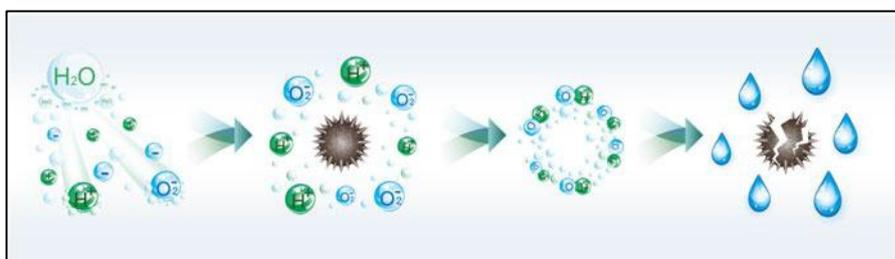


Figura 2.43. Operación de ionizador por plasma
Fuente: Calor y Frio Filtración de aire Cold Plasma

Ventajas del sistema ionización por plasma:

- Triple acción, no solo actúa contra virus y bacterias, sino también contra el moho contenido en ambientes cerrados. Inhibe e impide el desarrollo de alérgenos (ácaros) y elimina los malos olores.
- No necesita mantenimiento, al ser una reacción ionizante no necesita malla para retención de partículas.
- Ventilación más eficiente, como no tiene malla, no provoca pérdida de carga por suciedad; reduciendo el consumo de la ventilación.
- Fácil instalación y se alimenta a la misma tensión que las unidades de aire acondicionado.

Para escoger correctamente estos sistemas se deben verificar datos como: velocidad de aire de paso, tiempo de acción del ionizador por plasma, ubicación (se recomienda cerca al serpentín de enfriamiento donde

generalmente se concentran virus, bacterias, hongos, etc). De lo contrario su eficiencia se verá disminuida.



Figura 2.44. Serpentin saturado por suciedad
Fuente: Archivo propio

2.13.3 Ionización foto catalítica

Este tipo de ionización utiliza la acción combinada de los rayos procedentes de una lámpara ultravioleta (UV), rodeada de una malla de TiO_2 (Dióxido de Titanio, material fotocatalizador), produciéndose una reacción fotoquímica de oxidación, que produce iones OH^- e H_3O^+ . Al reaccionar con la molécula de H_2O contenida en el aire húmedo añaden un átomo más de oxígeno, dando lugar al peróxido de hidrogeno (H_2O_2). El H_2O_2 al disolverse en el aire ambiente permite una higienización segura, eficaz y sobre todo completa del mismo, dado que este componente es capaz de eliminar gran parte de los componentes contaminantes tales como bacterias, virus, mohos, alérgenos y olores.

Numerosos estudios e investigaciones confirman que el dispositivo foto catalítico es eficaz en la inactivación de:

- Legionela y otras bacterias.
- Virus (gripe, SARS, etcétera).
- Hongos, moho y alérgeno.



Figura 2.45. Fan coil con lámpara de ionización fotocatalítica
Fuente: Catálogo Airlan 2019

2.13.4 Lámparas ultravioletas

La luz ultravioleta es parte del espectro electromagnético, es radiación comprendida entre los 10 nm ($10 \times 10^{-9} \text{m}$) y los 400 nm; es invisible para ojo humano y se pueden subdividir en distintas frecuencias:

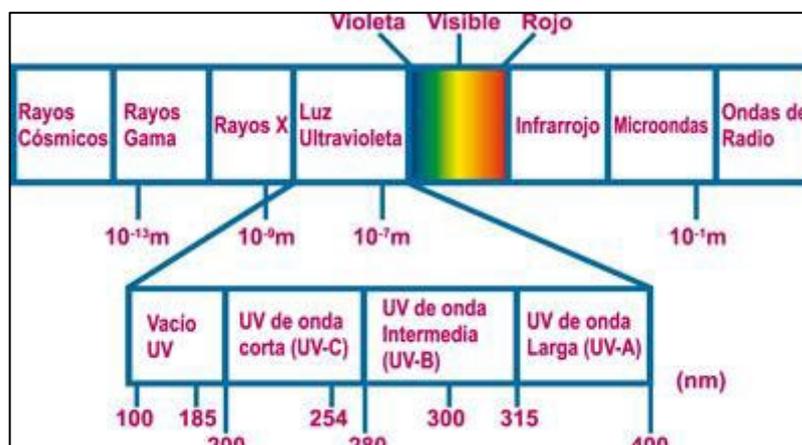


Figura 2.46. División de la luz ultravioleta
Fuente: Mundo HVAC&R, La Luz Ultravioleta en el Aire Acondicionado

La UV-A es la más abundante en la luz del sol y es la que produce los bronceados y arrugas en la piel, comprende entre los 400 y 315 nm de longitud de onda; la UV-B es la causante del enrojecimiento y cáncer de piel, su longitud de onda va desde 315 a 280 nm; la UV-C es la más efectiva para el uso germicida y su longitud de onda va desde 200 a 280 nm. Estudios indican que la longitud de onda más efectiva para prevenir agentes patógenos es a 254 nm.

La Luz UV es una forma de energía que viaja mediante fotones (paquetes de energía), esto quiere decir que para que funcione como germicida, el agente patógeno debe ser irradiado directamente por el haz de luz UV.

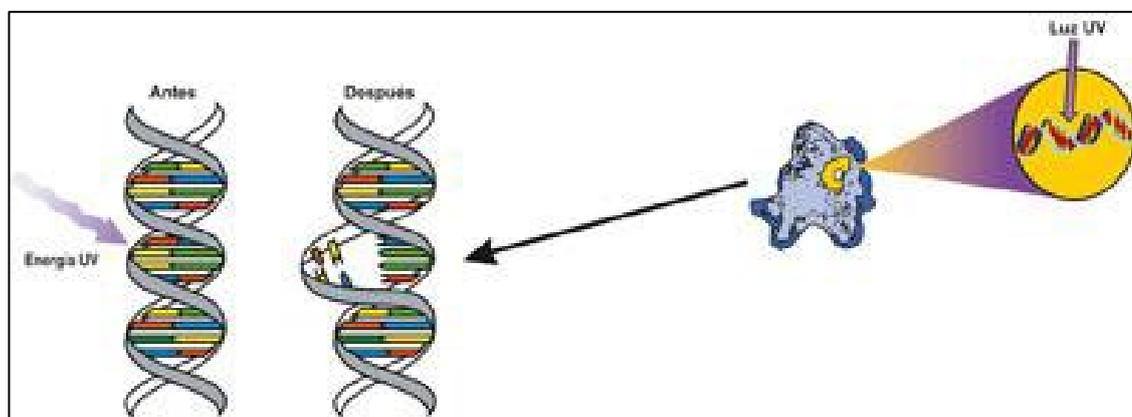


Figura 2.47. Acción de la luz UV

Fuente: Mundo HVAC&R, La Luz Ultravioleta en el Aire Acondicionado

La luz ultravioleta de una longitud de onda adecuada permitirá penetrar la membrana que protege la información genética del microorganismo y romper la estructura de su información genética. El daño más común es hacia

la timina, haciendo que se dañe con otras de las bases del ADN y ARN, desactivando a los microorganismos o virus.

Para tener los máximos resultados es importante considerar el grado de abatimiento que se desea conseguir, dosis necesaria para eliminar al agente patógeno, potencia de las lámparas, tiempo de exposición.

Se recomienda utilizar delante del serpentín para mantenerlo limpio junto con la bandeja de condensado, evitando la proliferación de estos microorganismos en ambientes que usualmente están saturados de humedad (para enfriamiento); estos microorganismos además de poder formar “colonias” en estos espacios, también reducen la capacidad de intercambio de calor de los serpentines y hacen que el sistema de climatización sea menos eficiente. También se recomienda utilizar frente a los filtros absolutos ubicados en ambientes donde se deben filtrar agentes patógenos como virus o bacterias, ya que sino estos filtros pueden llegar a ser cultivos de los agentes y hasta ser peligrosos para la persona que realiza el mantenimiento a estos.

2.13.5 Filtros de aire

Los filtros de aire tienen una importancia esencial para conseguir una climatización buena, saludable y eficiente. La selección y uso de filtros de manera inadecuada, la falta de mantenimientos, pueden disminuir la eficacia del filtro. Cuando hablamos de una adecuada selección nos referimos a escoger velocidades de paso de aire dentro del rango que el fabricante recomienda para lograr la eficacia deseada, evitar tener pérdidas de carga

muy altas, tener una caja porta filtros totalmente hermética donde no pueda salir o entrar ningún agente patógeno, el tamaño y ubicación de registros para mantenimientos deben permitir una maniobra segura y fácil para el personal de mantenimiento. Se recomienda utilizar sensores de presión conectados a sistemas de control y gestión para ir verificando los niveles de saturación de los filtros y prever con anticipación los posibles mantenimientos o reemplazos.

Los filtros utilizan cuatro mecanismos que llevan a “atrapar una partícula”, los cuales son:

- Interceptación, se produce cuando las partículas grandes fluyen con las líneas del flujo y no pueden atravesar, por su tamaño, el filtro.
- Inercia, debido a las fuerzas de inercia, las partículas no siguen completamente las líneas del flujo, y en su lugar golpean con las fibras del filtro.
- Difusión, las partículas pequeñas y ligeras se ven amortiguadas por las propias partículas del aire, teniendo un movimiento aleatorio (movimiento browniano) lo que origina que entren en contacto con el filtro.
- Electrostática, debido a que las fibras están cargadas electrostáticamente, atraerá a las partículas y logra capturarlas.

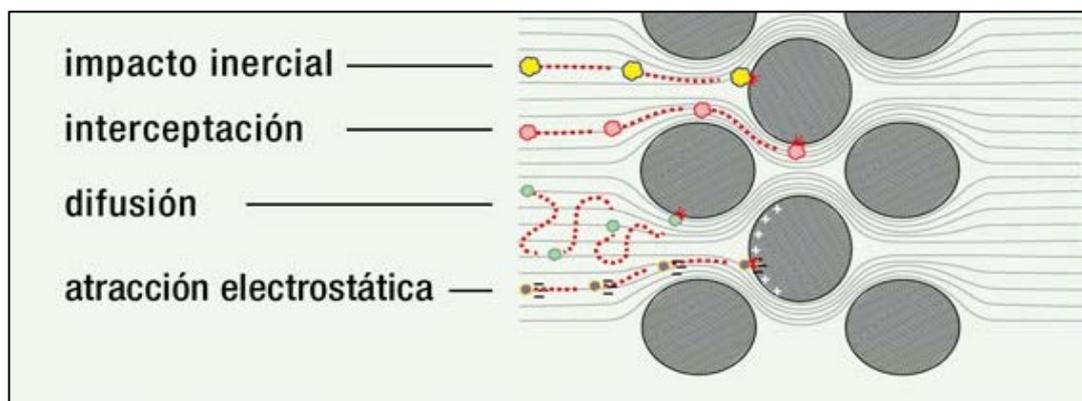


Figura 2.48. Mecanismos de retención de partículas
Fuente: Seguridad y salud en el trabajo con nanomateriales, Ministerio de Empleo y Seguro Social de España

En síntesis, para obtener los mejores resultados se recomienda:

- Seleccionar los filtros con la velocidad de paso y pérdida de carga adecuada.
- Tener una caja porta filtro certificada e instalada de fábrica
- Tener registros de mantenimientos óptimos, garantizando la seguridad de la persona mantenedora
- Las unidades evaporadoras deberán estar calculadas para lograr vencer los filtros (tanto limpios como saturados).

CAPITULO III

CALCULOS Y DESARROLLO DE LA TESIS

3.1 Información de las condiciones del proyecto

El objetivo del presente capítulo es detallar los parámetros y métodos de diseño para el cálculo de carga térmica del presente proyecto.

Para el cálculo de la carga térmica se recurrió al método por “Diferencia Total Equivalente de Temperatura (DTET), que se define como la diferencia de temperaturas del aire exterior y el aire interior que produce el mismo flujo de energía al local que la originada por la radiación solar y la variación de temperatura”, en base a los siguientes parámetros:

3.1.1 Condiciones geográficas

Son los referidos a la localización geográfica que hace referencia a la información climática, territorial y económica del lugar.

Ubicación: Yurimaguas

Latitud: -5.00

Longitud: -76.00

Altitud: 55.00 m.s.n.m.

3.1.2 Condiciones exteriores

Son las condiciones climáticas externas al proyecto, máximas. Que brindaran, con el cálculo, la máxima carga térmica requerida para la edificación.

Esta información será extraída de la base de datos del SENAMHI (servicio nacional de meteorología e hidrología) considerando que la información más actualizada es del 2019 y la estación más cercana es "San Ramon", de estos datos se buscara el mes, día y hora con mayor temperatura que requiere la mayor carga térmica.

Temperatura de bulbo seco verano: 93.00 °F

Temperatura de bulbo húmedo verano: 80.00 °F

Temperatura de bulbo seco y humedad relativa invierno: 67.00°F-
90%HR

3.1.3 Condiciones interiores

Estas condiciones serán determinadas por los requerimientos solicitados en el cliente en función de lo señalado en el grafico 2.1. del cual se considerarán la temperatura del ambiente 23°C (73.4°F) y la humedad del 50%.

Modo verano

Temperatura de bulbo seco: 73.4 °F

Humedad relativa: 50.0 % (No controlada)

Modo invierno

Temperatura de bulbo seco: 71.6 °F

Humedad relativa: 50.0 % (No controlada)

3.1.4 Perfiles de carga operativa

El número de personas en cada ámbito esta normado en la RNE A.030.

Tabla 3.1. Aforo de personas por área en hospedajes

DESCRIPCIÓN	ÍNDICE	SEGÚN CANTIDAD DE mobiliario - RNE A.130 art 20
		SEGÚN CÁLCULO DE SALIDAS Y PASAJES DE CIRCULACIÓN Siempre que se disponga de los anchos de circulaciones correspondientes
HOSPEDAJE		RNE A.030 HOSPEDAJE ART 17 AFORO
HOTELES DE 4 Y 5 ESTRELLAS	18.0 M2 por persona	
HOTELES DE 2 Y 3 ESTRELLAS	15.0 M2 por persona	
HOTELES DE 1 ESTRELLAS	12.0 M2 por persona	1 persona por cama
APART-HOTEL DE 4 Y 5 ESTRELLA	20.0 M2 por persona	
APART-HOTEL DE 2 Y 3 ESTRELLA	17.0 M2 por persona	Excepción: En Habitación matrimonial
APART-HOTEL DE 1 ESTRELLA	14.0 M2 por persona	2 personas por cama
HOSTAL DE 1 A 3 ESTRELLAS	12.0 M2 por persona	
RESORT	20.0 M2 por persona	

Fuente: RNE A.130 art 20

Se considerará un perfil máximo de ocupación y uso de equipos.

3.1.5 Conductividad térmica de superficies

Coeficiente de conducción de pared =	0.35 Btu/h.°F.pie2
Coeficiente de conducción de piso =	0.35 Btu/h.°F.pie2
Coeficiente de conducción del techo =	0.35 Btu/h.°F.pie2
Coeficiente de conducción de mamparas =	0.80 Btu/h.°F.pie2
Coeficiente de conducción de ventanas =	0.80 Btu/h.°F.pie2

3.1.6 Ganancias térmicas

a) Ganancia de calor por personas (según ASHRAE Handbook of Fundamentals):

Ganancia sensible = 250 Btu/h. por persona

Ganancia latente = 200 Btu/h. por persona

b) Ganancia de calor por Equipos (para ambientes de oficinas, según ASHRAE Handbook of Fundamentals, indicado en CHVAC software):

Iluminación = 15 W/m²

Equipos = 15 W/m²

c) Ganancias de calor por equipos según el área correspondiente, según el minem:

Área de cocina:

Cocina = 2000 W

Cafetera = 800 W

Olla arrocera = 900 W

Refrigerador = 250 W

Microondas = 1100 W

Sala de suministro:

Proyector = 1000 W

Computadora = 120 W

Equipo de sonido = 80 W

Laptop = 35 W

Cuarto de servicio:

Aspiradora = 1200 W

Plancha = 1000 W

Lavadora (2 und) = 1000 W

Secadora = 2000 W

Recepción:

Teléfono = 35 W

Computadora = 120 W

Laptop = 35 W

Modem = 35 W

Habitación:

Tv 42" = 60 W

Teléfono = 35 W

Laptop (2 und) = 70 W

3.1.7 Dimensiones de ambientes

El hotel consta de 4 pisos, las habitaciones no cuentan con cielo raso y tienen una altura de 3m (9.85 ft).

Tabla 3.2. Áreas de todos los ambientes del hotel

AMBIENTE	Área (m2)	Área (ft2)
Cocina	11.38	122.49
Sala SUM	23.80	256.18
Cuarto servicio	13.50	145.31
Habitación 02	10.60	114.10
Habitación 01	10.60	114.10
Recepción	11.13	119.80
Habitación 03	12.82	137.99
Habitación 04	13.96	150.26
Habitación 05	11.63	125.18
Habitación 06	11.63	125.18
Habitación 07	21.20	228.19
Habitación 08	12.82	137.99
Habitación 09	13.96	150.26
Habitación 10	11.63	125.18
Habitación 11	11.63	125.18
Habitación 12	21.20	228.19
Habitación 13	12.82	137.99

Habitación 14	13.96	150.26
Habitación 15	11.63	125.18
Habitación 16	11.63	125.18
Habitación 17	21.20	228.19
Habitación 18	12.82	137.99
Habitación 19	13.96	150.26
Habitación 20	11.63	125.18
Habitación 21	11.63	125.18
Habitación 22	21.20	228.19

3.1.8 Orientación de la edificación

La orientación determina la radiación del sol recibida durante el día, y el modo en que esta se transmite al interior de la edificación. Por ello es importante saber la orientación de las paredes y techos, a continuación, se muestra la orientación de nuestro proyecto:

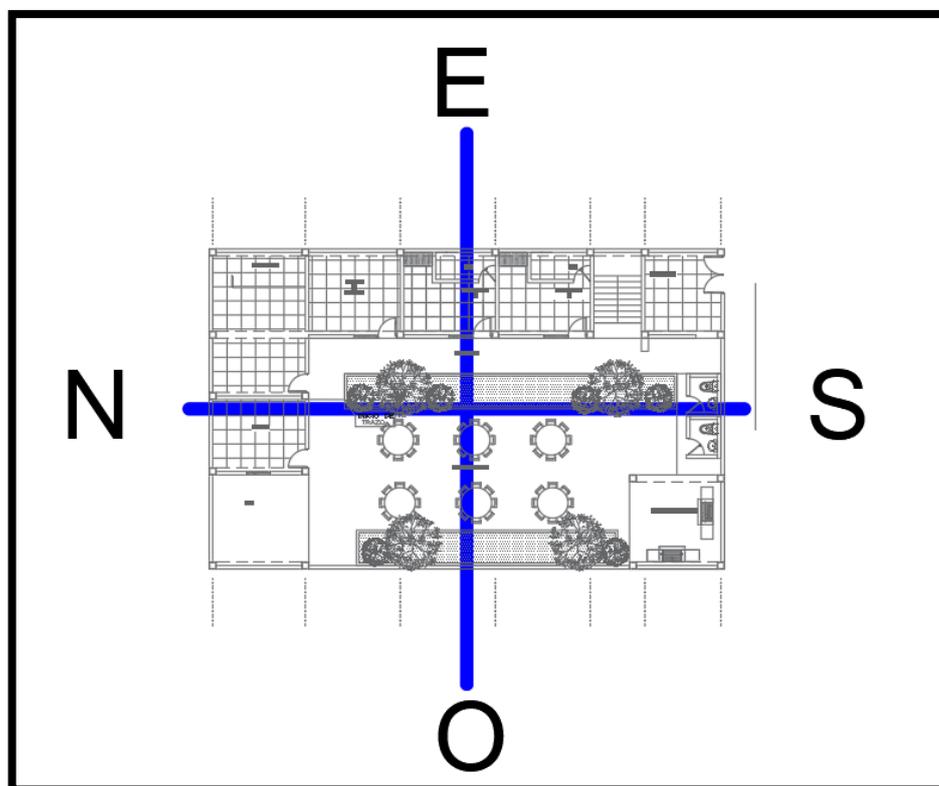


Figura 3.1. Orientación cardinal del hotel

3.2 Cálculos térmicos

3.2.1 Calculo de caudal de renovación de aire externo

Para el cálculo de la cantidad de aire externo para la renovación de aire en el ambiente, usaremos lo señalado por la norma peruana EM030, gran parte basada en el estándar 62.1 de ANSI/ASHRAE, que nos brinda el caudal en función de la cantidad de personas y el área de cada ambiente.

Usando la formula señalada en el grafico 2.3, donde el número de personas viene determinado por la RNE 030 art 120 y los factores por área y persona se usarán de la siguiente tabla:

Tabla 3.3. Tasas mínimas de ventilación en áreas ocupadas por personas

Occupancy Category	People Outdoor Air Rate R_p		Area Outdoor Air Rate R_a		Notes	Default Values			Air Class
	cfm/person	L/s-person	cfm/ft ²	L/s-m ²		Occupant Density (see Note 4)	Combined Outdoor Air Rate (see Note 5)		
						#/1000 ft ² or #/100 m ²	cfm/person	L/s-person	
Coffee stations	5	2.5	0.06	0.3		20	8	4	1
Conference/meeting	5	2.5	0.06	0.3		50	6	3.1	1
Corridors	—	—	0.06	0.3		—			1
Occupiable storage rooms for liquids or gels	5	2.5	0.12	0.6	B	2	65	32.5	2
Hotels, Motels, Resorts, Dormitories									
Bedroom/living room	5	2.5	0.06	0.3		10	11	5.5	1
Barracks sleeping areas	5	2.5	0.06	0.3		20	8	4.0	1
Laundry rooms, central	5	2.5	0.12	0.6		10	17	8.5	2
Laundry rooms within dwelling units	5	2.5	0.12	0.6		10	17	8.5	1
Lobbies/prefunction	7.5	3.8	0.06	0.3		30	10	4.8	1
Multipurpose assembly	5	2.5	0.06	0.3		120	6	2.8	1

Obtenemos los flujos de aire externo, por ambiente:

Tabla 3.4. Caudal de aire requerido por cada ambiente

Local	Personas	Área (m ²)	Rp (CFM)	Ra (CFM)	Caudal AF total (CFM)
Cocina	4.00	11.38	7.50	0.12	45.00
Sala SUM	25.00	23.80	5.00	0.06	141.00
Cuarto servicio	4.00	13.50	5.00	0.12	38.00
Habitación 02	2.00	10.60	5.00	0.06	17.00
Habitación 01	2.00	10.60	5.00	0.06	17.00
Recepción	4.00	11.13	7.50	0.06	38.00
Habitación 03	2.00	12.82	5.00	0.06	19.00
Habitación 04	2.00	13.96	5.00	0.06	20.00
Habitación 05	2.00	11.63	5.00	0.06	18.00
Habitación 06	2.00	11.63	5.00	0.06	18.00
Habitación 07	3.00	21.20	5.00	0.06	29.00
Habitación 08	2.00	12.82	5.00	0.06	19.00
Habitación 09	2.00	13.96	5.00	0.06	20.00
Habitación 10	2.00	11.63	5.00	0.06	18.00
Habitación 11	2.00	11.63	5.00	0.06	18.00
Habitación 12	3.00	21.20	5.00	0.06	29.00
Habitación 13	2.00	12.82	5.00	0.06	19.00
Habitación 14	2.00	13.96	5.00	0.06	20.00
Habitación 15	2.00	11.63	5.00	0.06	18.00
Habitación 16	2.00	11.63	5.00	0.06	18.00
Habitación 17	3.00	21.20	5.00	0.06	29.00
Habitación 18	2.00	12.82	5.00	0.06	19.00
Habitación 19	2.00	13.96	5.00	0.06	20.00
Habitación 20	2.00	11.63	5.00	0.06	18.00
Habitación 21	2.00	11.63	5.00	0.06	18.00
Habitación 22	3.00	21.20	5.00	0.06	29.00

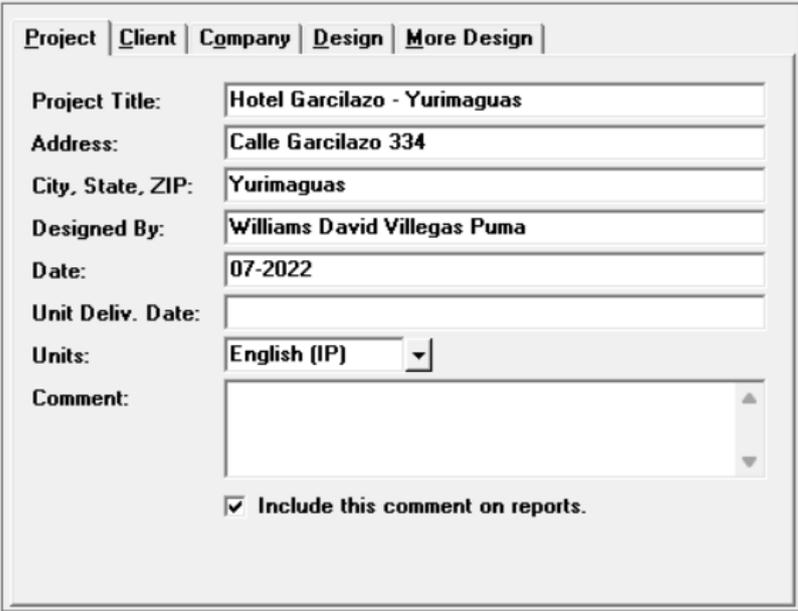
3.2.2 Cálculo de carga térmica usando el software elite

Usaremos el software ELITE, para el cálculo de las cargas máxima de enfriamiento en nuestra edificación. Las cargas de refrigeración serán calculadas usando el método CLTD y el análisis mediante el ASHRAE Standard 62.

Este software nos permite editar los datos meteorológicos, orientaciones de paredes, perfiles de carga operativa dentro del sistema, diversidad de personas, ganancias y pérdidas de conductos etc

A continuación, se procederá a ingresar los datos del proyecto para obtener las cargas térmicas de los ambientes:

- 1) Ingresamos el nombre y datos del proyecto a realizar.



The screenshot shows a software window with a tabbed interface. The 'Project' tab is selected. The form contains the following fields and values:

Field	Value
Project Title:	Hotel Garcilazo - Yurimaguas
Address:	Calle Garcilazo 334
City, State, ZIP:	Yurimaguas
Designed By:	Williams David Villegas Puma
Date:	07-2022
Unit Deliv. Date:	
Units:	English (IP)
Comment:	

At the bottom of the form, there is a checked checkbox labeled "Include this comment on reports."

Figura 3.2. Ingreso de datos generales del proyecto en el ELITE

- 2) Colocamos el perfil de operación de nuestro sistema, el cual será de uso continuo durante el día, esto se considera para obtener la mayor carga térmica para el sistema a implementar. También se introducirán los valores de ganancia sensible y latente de personas y equipos, brindados en el ítem de condiciones del proyecto.

	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	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
2	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
3	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
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

Figura 3.3. Ingreso de periodos de funcionamiento por horas

Project	Client	Company	Design	More Design
Operating Profiles				
People:		1	▼	
Lighting:		1	▼	
Equipment:		1	▼	
Watts Per Sq. Foot				
Lighting:		1.85	▼	
Equipment:		1.85	▼	
People				
Square Feet per Person:		100	▼	
People Diversity Factor (%):		80	▼	
Sensible Heat per Person:		250	▼	
Latent Heat per Person:		200	▼	
Building Operation				
Opening Hour:		1	▼	
Closing Hour:		24	▼	

Figura 3.4. Ingreso de parámetros de diseño

- 3) Seleccionamos el método de cálculo que usara el software ELITE, el cual será el CLTD (cooling load temperature difference). También se introducirán los factores de seguridad y las alturas de los ambientes sin considerar cielo raso.

The screenshot shows the 'More Design' tab of the ELITE software. It is divided into three sections: 'General', 'Safety Factors', and 'RTS Percent Radiant'. Each section contains several input fields with dropdown menus.

Section	Parameter	Value
General	Building Default Ceiling Height:	9.85
	Building Default Wall Height:	9.85
	Building Default Plenum Wall Height:	0
	Calculate Cooling, Heating or Both:	Both
	Cooling Calculation Method:	CLTD
Safety Factors	Sensible:	5
	Latent:	5
	Heating:	5
RTS Percent Radiant	People:	60
	Lighting:	67
	Equipment:	20

Figura 3.5. Ingreso de datos de altura y método de cálculo, en el ELITE

- 4) Se colocan los datos geográficos del lugar donde se ubica el proyecto y las temperaturas máximas y humedad en cada mes, obtenidas a través de la base de datos del SENAMHI, precisamente de la estación meteorológica SAN RAMON ubicada en Yurimaguas.

City: LORETO, PERU

Degrees Latitude: -5 Clearness Factor: 1

Altitude: 182 Daily Range: 17.1

Longitude: -76 Local Std. Meridian: -75

Design Month	Outdoor Dry Bulb	Outdoor Wet Bulb	Indoor Dry Bulb	Indoor Relative Humidity
1 January	85.67	75	73.4	50
2 February	87.14	77	73.4	50
3 March	86.44	76	73.4	50
4 April	88.66	78	73.4	50
Winter:	67		71.6	

Figura 3.6. Ingreso de datos geográficos y de ubicación, en el ELITE

- 5) Introducimos los factores de conductividad térmica de paredes, techo y particiones, los cuales se brindan líneas arriba en el ítem 5.1.5.

Roofs | Walls | Glass | Partitions | Shading

CLTD Roof Definitions

ASHRAE Number	U-Factor	Dark	Susp. Ceil
1 8	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

Figura 3.7. Ingreso de los coeficientes de transferencia térmica de techo

Roofs | Walls | Glass | Partitions | Shading

CLTD Wall Definitions

ASHRAE

	Group	U-Factor	Color
1	G	0.35	M
2	G	0.8	M
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	0
2	0	0	0	0	0	0
3	0	0	0	0	0	0
4	0	0	0	0	0	0

Figura 3.8. Ingreso de coeficiente de transferencia térmica de paredes

Roofs | Walls | Glass | Partitions | Shading

CLTD Glass Definitions

	Summer U-Factor	Winter U-Factor	Shade Coef	Internal Shading	Internal Shd.Coef
1	0.9	0.76	0.96	2	0.7
2	0.8	0.7	0.96	2	0.7
3	0	0	0	0	0
4	0	0	0	0	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

Figura 3.9. Ingreso de coeficiente de transferencia térmica de vidrio

6) Ingresamos los parámetros y condiciones de trabajo que deberán tener los equipos que suministrarán el aire acondicionado. Como:

- El suministro de aire será proporcional al uso que tendrá el equipo.
- El equipo será tipo paquete.
- Humedad del punto de insuflamiento es del 95%.
- La eficiencia de trabajo del equipo será de 80% y su caída de presión será de 2.2psi.

No: 26 Name: Ue-26

Main | General | Infil & Vent | Indoor Conditions | Misc | Duct Sizing | Equipment

System Type

- Constant volume
 - Proportion
 - Sum of Peaks
- VAV

Excess Supply Air

- Reheat
- Reserve
- Adjust

Supply Fan Type

- Draw Through
- Blow Through
- Package Fan

General

- Occurrences of This Air Handler: 1
- Zone Exhaust May Not Exceed Supply

Heating Coil

- Total heating supply CFM: 0
- Leaving Heating Coil Temperature: 95

Cooling Coil

- Leaving Dry Bulb Temperature: 0
- Leaving Relative Humidity: 95
- Leaving Cooling Coil CFM: 0

Fan Efficiency and Pressure

- Motor and Fan Efficiency: 80
- Static Pressure Across Fan: 2.2

Figura 3.10. Ingreso de parámetros y condiciones de trabajo que deberán tener los equipos

- 7) Se usarán los perfiles y valores térmicos ya introducidos, además de la variación de temperatura del agua al pasar por el chiller que será de 10°F y la cantidad de energía en btu para transformar una libra de agua líquida a vapor (970 btuh/lb) y el porcentaje de energía sensible será del 75% según lo señalado en el método CLTD.

The screenshot shows a software window with the following sections:

- Profiles:** People (0-1), Lighting (0-1), Equipment (0-1)
- Safety Factors:** Sensible (0-5), Latent (0-5), Heating (0-5)
- Chilled Water, Hot Water and Steam:** Chilled Water Delta T (10), Hot Water Delta T (20), Steam Energy (970)
- Miscellaneous:** Percent Sensible Capacity (75), Cooling Load Method (Net), People Diversity (0-80)
- Calculation Options:**
 - Default to calculations specified in General Project Data.
 - Calculate heating and cooling loads for zones on this air handler.
 - Calculate heating loads (only) for zones on this air handler.
 - Calculate cooling loads (only) for zones on this air handler.

Figura 3.11. Ingreso del ΔT del agua en el chiller

- 8) Los datos del caudal de aire que deben ingresar a cada ambiente se obtienen del cuadro 5.2.1. El aire debido a la filtración por puertas y ventanas se despreciará para los cálculos.

The screenshot shows a software window with the following sections:

- Heating Ventilation:**
 - Air Changes per Hour
 - CFM per Person
 - CFM per Square Foot
 - Direct CFM
 - 100% of Supply
 - Value: 45
- Cooling Ventilation:**
 - Air Changes per Hour
 - CFM per Person
 - CFM per Square Foot
 - Direct CFM
 - 100% of Supply
 - Value: 45

Figura 3.12. Ingreso de datos de caudal de aire obtenidos de la tabla 2.12

El cambio de temperatura por los ductos, se despreciará, ya que estos estarás aislados.

- 9) Por último, se colocarán las orientaciones y dimensiones de cada ambiente

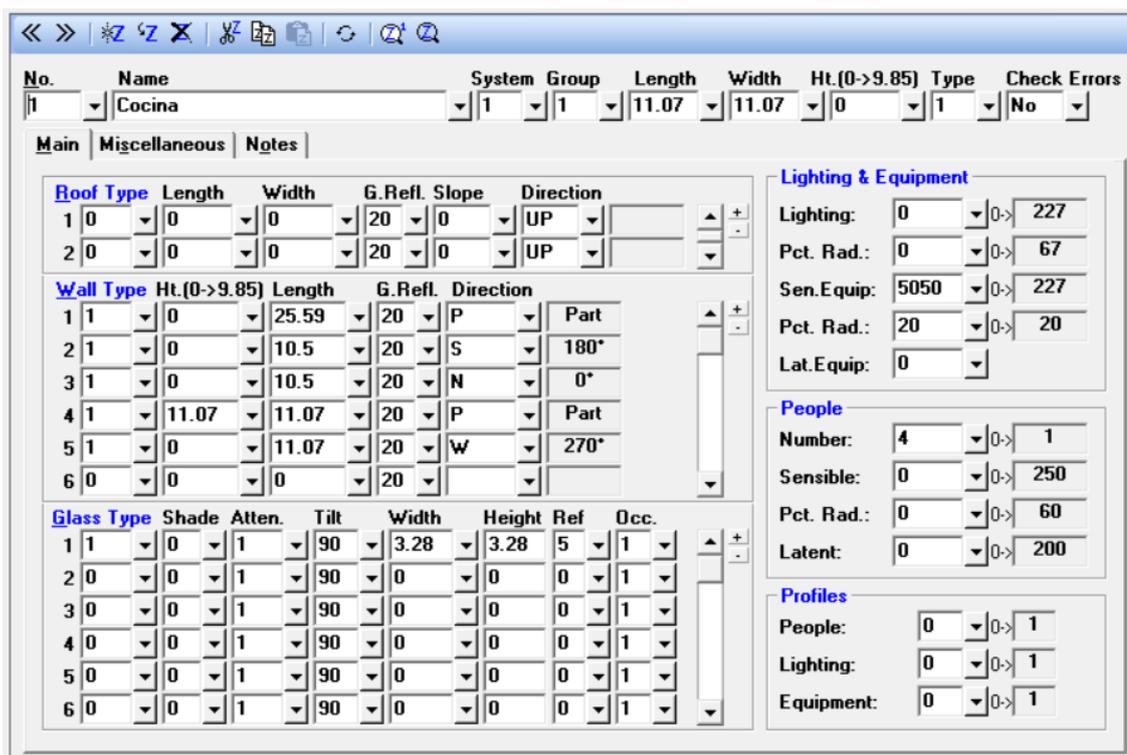


Figura 3.13. Ingreso de dimensiones de cada ambiente

El resultado nos dará las cargas térmicas de cada habitación dándonos el total de lo requerido por el sistema:

Tabla 3.5. Tabla de cargas térmicas en cada ambiente

Local	Gesp (Btuh)	Ga (Btuh)	Gs (Btuh)	Gesp (Btuh)	Ga (Btuh)	Ge (Btuh)	Gt (Btuh)	Gt (TR)
Cocina	24920.00	885.00	25805.00	672.00	2363.00	3035.00	28840.00	2.40
Sala SUM	16645.00	2773.00	19418.00	4200.00	7405.00	11605.00	31023.00	2.59
Cuarto servicio	25293.00	747.00	26040.00	672.00	1996.00	2668.00	28708.00	2.39
Habitación 02	5938.00	297.00	6235.00	336.00	852.00	1188.00	7423.00	0.62
Habitación 01	5938.00	297.00	6235.00	336.00	852.00	1188.00	7423.00	0.62
Recepción	6301.00	581.00	6882.00	672.00	1989.00	2661.00	9543.00	0.80
Habitación 03	6535.00	332.00	6867.00	336.00	952.00	1288.00	8155.00	0.68
Habitación 04	5842.00	393.00	6235.00	336.00	1050.00	1386.00	7621.00	0.64
Habitación 05	5675.00	315.00	5990.00	336.00	902.00	1238.00	7228.00	0.60
Habitación 06	5675.00	315.00	5990.00	336.00	902.00	1238.00	7228.00	0.60
Habitación 07	8778.00	444.00	9222.00	504.00	1518.00	2022.00	11244.00	0.94
Habitación 08	6535.00	332.00	6867.00	336.00	952.00	1288.00	8155.00	0.68
Habitación 09	5842.00	393.00	6235.00	336.00	1050.00	1386.00	7621.00	0.64
Habitación 10	5675.00	315.00	5990.00	336.00	902.00	1238.00	7228.00	0.60
Habitación 11	5675.00	315.00	5990.00	336.00	902.00	1238.00	7228.00	0.60
Habitación 12	8778.00	444.00	9222.00	504.00	1518.00	2022.00	11244.00	0.94
Habitación 13	6535.00	332.00	6867.00	336.00	952.00	1288.00	8155.00	0.68
Habitación 14	5842.00	393.00	6235.00	336.00	1050.00	1386.00	7621.00	0.64
Habitación 15	5675.00	315.00	5990.00	336.00	902.00	1238.00	7228.00	0.60
Habitación 16	5675.00	315.00	5990.00	336.00	902.00	1238.00	7228.00	0.60
Habitación 17	8778.00	444.00	9222.00	504.00	1518.00	2022.00	11244.00	0.94
Habitación 18	7186.00	332.00	7518.00	336.00	952.00	1288.00	8806.00	0.73
Habitación 19	6729.00	350.00	7079.00	336.00	1002.00	1338.00	8417.00	0.70
Habitación 20	6295.00	315.00	6610.00	336.00	902.00	1238.00	7848.00	0.65
Habitación 21	6295.00	315.00	6610.00	336.00	902.00	1238.00	7848.00	0.65
Habitación 22	10907.00	444.00	11351.00	504.00	1518.00	2022.00	13373.00	1.11

CARGA TOTAL PARA EL SISTEMA

283680.00 **23.64**

Gesp Ganancia térmica generada dentro del interior del ambiente
Ga Ganancia térmica generada por el ingreso de aire exterior
Gs Ganancia sensible
Gt Ganancia latente
Gt Ganancia termica total

3.3 Principio para el dimensionamiento de tubería y ductos

Para el cálculo de las dimensiones de las tuberías y conductos por donde circularan el agua y aire, se usará el “método de igual fricción”. El cual usa el caudal total del sistema y la velocidad máxima del fluido en el sistema, el cual está en la descarga del equipo de impulsión (sea ventilador o bomba).

3.3.1 Dimensionamiento de tuberías

El agua se transportará por tubos de acero cedula 40, los caudales de agua serán suministrados por el software elite y con ellos se obtendrá el caudal total del sistema.

Entonces, para nuestro caso:

$$Q_{TOTAL} = 55.6 \text{ GPM}$$

$$V_{DESCARGA DE LA BOMBA} = 5.91 \text{ ft/s}$$

Por tanto, aplicamos estos datos en el grafico 2.3 y la caída de presión será:

$$f = 8 \text{ ft}/100\text{ft}$$

Este será la caída de presión constante que se usará en toda la red de tubería. Con la caída de presión y el caudal obtendremos el diámetro de tubería a usarse en cada tramo, usando el mismo grafico 2.3.

Tabla 3.6. Dimensionamiento de diámetro de tubería

Ambiente	Caudal de AGUA (GPM)	Velocidad (ft/s)	Ø de tubería (plg)
Cocina	5.80	3.40	¾"
Sala SUM	6.30	3.50	¾"
Cuarto servicio	5.80	3.40	¾"
Habitación 02	1.50	2.60	½"
Habitación 01	1.50	2.50	½"
Recepción	1.90	2.70	½"
Habitación 03	1.60	2.60	½"
Habitación 04	1.50	2.50	½"
Habitación 05	1.50	2.50	½"
Habitación 06	1.50	2.50	½"
Habitación 07	2.30	2.80	½"
Habitación 08	1.60	2.60	½"
Habitación 09	1.50	2.50	½"
Habitación 10	1.50	2.50	½"
Habitación 11	1.50	2.50	½"
Habitación 12	2.30	2.80	½"
Habitación 13	1.60	2.60	½"
Habitación 14	1.50	2.50	½"
Habitación 15	1.50	2.50	½"
Habitación 16	1.50	2.50	½"
Habitación 17	2.30	2.80	½"
Habitación 18	1.80	2.65	½"
Habitación 19	1.70	2.65	½"
Habitación 20	1.60	2.60	½"
Habitación 21	1.60	2.60	½"
Habitación 22	2.70	2.90	½"

Para los troncales principales igualmente se usará la misma caída de presión, pero el caudal será la suma de sus ramales derivados.

3.3.2 Dimensionamiento de ductos

El aire externo se transportará hacia los equipos por ductos de plancha galvanizada, los caudales de aire se encuentran en el cuadro 5.2.1. y con ellos se obtendrá el caudal total del sistema.

Entonces, para nuestro caso:

$$Q_{TOTAL} = 712 \text{ CFM}$$

$$V_{DESCARGA\ DEL\ VENTILADOR} = 900 \text{ ft/min}$$

(velocidad recomendada del ventilador, según la tabla 2.2)

Por tanto, aplicamos estos datos en el gráfico 2.5 y la caída de presión será:

$$f = 0.1 \text{ in } H_2O / 100ft$$

Con estos datos se aplicarán en el gráfico 2.5 para obtener el diámetro equivalente del ducto a usarse, como usaremos ductos rectangulares entonces lo convertimos a través del gráfico 2.4 y obtendremos las dimensiones de cada lado del ducto en cada tramo.

Tabla 3.7. Dimensionamiento de ductos de aire

Ambiente	Caudal de AIRE (CFM)	Ø de tubería (plg)	H (in)	A (in)
Cocina	45.00	4.5"	4.00	4.00
Sala SUM	141.00	6.6"	8.00	5.00
Cuarto servicio	38.00	4.2"	4.00	4.00
Habitación 02	17.00	3"	3.00	3.00
Habitación 01	17.00	3"	3.00	3.00
Recepción	38.00	4.1"	4.00	4.00
Habitación 03	19.00	3.1"	3.00	3.00
Habitación 04	20.00	3.2"	3.00	3.00
Habitación 05	18.00	3.15"	3.00	3.00
Habitación 06	18.00	3.15"	3.00	3.00
Habitación 07	29.00	3.9"	4.00	3.00
Habitación 08	19.00	3.1"	3.00	3.00
Habitación 09	20.00	3.2"	3.00	3.00
Habitación 10	18.00	3.15"	3.00	3.00
Habitación 11	18.00	3.15"	3.00	3.00
Habitación 12	29.00	3.9"	4.00	3.00
Habitación 13	19.00	3.1"	3.00	3.00
Habitación 14	20.00	3.2"	3.00	3.00
Habitación 15	18.00	3.15"	3.00	3.00
Habitación 16	18.00	3.15"	3.00	3.00
Habitación 17	29.00	3.9"	4.00	3.00
Habitación 18	19.00	3.1"	3.00	3.00
Habitación 19	20.00	3.2"	3.00	3.00
Habitación 20	18.00	3.15"	3.00	3.00
Habitación 21	18.00	3.15"	3.00	3.00
Habitación 22	29.00	3.9"	4.00	3.00

Para los troncales principales igualmente se usará la misma caída de presión, pero el caudal será la suma de sus ramales derivados.

3.4 Cálculo de la caída de presión total en tuberías y ductos

Para el cálculo de la caída de presión, buscamos el trayecto más largo o aquel que contenga la mayor cantidad de accesorios, este trayecto será el que tendrá la mayor caída de presión del sistema.

3.4.1 Cálculo de la caída de presión en ductos

Seleccionamos el trayecto A-B-C-D-E-F-G-H el cual parte de la azotea (donde se ubican los equipos) y termina en la manejadora de la cocina ubicada en el primer piso.

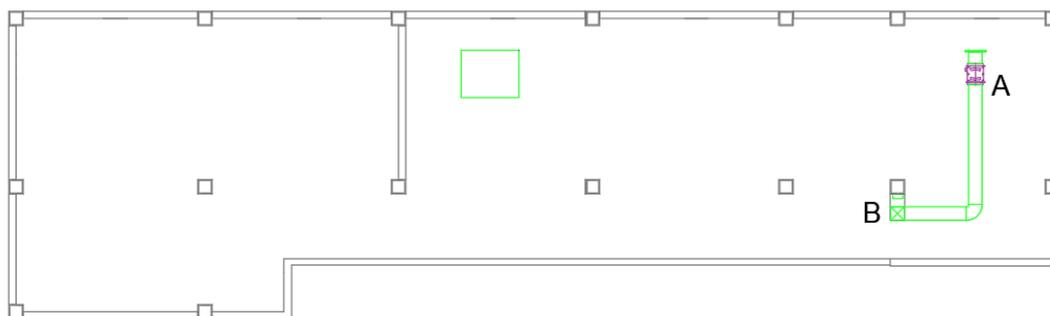


Figura 3.14. Recorrido de ducto seleccionado para el cálculo de caída de presión, en techo



Figura 3.15. Recorrido vertical de ducto seleccionado para el cálculo de caída de presión

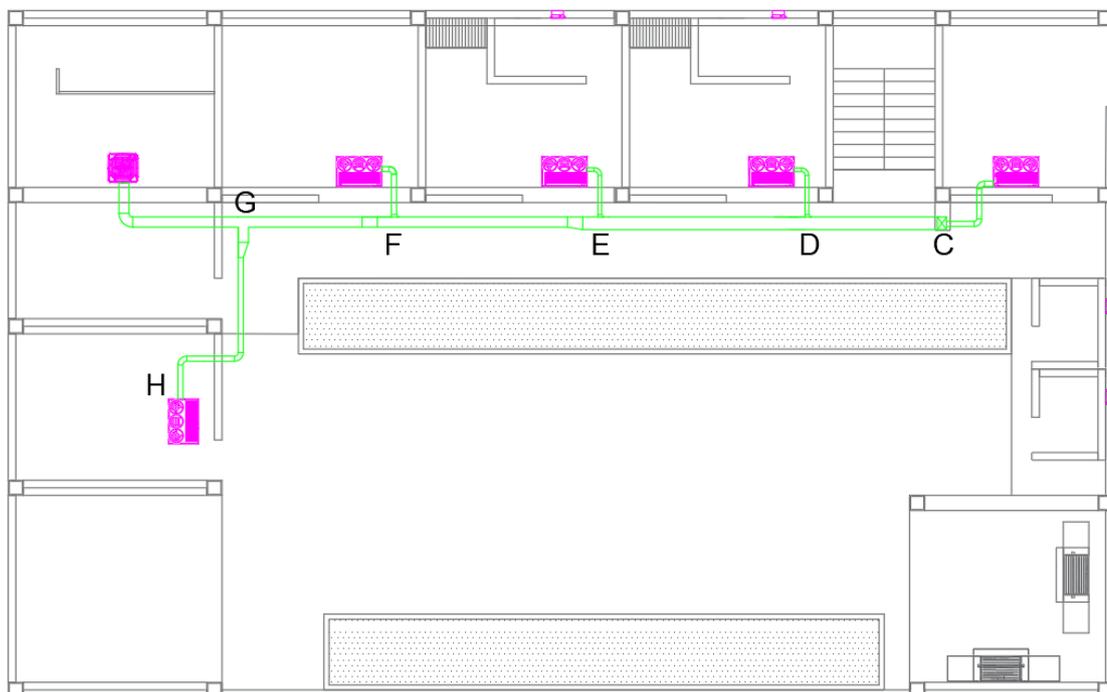


Figura 3.16. Recorrido de ducto seleccionado para el cálculo de caída de presión, en primer piso

Entonces analizamos la caída de presión por tramo para obtener la caída de presión de todo el trayecto seleccionado.

$$P = f \times L \times e$$

$$\text{Donde: } f = 0.1 \text{ in wg} / 100\text{ft}$$

La equivalencia de los accesorios en longitud de ducto, se obtiene de las tablas 2.4 al 2.7 y el grafico 2.6.

Tabla 3.8. Cálculo de caída de presión en ducto

TRAMO	L (m)	C (m)	R (m)	Te (m)	Le (m)	Le (ft)	P (in wg)
A-B	5.113	9	0	0	14.113	46.29064	0.04629064
B-C	14.12	9	28	55	106.12	348.0736	0.3480736
C-D	2.776	0	7	11	20.776	68.14528	0.06814528
D-E	4.067	0	7	11	22.067	72.37976	0.07237976
E-F	4.056	0	7	11	22.056	72.34368	0.07234368
F-G	3	0	7	11	21	68.88	0.06888
G-H	4.786	18	7	0	29.786	97.69808	0.09769808

Pt (in wg)	0.77381104
------------	------------

- L Longitud del tramo
- C Cantidad de codos en longitud equivalente
- R Cantidad de reducciones en longitud equivalente
- Te Cantidad de Te convergente con entrada de 45° en longitud equivalente
- Le Longitud equivalente del tramo: la suma longitudinal de todos los ductos, codos, reducciones y Te
- Vc Valvula compuerta
- f Caída de presión lineal
- P Perdida de presión del tramo
- Pt Perdida de presión total

3.4.2 Cálculo de la caída de presión en tuberías

Seleccionamos el trayecto A-B-C-D-E-F-G-H el cual parte de la azotea (donde se ubican los equipos) y termina en la manejadora de la cocina ubicada en el primer piso.

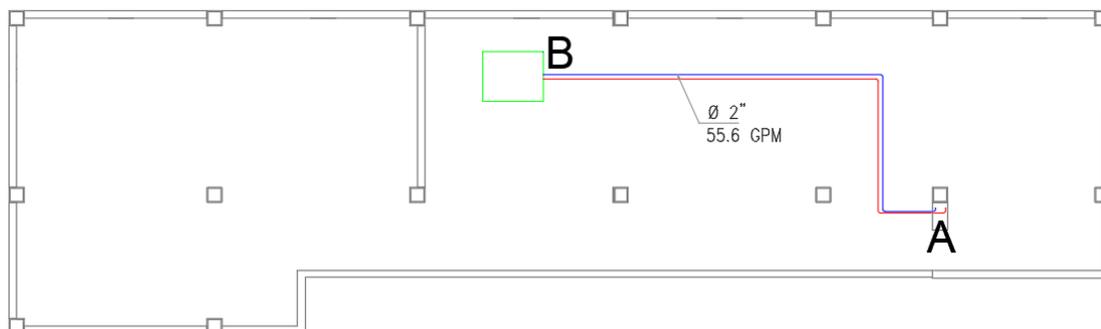


Figura 3.17. Recorrido de tubería seleccionada para el cálculo de caída de presión, en techo

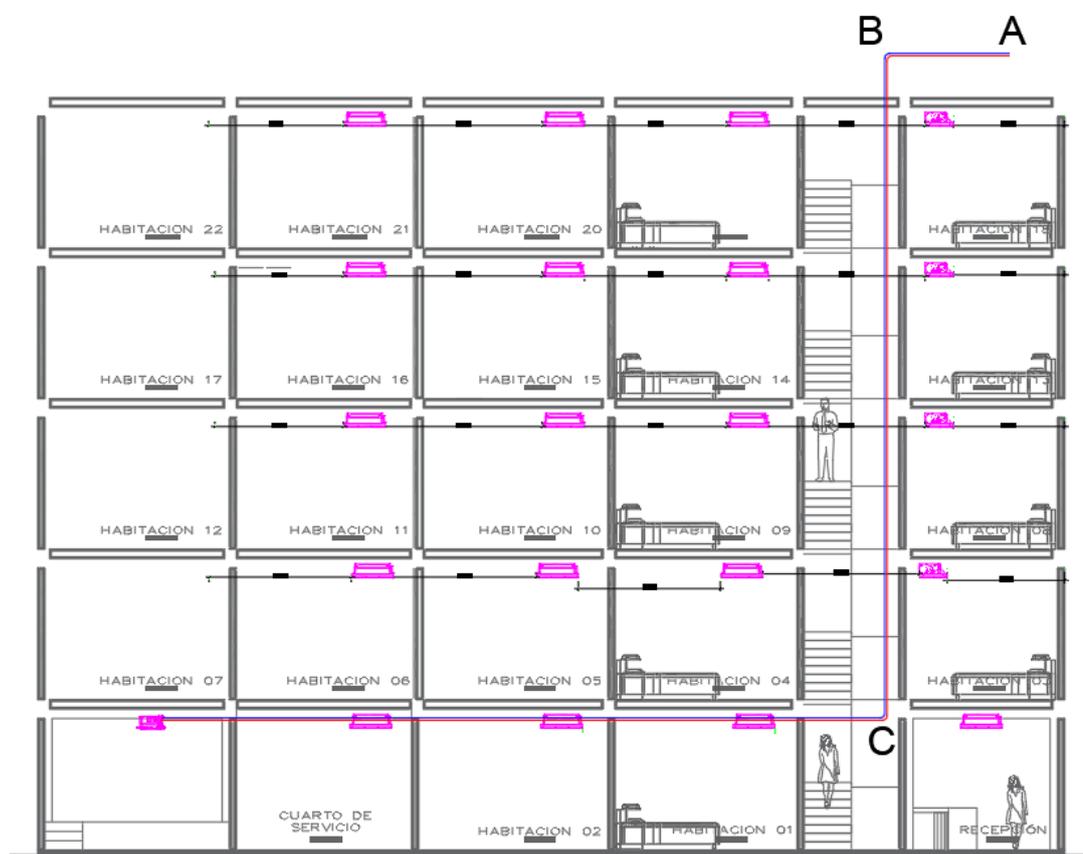


Figura 3.18. Recorrido vertical de tubería seleccionada para el cálculo de caída de presión

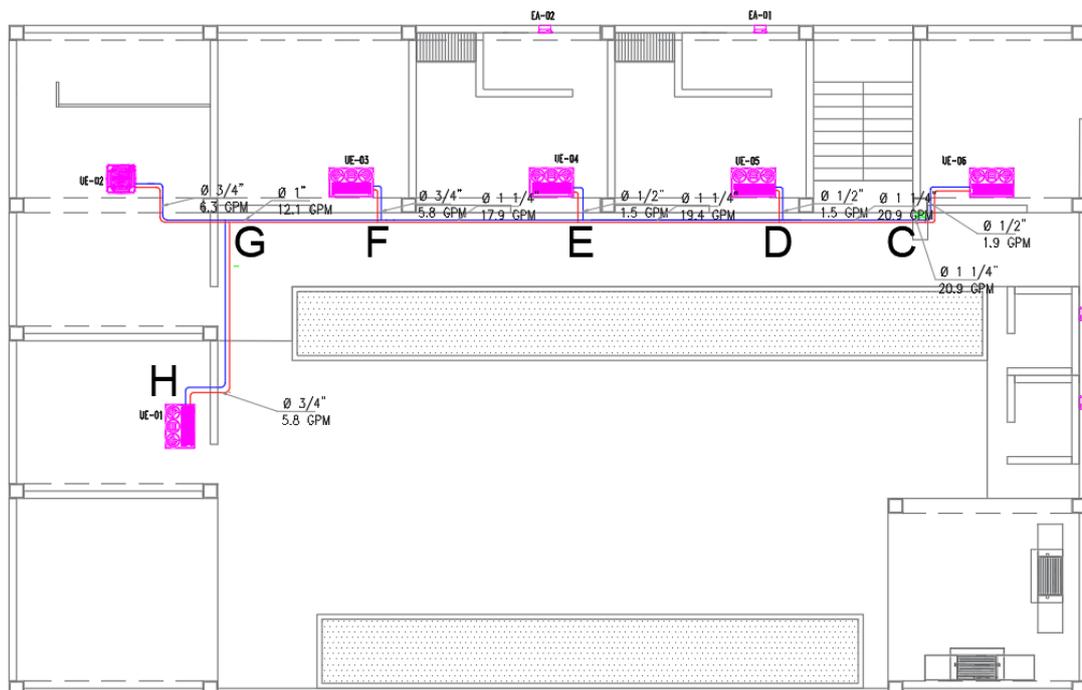


Figura 3.19. Recorrido de tubería seleccionada para el cálculo de caída de presión, en primer piso

Entonces analizamos la caída de presión por tramo para obtener la caída de presión de todo el trayecto seleccionado.

$$P = f \times L \times e$$

$$\text{Donde: } f = 8 \frac{ft \, wg}{100ft}$$

La equivalencia de los accesorios en longitud de tubería, se obtiene de la tabla 2.3.

Tabla 3.9. Cálculo de caída de presión en tuberías

TRAMO	L (m)	C (m)	R (m)	Te (m)	Vc (m)	Le (m)	Le (ft)	P (ft wg)
A-B	10.557	11	0	0	0	21.557	70.70696	5.6565568
B-C	14.09	5.5	28	35	0	82.59	270.8952	21.671616
C-D	2.941	0	7	5	0	14.941	49.00648	3.9205184
D-E	4.055	0	0	5	0	9.055	29.7004	2.376032
E-F	4.035	0	7	5	0	16.035	52.5948	4.207584
F-G	2.984	0	7	5	0	14.984	49.14752	3.9318016
G-H	4.174	2	7	0	0.9	14.074	46.16272	3.6930176

Pt (ft wg)	45.4571264
------------	------------

- L Longitud del tramo
 C Cantidad de codos en longitud equivalente
 R Cantidad de reducciones en longitud equivalente
 Te Cantidad de Te convergente con entrada de 45° en longitud equivalente
 Le Longitud equivalente del tramo: la suma longitudinal de todos los ductos, codos, reducciones y Te
 Vc Valvula compuerta
 f Caída de presión lineal
 P Perdida de presión del tramo
 Pt Perdida de presión total

3.5 Selección de equipos

3.5.1 Selección de manejadoras de aires

Para la selección de las unidades manejadoras de aire se van a requerir los siguientes datos:

- Temperatura seca de entrada del aire
- Temperatura humedad de entrada del aire
- Temperatura de entrada del agua
- Caudal de agua

Estos datos fueron suministrados por el software ELITE y con ellos se solicitarán a los proveedores de equipos aquellos idóneos que cumplan con las condiciones dadas.

3.5.1.1 Modelos y series

Los modelos que se usarán en nuestro proyecto serán:

- Serie FCL/modelos 122V2, fan coil tipo cassette.
- Serie FCL/ modelo 62VL, fan coil tipo cassette.
- Serie FCL/modelo 82VL, fan coil tipo cassette
- Serie VEC/modelo 44, ventiloconvector con efecto coanda, para instalación tipo cassette.
- Serie VEC/modelo 50, ventiloconvector con efecto coanda, para instalación tipo cassette.
- Serie VEC/modelo 54, ventiloconvector con efecto coanda, para instalación tipo cassette.

Todos los equipos son idóneos para la instalación en falso techo.

3.5.1.2 Potencias nominales

Serie FCL/modelo122V2

Potencia frigorífica total: 37,544 Btu/h (temperatura aire ambiente 80.6 °F B.S. y 66.2 °F B.U.; temperatura del agua en ingreso de 44.6 °F y en entrada de 53.6 °F)

Potencia frigorífica sensible: 28,911 Btu/h (temperatura aire ambiente 80.6 °F B.S. y 66.2 °F B.U.; temperatura del agua en ingreso de 44.6 °F y en entrada de 53.6 °F)

Potencia térmica: 74,194 Btu/h (temperatura aire ambiente 68.0 °F; temperatura del agua en ingreso de 158.0 °F y en entrada de 140.0 °F)

Potencia térmica: 36,916 Btu/h (temperatura aire ambiente 68.0 °F; temperatura del agua en ingreso de 113.0 °F y en entrada de 104.0 °F)

Serie FCL/modelo62VL

Potencia frigorífica total: 16,989 Btu/h (temperatura aire ambiente 80.6 °F B.S. y 66.2 °F B.U.; temperatura del agua en ingreso de 44.6 °F y en entrada de 53.6 °F)

Potencia frigorífica sensible: 12,983 Btu/h (temperatura aire ambiente 80.6 °F B.S. y 66.2 °F B.U.; temperatura del agua en ingreso de 44.6 °F y en entrada de 53.6 °F)

Potencia térmica: 35,804 Btu/h (temperatura aire ambiente 68.0 °F; temperatura del agua en ingreso de 158.0 °F y en entrada de 140.0 °F)

Potencia térmica: 17,801 Btu/h (temperatura aire ambiente 68.0 °F; temperatura del agua en ingreso de 113.0 °F y en entrada de 104.0 °F)

Serie FCL/modelo82VL

Potencia frigorífica total: 20,466 Btu/h (temperatura aire ambiente 80.6 °F B.S. y 66.2 °F B.U.; temperatura del agua en ingreso de 44.6 °F y en entrada de 53.6 °F)

Potencia frigorífica sensible: 14,328 Btu/h (temperatura aire ambiente 80.6 °F B.S. y 66.2 °F B.U.; temperatura del agua en ingreso de 44.6 °F y en entrada de 53.6 °F)

Potencia térmica: 40,526 Btu/h (temperatura aire ambiente 68.0 °F; temperatura del agua en ingreso de 158.0 °F y en entrada de 140.0 °F)

Potencia térmica: 20,162 Btu/h (temperatura aire ambiente 68.0 °F; temperatura del agua en ingreso de 113.0 °F y en entrada de 104.0 °F)

Serie VEC/modelo44

Potencia frigorífica total: 13,331 Btu/h (temperatura aire ambiente 80.6 °F B.S. y 66.2 °F B.U.; temperatura del agua en ingreso de 44.6 °F y en entrada de 53.6 °F)

Potencia frigorífica sensible: 9,339 Btu/h (temperatura aire ambiente 80.6 °F B.S. y 66.2 °F B.U.; temperatura del agua en ingreso de 44.6 °F y en entrada de 53.6 °F)

Potencia térmica: 27,563 Btu/h (temperatura aire ambiente 68.0 °F; temperatura del agua en ingreso de 158.0 °F y en entrada de 140.0 °F)

Potencia térmica: 13,707 Btu/h (temperatura aire ambiente 68.0 °F; temperatura del agua en ingreso de 113.0 °F y en entrada de 104.0 °F)

Serie VEC/modelo50

Potencia frigorífica total: 12,318 Btu/h (temperatura aire ambiente 80.6 °F B.S. y 66.2 °F B.U.; temperatura del agua en ingreso de 44.6 °F y en entrada de 53.6 °F)

Potencia frigorífica sensible: 8,837 Btu/h (temperatura aire ambiente 80.6 °F B.S. y 66.2 °F B.U.; temperatura del agua en ingreso de 44.6 °F y en entrada de 53.6 °F)

Potencia térmica: 24,431 Btu/h (temperatura aire ambiente 68.0 °F; temperatura del agua en ingreso de 158.0 °F y en entrada de 140.0 °F)

Potencia térmica: 12,154 Btu/h (temperatura aire ambiente 68.0 °F; temperatura del agua en ingreso de 113.0 °F y en entrada de 104.0 °F)

Serie VEC/modelo54

Potencia frigorífica total: 14,611 Btu/h (temperatura aire ambiente 80.6 °F B.S. y 66.2 °F B.U.; temperatura del agua en ingreso de 44.6 °F y en entrada de 53.6 °F)

Potencia frigorífica sensible: 9,926 Btu/h (temperatura aire ambiente 80.6 °F B.S. y 66.2 °F B.U.; temperatura del agua en ingreso de 44.6 °F y en entrada de 53.6 °F)

Potencia térmica: 31,320 Btu/h (temperatura aire ambiente 68.0 °F; temperatura del agua en ingreso de 158.0 °F y en entrada de 140.0 °F)

Potencia térmica: 15,583 Btu/h (temperatura aire ambiente 68.0 °F; temperatura del agua en ingreso de 113.0 °F y en entrada de 104.0 °F)

3.5.1.3 Estructura

Ventilo convector, construido con una estructura portante de chapa cincada. Todos los componentes internos están fijados a la base, así como las abrazaderas de fijación, la plancha de las conexiones hidráulicas y el grupo bornero. Comprende un recipiente de recolección de la condensación.

3.5.1.4 Rejilla de aspiración e impulsión

El grupo rejilla de aspiración e impulsión comprende siempre el filtro del aire, que se alojará en su interior, y la caja eléctrica, con acoplamiento de bayoneta al conector presente en la estructura portante de la unidad. La aspiración tiene lugar mediante la rejilla central, mientras la impulsión se realiza a través de las fisuras perimetrales con aletas orientables.

3.5.1.5 Grupo de ventilación

El ventilador de tipo axial-centrífugo equilibrado estática y dinámicamente, ha sido ideado para obtener una baja emisión sonora.

Motor eléctrico protegido contra las cargas excesivas con condensador de marcha siempre conectado, directamente acoplado con los ventiladores y amortizado con soportes elásticos. Se puede acceder fácilmente al grupo de ventilación para el mantenimiento y la limpieza.

3.5.1.6 Sección de filtración

Filtro extraíble, está construido con materiales con posibilidad de regeneración y posibilidad de limpieza mediante lavado.

3.5.1.7 Versión

Solo para la serie FCL, cuenta con válvula interior de tres vías desviadora, de serie, ubicada antes de la batería, con actuador de conexión rápida y señalación visual de la posición.

3.5.1.8 Sección de filtración

Solo para la serie VEC, cuenta con filtro extraíble, que está construido con materiales con posibilidad de regeneración y posibilidad de limpieza mediante lavado.

3.5.1.9 Tipología de baterías

- Serie FCL

Ha sido realizada con tubos de cobre y aletas de aluminio corrugadas o de turbulencia, bloqueadas mediante la expansión directa de los tubos. El

perfil labrado permite maximizar la superficie de intercambio térmico. La batería cuenta siempre con un purgador del aire y una válvula de vaciado del agua, ubicados respectivamente en el punto más alto y en el más bajo de la circulación.

- Serie VEC

Batería de tres rangos, con tubos de cobre y aletas de aluminio; Los colectores están provistos de tapones hembra y ventilación en la parte superior. Doble batería: el ventilo convector está equipado con una batería principal de tres rangos con tubos de cobre y aletas de aluminio y batería secundaria de uno o dos rangos con tubos de cobre y aletas aluminio; Los colectores están provistos de tapones hembra y ventilación en la parte superior. Ambas baterías deben estar equipadas con una válvula suministrada como accesorio. Las conexiones están posicionadas en el lado izquierdo de la batería, pero son reversibles durante la instalación.

3.5.1.10 Recipiente de recolección de la condensación

- Serie FCL

La bandeja, realizada en una sola pieza de poliestireno co-estampado por inyección y aditivado con retardantes de llama, recoge la condensación que se forma sobre la superficie de la batería, y además, sirve para canalizar el aire tratado hacia las aletas, cerrando inferiormente la unidad. La utilización del poliestireno permite reducir las dispersiones térmicas y la formación de la condensación.

- Serie VEC

Posee un recipiente de recolección de la condensación, completo con aislamiento térmico y doble drenaje a la derecha y a la izquierda. El drenaje no usado debe estar sellado.

3.5.2 Selección de chiller

Para la selección del chiller de agua se van a requerir los siguientes datos:

- Potencia total de enfriamiento
- Temperatura seca de entrada del aire
- Temperatura humedad de entrada del aire
- Temperatura de entrada del agua
- Caudal total de agua
- Perdida de agua

Estos datos fueron suministrados por el software ELITE para cada ambiente, se realizó la sumatoria de los resultados y con ellos se solicitarán el chiller idóneo que cumpla con las condiciones dadas.

3.5.2.1 Serie

Unidad exterior con compresores de alta eficiencia. El bastidor, la estructura y los paneles son de acero tratado con pinturas de poliéster anticorrosión.

3.5.2.2 Potencias nominales

Potencia frigorífica: 26.6 ton (Agua-UMA 54.0 °F / 44.0 °F, aire exterior 93.0 °F)

3.5.2.3 Refrigerante

HFC R410A, este gas se caracteriza por un ODP (potencial de destrucción de ozono) cero y un GWP (potencial de calentamiento global) 2088. Está clasificado dentro del grupo de seguridad A1 según la norma ASHRAE 34-2019.

3.5.2.4 Circuito frigorífico

- ✓ Realizado en tubo de cobre con uniones soldadas de aleación de plata.
- ✓ Válvula termostática que modula la llegada del gas en función de la carga refrigerante.
- ✓ Filtro deshidratador: está en condiciones de retener las impurezas y los posibles residuos que pudiera haber en el circuito de refrigeración.
- ✓ Indicador del líquido: se utiliza para comprobar la carga de gas refrigerante y la existencia de humedad en el circuito de refrigeración.
- ✓ Válvula solenoide: la válvula se cierra cuando se apaga el compresor impidiendo que el flujo de gas refrigerante vaya hacia el evaporador.
- ✓ Separador del líquido de aspiración del compresor para evitar que entre cualquier residuo de líquido en el compresor.

- ✓ Grifo de descarga en el colector común de los compresores y a la salida del condensador.

3.5.2.5 Estructura portante

Estructura portante de chapa de acero galvanizado en caliente, pintada con polvos de poliéster y fabricada para garantizar la máxima accesibilidad para las operaciones de servicio y mantenimiento.

3.5.2.6 Compresor

Posee unos compresores herméticos de tipo scroll y se caracterizan por su alto rendimiento y su bajo consumo eléctrico. Le acompañan una resistencia eléctrica antihielo (calienta aceite), que envuelve por fuera el cárter y que se alimenta automáticamente en cada parada siempre que la unidad se mantenga conectada. Está montado sobre antivibradores de goma ubicados en la base.

El uso de varios compresores, cuyo funcionamiento depende de los requerimientos de carga de la instalación, permite una eficiente regulación escalonada de la potencia suministrada por la unidad, obteniendo un funcionamiento muy eficiente con cargas parciales. Todo esto se traduce en una notable eficacia energética estacional.

3.5.2.7 Válvula termostática

Posee un Válvula termostática de tipo mecánico con ecualizador externo, posicionado en la salida del evaporador y con bulbo sensible a la temperatura de aspiración. En función de la carga térmica modula el flujo de gas garantizando siempre el grado de sobrecalentamiento correcto del gas de aspiración en el compresor.

3.5.2.8 Intercambiador lado agua

Tiene un intercambiador de refrigerante-aqua, de placas de expansión seca de alta eficiencia, de acero inoxidable AISI 316 soldado con soldadura fuerte, aislado en la parte exterior con material de celdas cerradas para impedir que se forme condensación y reducir la dispersión térmica.

También tiene una resistencia eléctrica antihielo accionada por una sonda dedicada ubicada en el mismo intercambiador; la tarjeta electrónica envía el comando de accionamiento cuando la temperatura del agua es de +3 °C (valor predeterminado, que se puede modificar). Ver anexo "F"

3.5.2.9 Intercambiador lado aire

Su serpentín de baterías viene con aletas, con tubos de cobre y aletas lisas. Todas las baterías están pintadas con pintura epoxídica, para protegerlas de los agentes químicos agresivos. Ver anexo "G"

3.5.2.10 Grupo de ventilación

Tiene una modulación continua de las revoluciones según la presión de condensación, motor sin escobillas de alto rendimiento para un mayor ahorro de energía.

También un ventilador axial equilibrado estática y dinámicamente, accionado por un motor eléctrico provisto de protección térmica interna. Las rejillas metálicas anti intrusión están instaladas en la sección de salida del ventilador.

Número dos ventiladores: 2

3.5.2.11 Alimentación

400V/3P/60Hz con fusibles

3.5.2.12 Tablero eléctrico

Contiene la sección de potencia, la gestión de los controles y de los dispositivos de seguridad y el teclado de mando.

Tiene un interruptor de bloqueo de la puerta: es posible acceder al cuadro eléctrico desconectando la tensión y accionando la palanca de apertura del mismo. El disyuntor cuenta con un bloqueo de seguridad para evitar la puesta en tensión accidental de la máquina durante la operación de mantenimiento.

Todos los cables están numerados para poder identificarlos fácilmente.

3.5.2.13 Dispositivos de seguridad y protecciones

Los dispositivos de protección que el equipo posee son:

- ✓ Presostato de alta presión (uno para cada circuito): ajustado de fábrica, instalado a la salida del compresor con la función de parar el funcionamiento de la máquina en caso de presión anómala.
- ✓ Transductor de baja presión (uno por circuito): permite visualizar en la pantalla del panel de control el valor de la presión de aspiración del compresor; está situado en el lado de baja presión del circuito de refrigeración y para el funcionamiento del compresor en caso de presión de trabajo anómala.
- ✓ Transductor de baja presión (uno por circuito): permite visualizar en la pantalla del panel de control el valor de la presión de descarga del compresor; está situado en el lado de baja presión del circuito de refrigeración y para el funcionamiento del compresor en caso de presión de trabajo anómala.
- ✓ Válvula de seguridad del circuito de refrigeración en el lado alta presión: interviene descargando la sobrepresión en caso de presiones anómalas.
- ✓ Sistema de bloqueo de la puerta de acceso al cuadro eléctrico.
- ✓ Fusibles o magnetotérmicos como protección de los compresores.
- ✓ Magnetotérmicos de protección de los ventiladores.

- ✓ Magnetotérmico de protección del circuito auxiliar.
- ✓ La unidad se suministra dotada de sondas de temperatura del agua a la entrada y a la salida del intercambiador.

3.5.2.14 Regulación electrónica

Los dispositivos electrónicos que el equipo contiene son:

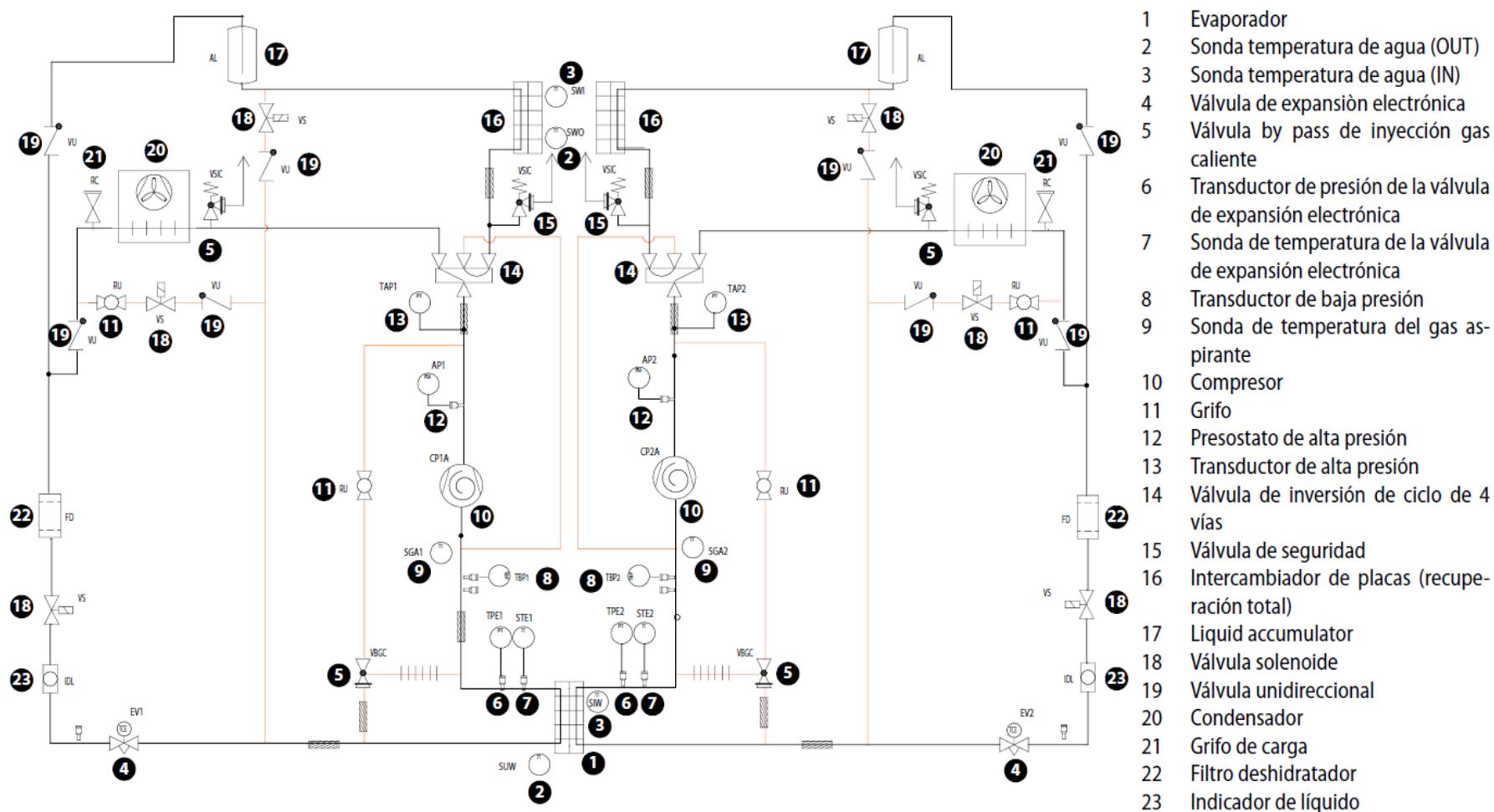
- ✓ Tarjeta de control con microprocesador.
- ✓ Panel de mando.
- ✓ ON / OFF remoto con contacto externo sin tensión.
- ✓ Menú en varios idiomas.
- ✓ Control independiente de cada uno de los compresores.
- ✓ Transformador amperométrico.
- ✓ Señalización bloqueo acumulativo daños.
- ✓ Función histórico alarmas.
- ✓ Programación diaria / semanal.
- ✓ Visualización temperatura del agua de ingreso y de salida.
- ✓ Visualización alarmas.
- ✓ Regulación proporcional integral en la temperatura del agua en salida (precisión hasta $\pm 0,1K$).
- ✓ Función con doble punto de regulación ligado a un contacto externo.
- ✓ Regulación de la ventilación.
- ✓ Control de los grupos de bombeo.

- ✓ Función "Night Silent Mode": la máquina reduce las emisiones acústicas durante el plazo que elige el usuario. La función está disponible solo durante la producción de agua refrigerada.
- ✓ Gestión rotación compresores.

3.5.2.15 Recuperador de calor

Adicional al condensador enfriado por aire, este equipo provee un intercambiador de placas refrigerante-agua para recuperar la energía calorífica y aprovecharla en el calentamiento del agua cuando este apagado el condensador enfriado por aire. En la configuración de recuperación del lado agua se agrega en cada uno de los circuitos frigoríficos un intercambiador de calor refrigerante - agua, de placas de acero inoxidable AISI 316 soldado fuertemente, en la línea de impulsión del gas y una válvula con cuatro vías que provee a la conexión de la recuperación de calor para calentar el agua. El intercambiador ha sido oportunamente dimensionado a fin de garantizar la recuperación de todo el calor de condensación para la producción de agua caliente, para utilización sanitaria u otra utilización.

Figura 3.20. Diagrama de funcionamiento del chiller con recuperador de calor



3.5.2.16 Componentes hidráulicos

Los componentes hidráulicos que el equipo contiene son:

- ✓ Filtro de agua con malla filtradora de acero, previene la obstrucción del intercambiador provocada por posibles impurezas presentes en el circuito.
- ✓ Sonda de temperatura del agua (entrada).
- ✓ Sonda de temperatura del agua (salida).
- ✓ Purgador de aire de tipo manual, descarga las posibles bolsas de aire presentes en el circuito hidráulico.
- ✓ Válvula de seguridad calibrada a 6 bares y con la descarga en canalable, interviene descargando la sobrepresión en caso de presión anómala.

3.6 Selección de bombas

Para la selección de las bombas que impulsaran el agua a través de las tuberías hacia los equipos evaporadores ubicados al interior de las habitaciones, se requerirá de los siguientes datos:

- Caudal de agua requerido
- Caída de presión

Selección de bomba primaria:

- Caudal: 62.60 GMP

- Caída de presión: 10 m H₂O

Datos de funcionamiento

Velocidad 1750 1/min	Frecuencia 60 Hz	Punto de funcionamiento Q = 62,60 US g.p.m H = 10,00 m	Boca de aspiración DN 65	Boca impulsión DN 50
--------------------------------	----------------------------	--	------------------------------------	--------------------------------

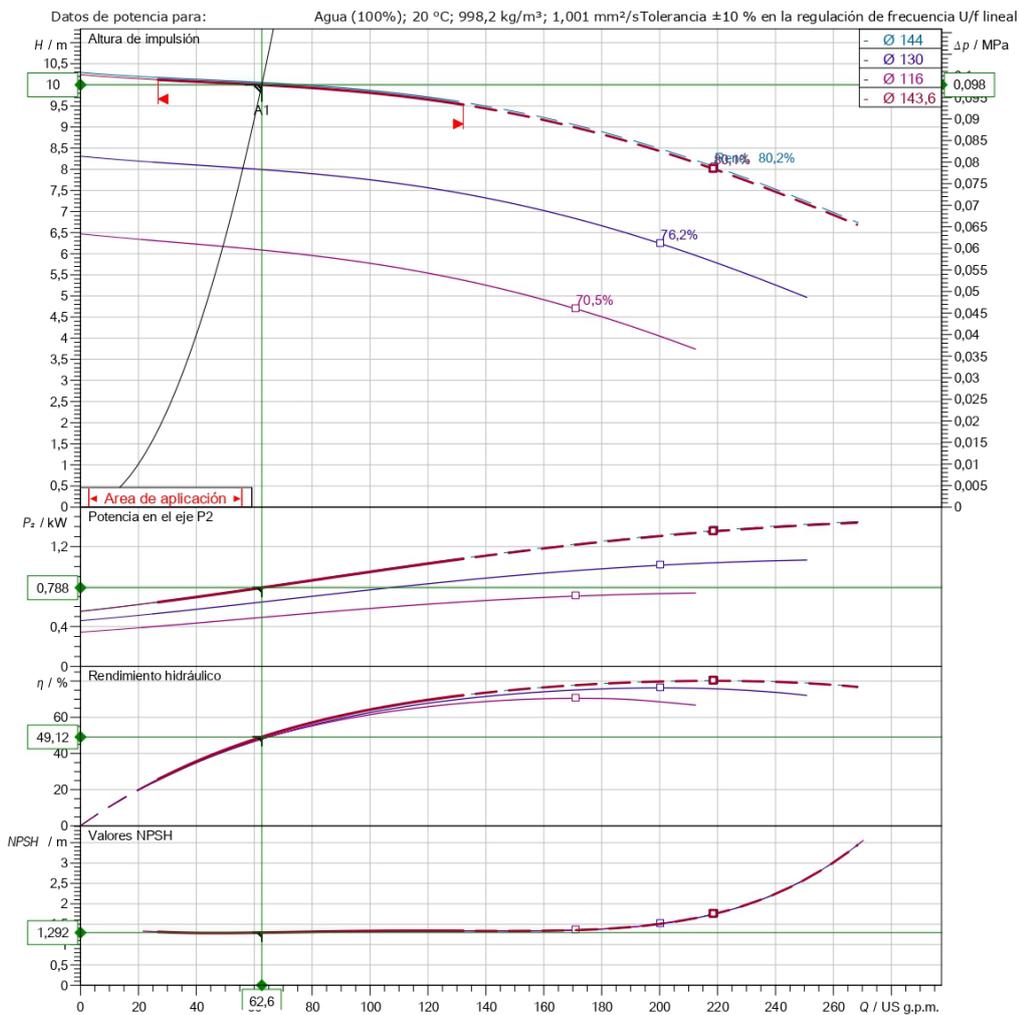


Figura 3.21. Curvas características para selección de bomba

3.7 Selección de ventilador axial

Para la selección del ventilador que proveerá de aire externo a los equipos a los baños, solo se requerirá del caudal de aire necesario. De acuerdo al diseño arquitectónico, existen solo baños con áreas de 2.89m² y 3.69m²

Como la altura de cada piso es de 2.652m, entonces:

Para los baños con área de 2.89m², su volumen será:
 $(2.89\text{m}^2) \times (2.652\text{m}) = 7.6245\text{m}^3$

Para los baños con área de 3.69m², su volumen será:
 $(3.69\text{m}^2) \times (2.652\text{m}) = 9.785\text{m}^3$

De acuerdo a la resolución ministerial N° 232-2020-VIVIENDA, el número mínimo de renovaciones en cuarto de baños debe ser 1 renovación por cada 8min.

Entonces:

Para los baños con área de 2.89m²:

$$7.6245\text{m}^3 \times \left(\frac{1}{8\text{min}}\right) \times \left(\frac{60\text{min}}{1\text{hr}}\right) = 57.18 \text{ m}^3/\text{hr}$$

Para los baños con área de 3.69m²:

$$9.785\text{m}^3 \times \left(\frac{1}{8\text{min}}\right) \times \left(\frac{60\text{min}}{1\text{hr}}\right) = 73.38 \text{ m}^3/\text{hr}$$

De acuerdo a los resultados y asumiendo una pérdida de carga por los accesorios que tenga, el proveedor nos señaló el modelo CFP, serie 100 y 200.

3.7.1 Modelo CFP, serie 100 y 120

Ventiladores diseñados para ofrecer operación continua con niveles sonoros reducidos.

- ✓ Rodete de palas curvas adelantadas
- ✓ Motores monofásicos con protector térmico integrado para operación continua
- ✓ Rejilla plástica que integra un diseño estético
- ✓ Acabado en pintura de alta resistencia a la corrosión

3.8 Selección de ventilador

Para la selección del ventilador que proveerá de aire externo a los equipos, se van a requerir los siguientes datos:

- Caudal total de aire fresco requerido por todo el sistema
- Caída de presión de la línea del trayecto más largo o con más accesorios, que presenta la mayor caída de presión.

Selección de ventilador de aire fresco:

- Caudal: 712.00 CFM
- Caída de presión: 1.28 inwg

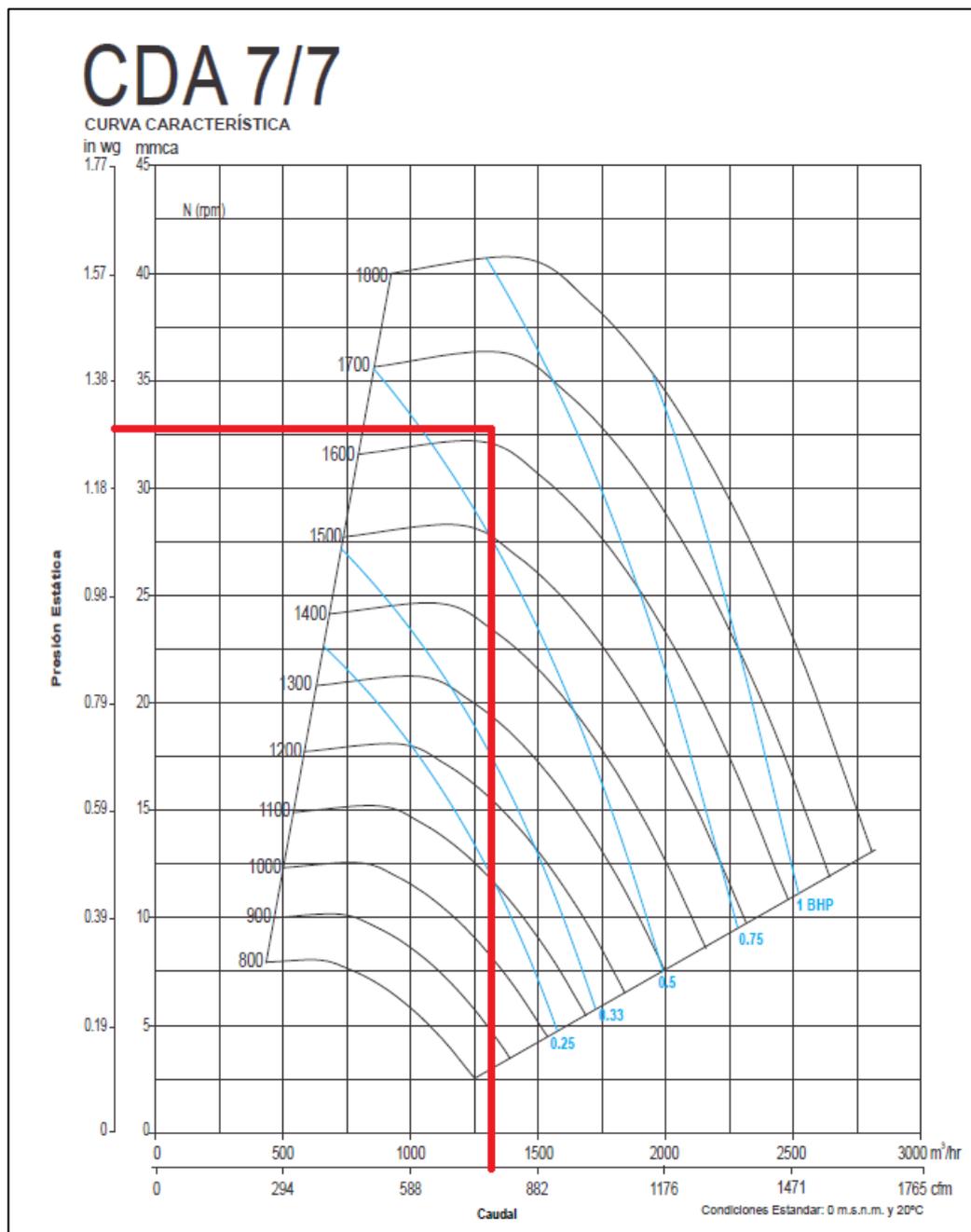


Figura 3.22. Curvas características para selección de ventilador

El equipo que cumplirá con lo señalado es el ventilador centrífugo CDA 7/7 de la marca Soler&Palau.

3.8.1 Modelo CDA-Serie 7/7

Equipada al interior con un equipo centrífugo de Doble oído de aspiración con rodete de alabes adelantados modelo CDA que integra un arreglo especial en la cual la base motora se encuentra sobre la carcasa del equipo en el cual el motor descansa sobre una base rígida al ventilador, fabricados en su totalidad con lámina de acero galvanizada resistente a la corrosión, están diseñados para brindar eficiencia y confiabilidad. El diseño del rodete es especial para manejar grandes prestaciones de caudal de aire a medianas presiones estáticas; manteniendo un bajo consumo de energía. Estas prestaciones altas, se deben llevar a cabo en condiciones de aire limpio, sin polvo o grasa, con temperaturas no mayores a 80 °C. Estos equipos han sido evaluados y corroborados en laboratorios S&P, haciendo eficiente el funcionamiento de todo el conjunto para la aplicación requerida.

Este equipo integrado a una caja de ventilación o manejadora de aire filtrado, ofrecen diversas ventajas, como son:

- ✓ Construcción compacta.
- ✓ Velocidades de aire adecuadas.
- ✓ Facilidad de instalación y mantenimiento.
- ✓ Bajas velocidades de giro en turbina.
- ✓ Acabado anticorrosivo.
- ✓ Reducidos niveles de vibración y nivel sonoro, etc.

3.9 Metrado

Ya que se realizó el planteamiento de la capacidad del sistema de aire acondicionado, entonces procedemos a cuantificar el sistema para el análisis económico del proyecto, para ello necesitamos conocer las cantidades de material y equipos que se deben suministrar para la implementación del sistema, este análisis se realiza en función de lo plasmado en los planos del sistema.

Los detalles de la contabilización de materiales y equipos se presentan en el siguiente cuadro:

Tabla 3.10. Cálculo de cantidad de plancha galvanizada para ductos

PLANCHA GALVANIZADA								
CODIGO	DUCTO			AREA DE DUCTOS (Pulg2)				
EQUIPO	L (m)	B (in)	H (in)	1/54"	1/40"	1/32"	1/24"	1/20"
UE-1	3.986	4	4	2,511	0	0	0	0
	0.6	8	6	661	0	0	0	0
				0	0	0	0	0
UE-2	3.22	8	5	3,296	0	0	0	0
	2.432	8	6	2,681	0	0	0	0
	4.031	8	7	4,761	0	0	0	0
	7.433	10	6	9,364	0	0	0	0
				0	0	0	0	0
UE-3	1.285	4	4	809	0	0	0	0
				0	0	0	0	0
UE-4	1.285	3	3	607	0	0	0	0
				0	0	0	0	0
UE-5	1.259	3	3	595	0	0	0	0
				0	0	0	0	0
UE-6	1.814	4	4	1,143	0	0	0	0

				0	0	0	0	0
	3.02	10	7	4,043	0	0	0	0
				0	0	0	0	0
UE-7	4.296	4	3	2,368	0	0	0	0
	4.084	4	4	2,573	0	0	0	0
	3.895	5	4	2,760	0	0	0	0
	3.407	5	5	2,683	0	0	0	0
				0	0	0	0	0
UE-8	1.353	3	3	639	0	0	0	0
				0	0	0	0	0
UE-9	1.51	3	3	713	0	0	0	0
				0	0	0	0	0
UE-10	1.495	3	3	706	0	0	0	0
				0	0	0	0	0
UE-11	1.394	3	3	659	0	0	0	0
				0	0	0	0	0
PRIMER PISO	3.02	10	7	4,043	0	0	0	0
				0	0	0	0	0
UE-12	4.296	4	3	2,368	0	0	0	0
	4.084	4	4	2,573	0	0	0	0
	3.895	5	4	2,760	0	0	0	0
	3.407	5	5	2,683	0	0	0	0
				0	0	0	0	0
UE-13	1.353	3	3	639	0	0	0	0
				0	0	0	0	0
UE-14	1.51	3	3	713	0	0	0	0
				0	0	0	0	0
UE-15	1.495	3	3	706	0	0	0	0
				0	0	0	0	0
UE-16	1.394	3	3	659	0	0	0	0
				0	0	0	0	0
SEGUNDO PISO	3.02	10	7	4,043	0	0	0	0
				0	0	0	0	0
UE-17	4.296	4	3	2,368	0	0	0	0
	4.084	4	4	2,573	0	0	0	0
	3.895	5	4	2,760	0	0	0	0

Ø ¾"	50.73
Ø 1"	3.141
Ø 1 ¼"	28.88
Ø 2"	13.428

1 ¼" a ¾"	6
1 ¼" a 1"	2
2" a 1"	1

CODOS	CANTIDAD
¾"	15
½"	41
1 ¼"	1
2"	2

TEE	CANTIDAD
¾"	12
1"	1
1 ¼"	3

3.10 Cronograma

Con el propósito de ordenar la implementación del proyecto, administraremos el tiempo y ejecución del proyecto en diferentes actividades dentro de un plazo determinado de tiempo. De manera gráfica plantearemos las actividades en un cronograma con el fin de hacer un monitoreo del proyecto en una hoja de ruta plasmada en un calendario.

Los detalles del cronograma se muestran en el anexo E

CAPITULO IV

ANALISIS Y DISCUSION DE RESULTADOS

4.1 Análisis económico

El análisis económico se plasmará en un presupuesto donde se detallarán los costos de los materiales, equipos e instalación del sistema. Este presupuesto está en función del metrado y el análisis de costos unitarios brindados por los respectivos proveedores.

4.1.1 Costo inicial de instalación

El costo inicial y de instalación incluye: la construcción y tendido de los ductos de aire, el tendido de las tuberías de agua, la instalación de los equipos y su puesta en funcionamiento.

Tabla 4.1. Cuadro de presupuesto de instalación de sistema de aire acondicionado

ITEM	DESCRIPCION	UND	CANT	PRECIO REFERENCIAL US\$ (P.U)	PRECIO REFERENCIAL US\$ (P.T)
PRESUPUESTO					
1	AIRE ACONDICIONADO Y VENTILACIÓN				
1.1	EQUIPOS DE AIRE TIPO CHILLER				
1.1.1	Chiller enfriado por aire de 26.6 TR - 380V-3f-60Hz - 26.2 KW	UND	1.00	23281.65	23281.65
1.1.2	Bomba primaria de 62.6 GPM - 10 mH2O - 380V-3f-60Hz	UND	2.00	2317.81	4635.63
1.1.3	Bomba secundaria de 62.6 GPM - 30 mH2O -380V-3f-60Hz	UND	2.00	2695.29	5390.58
1.2	EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO EVAPORADORES				
1.2.1	UE-01 - 25805 Btu/hr - 1127CFM - 220-I-60HZ - INCLUYE: MERV 8	UND	1.00	1284.68	1284.68
1.2.2	UE-02 - 19419 Btu/hr - 684CFM - 220-I-60HZ - INCLUYE: MERV 8	UND	1.00	1284.68	1284.68
1.2.3	UE-03 - 26041 Btu/hr - 1243CFM - 220-I-60HZ - INCLUYE: MERV 8	UND	1.00	1284.68	1284.68
1.2.4	UE-04 - 6235 Btu/hr - 284CFM - 220-I-60HZ - INCLUYE: MERV 8	UND	1.00	747.06	747.06
1.2.5	UE-05 - 6235 Btu/hr - 284CFM - 220-I-60HZ - INCLUYE: MERV 8	UND	1.00	747.06	747.06
1.2.6	UE-06 - 6882 Btu/hr - 294CFM - 220-I-60HZ - INCLUYE: MERV 8	UND	1.00	709.71	709.71
1.2.7	UE-07 - 9222 Btu/hr - 422CFM - 220-I-60HZ - INCLUYE: MERV 8	UND	1.00	768.40	768.40
1.2.8	UE-08 - 5989 Btu/hr - 271CFM - 220-I-60HZ - INCLUYE: MERV 8	UND	1.00	728.39	728.39
1.2.9	UE-09 - 5989 Btu/hr - 271CFM - 220-I-60HZ - INCLUYE: MERV 8	UND	1.00	728.39	728.39
1.2.10	UE-10 - 6236 Btu/hr - 284CFM - 220-I-60HZ - INCLUYE: MERV 8	UND	1.00	728.39	728.39
1.2.11	UE-11 - 6867 Btu/hr - 314CFM - 220-I-60HZ - INCLUYE: MERV 8	UND	1.00	728.39	728.39
1.2.12	UE-12 - 9222 Btu/hr - 422CFM - 220-I-60HZ - INCLUYE: MERV 8	UND	1.00	768.40	768.40
1.2.13	UE-13 - 5989 Btu/hr - 271CFM - 220-I-60HZ - INCLUYE: MERV 8	UND	1.00	728.39	728.39
1.2.14	UE-14 - 5989 Btu/hr - 271CFM - 220-I-60HZ - INCLUYE: MERV 8	UND	1.00	728.39	728.39
1.2.15	UE-15 - 6236 Btu/hr - 284CFM - 220-I-60HZ - INCLUYE: MERV 8	UND	1.00	728.39	728.39
1.2.16	UE-16 - 6867 Btu/hr - 314CFM - 220-I-60HZ - INCLUYE: MERV 8	UND	1.00	728.39	728.39

1.2.17	UE-17 - 9222 Btu/hr - 422CFM - 220-I-60HZ - INCLUYE: MERV 8	UND	1.00	768.40	768.40
1.2.18	UE-18 - 5989 Btu/hr - 271CFM - 220-I-60HZ - INCLUYE: MERV 8	UND	1.00	728.39	728.39
1.2.19	UE-19 - 5989 Btu/hr - 271CFM - 220-I-60HZ - INCLUYE: MERV 8	UND	1.00	728.39	728.39
1.2.20	UE-20 - 6236 Btu/hr - 284CFM - 220-I-60HZ - INCLUYE: MERV 8	UND	1.00	728.39	728.39
1.2.21	UE-21 - 6867 Btu/hr - 314CFM - 220-I-60HZ - INCLUYE: MERV 8	UND	1.00	728.39	728.39
1.2.22	UE-22 - 11350 Btu/hr - 530CFM - 220-I-60HZ - INCLUYE: MERV 8	UND	1.00	1104.58	1104.58
1.2.23	UE-23 - 6609 Btu/hr - 302CFM - 220-I-60HZ - INCLUYE: MERV 8	UND	1.00	728.39	728.39
1.2.24	UE-24 - 6609 Btu/hr - 302CFM - 220-I-60HZ - INCLUYE: MERV 8	UND	1.00	728.39	728.39
1.2.25	UE-25 - 7078 Btu/hr - 324CFM - 220-I-60HZ - INCLUYE: MERV 8	UND	1.00	728.39	728.39
1.2.26	UE-26 - 7519 Btu/hr - 347CFM - 220-I-60HZ - INCLUYE: MERV 8	UND	1.00	728.39	728.39
1.3	TUBERIAS DE ACERO SCH40, ACCESORIOS, AISLAMIENTO E INSTALACIÓN				
1.3.1	TUBERIA DE ACERO CÉDULA 40 DE 1/2", INCLUYE MANGUERAS AISLANTES, SOPORTES, ACCESORIOS	mL	73.00	14.69	1072.19
1.3.2	TUBERIA DE ACERO CÉDULA 40 DE 3/4", INCLUYE MANGUERAS AISLANTES, SOPORTES, ACCESORIOS	mL	102.00	16.56	1689.38
1.3.3	TUBERIA DE ACERO CÉDULA 40 DE 1", INCLUYE MANGUERAS AISLANTES, SOPORTES, ACCESORIOS	mL	7.00	17.90	125.30
1.3.4	TUBERIA DE ACERO CÉDULA 40 DE 1 1/4", INCLUYE MANGUERAS AISLANTES, SOPORTES, ACCESORIOS	mL	58.00	20.94	1214.38
1.3.5	TUBERIA DE ACERO CÉDULA 40 DE 2", INCLUYE MANGUERAS AISLANTES, SOPORTES, ACCESORIOS	mL	27.00	26.88	725.63
1.4	EQUIPOS DE VENTILACIÓN CENTRIFUGOS				
1.4.1	VENTILADOR CENTRÍFUGO 712 CFM, 1.28 in wg, 220V-1f-60Hz - INCLUYE: MERV 8 + MERV 13	UND	1.00	712.42	712.42
1.5	EQUIPOS DE VENTILACIÓN AXIALES				
1.5.1	VENTILADOR AXIAL DE 45 CFM, 0.15 INWG, 220V-1F-60HZ	UND	22.00	24.45	537.90
1.6	VARIOS SISTEMA A.A.				
1.6.1	Suministro e instalación de ductos para aire acondicionado y ventilación	KG	374.00	4.38	1636.25

1.6.2	Suministro e instalación de rejillas rectangulares, fabricados con fierro galvanizado y pintado en color blanco	PULG2	256.00	0.23	57.60
1.6.3	Instalación de chiller y sistemas de bombeo	UND	1.00	4406.25	4406.25
1.6.4	Instalación de unidades evaporadoras de agua helada	UND	26.00	116.88	3038.75
1.6.5	Instalación de ventiladores centrifugos	UND	1.00	181.25	181.25
1.6.6	Instalación de ventiladores axiales	UND	22.00	22.50	495.00
1.6.7	Pruebas, Balances, Regulaciones	GLB	1.00	5625.00	5625.00
1.7	GASTOS ADMINISTRATIVOS				
1.7.1	PASAJES DE PERSONAL	GLB	1.00	1500.00	1500.00
1.7.2	VIÁTICOS DE PERSONAL (HOSPEDAJE Y ESTADÍA)	GLB	1.00	5625.00	5625.00
1.7.3	TRANSPORTE DE MATERIALES	GLB	1.00	5937.50	5937.50
1.7.4	OFICINA TÉCNICA, ELABORACIÓN DE DOSSIER DE CALIDAD Y DOCUMENTOS PARA CIERRE DE OBRA	GLB	1.00	3437.50	3437.50
COSTO DIRECTO DE OBRA US\$:					92446.97
IGV US\$18%:					16640.45
COSTO DIRECTO DE OBRA US\$:					109087.42

A cargo del cliente:

- Punto eléctrico protegido a no más de un metro de cada equipo.
- Punto de drenaje con pendiente a no más de un metro de cada equipo.
- Pases, resanes y obras civiles necesarias para la instalación.
- Alquiler de grúa para izaje de equipo condensador

4.1.2 Costo de operación y funcionamiento

Con el fin de mantener las condiciones de confort en los ambientes, el sistema requerirá una alimentación eléctrica en función de las condiciones exteriores y el mantenimiento de los equipos del sistema.

4.1.2.1 Consumo eléctrico del sistema

A continuación, se presenta el cuadro de consumo del sistema:

Tabla 4.2. Cuadro de consumo eléctrico del sistema de aire acondicionado

EQUIPOS	CAPACIDAD	CANTIDAD	CONSUMO (KW)	%TRABAJO	FUNCIONAMIENTO (HORAS AL DÍA)	CONSUMO TOTAL REQUERIDA ANUAL (KW.H)
CHILLER 01	26.60 TON	1.00	26.20	80%	12.00	91804.80
BOMBA PRIMARIA	62.60 GPM	1.00	1.10	80%	20.00	6424.00
BOMBA SECUNDARIA	62.60 GPM	1.00	3.00	80%	15.00	13140.00
VENTILADOR CENTRIFUGO	712.00 CFM	1.00	0.56	80%	12.00	1960.49
VENTILADOR AXIAL	73.00 CFM	22.00	0.02	80%	12.00	77.09
UE-01	28841.00 BTU/HR	1.00	0.18	100%	16.00	1022.00
UE-02	31023.00 BTU/HR	1.00	0.18	100%	2.00	127.75
UE-03	28708.00 BTU/HR	1.00	0.18	100%	16.00	1022.00
UE-04	7423.00 BTU/HR	1.00	0.04	70%	8.00	76.65
UE-05	7423.00 BTU/HR	1.00	0.04	70%	8.00	76.65
UE-06	9543.00 BTU/HR	1.00	0.07	100%	20.00	489.10
UE-07	11244.00 BTU/HR	1.00	0.08	70%	12.00	254.48
UE-08	7228.00 BTU/HR	1.00	0.06	70%	12.00	174.76
UE-09	7228.00 BTU/HR	1.00	0.06	70%	12.00	174.76
UE-10	7622.00 BTU/HR	1.00	0.04	70%	12.00	131.84
UE-11	8155.00 BTU/HR	1.00	0.04	70%	12.00	131.84
UE-12	11244.00 BTU/HR	1.00	0.08	70%	12.00	254.48
UE-13	7228.00 BTU/HR	1.00	0.06	70%	12.00	174.76

UE-14	7228.00 BTU/HR	1.00	0.06	70%	12.00	174.76
UE-15	7622.00 BTU/HR	1.00	0.04	70%	12.00	131.84
UE-16	8155.00 BTU/HR	1.00	0.04	70%	12.00	131.84
UE-17	11244.00 BTU/HR	1.00	0.08	70%	12.00	254.48
UE-18	7228.00 BTU/HR	1.00	0.06	70%	12.00	174.76
UE-19	7228.00 BTU/HR	1.00	0.06	70%	12.00	174.76
UE-20	7622.00 BTU/HR	1.00	0.04	70%	12.00	131.84
UE-21	8155.00 BTU/HR	1.00	0.04	70%	12.00	131.84
UE-22	13372.00 BTU/HR	1.00	0.15	70%	12.00	459.90
UE-23	7847.00 BTU/HR	1.00	0.04	70%	12.00	131.84
UE-24	7847.00 BTU/HR	1.00	0.04	70%	12.00	131.84
UE-25	8417.00 BTU/HR	1.00	0.06	70%	12.00	174.76
UE-26	8807.00 BTU/HR	1.00	0.06	70%	12.00	174.76
ENERGÍA ANUAL REQUERIDA (KW.H)						119896.66
COSTO ENERGÍA YURIMAGUAS US\$ KW.H						0.19
CONSUMO ELÉCTRICO ANUAL US\$						22780.37

4.1.2.2 Ahorro energético del sistema de recuperación

El chiller tiene implementado un circuito opcional de condensación por agua-refrigerante para el aprovechamiento de la carga térmica absorbida de los ambientes, que llamaremos sistema de recuperación energético.

Para la determinación de la energía recuperada usaremos los datos suministrados por el software ELITE que nos brindara la potencia anual térmica absorbida de cada ambiente. Debido a que la relación de recuperación y el COP son datos inherentes al equipo, estos datos así como los diagramas de funcionamiento del chiller, fueron brindados por un asesor técnico.

Relación de recuperación: 1.12 KW/KW

COP: 4.20 KW/KW

Tabla 4.3. Cuadro de energía térmica recuperada

EQUIPOS	AMBIENTE	POTENCIA PROMEDIO ANUAL (BTU/HR)	POTENCIA PROMEDIO ANUAL (KW)	FUNCIONAMIENTO (HORAS AL DÍA)	ENERGÍA TOTAL REQUERIDA ANUAL (KW.H)	ENERGÍA TOTAL RECUPERADA ANUAL (KW.H)
UE-01	Cocina	24850.00	7.28	16.00	42531.65	47635.44
UE-02	Sala SUM	22286.00	6.53	2.00	4767.91	5340.06
UE-03	Cuarto servicio	25141.00	7.37	16.00	43029.70	48193.27
UE-04	Habitación 02	5245.00	1.54	8.00	4488.50	5027.12
UE-05	Habitación 01	5245.00	1.54	8.00	4488.50	5027.12
UE-06	Recepción	6493.00	1.90	20.00	13891.25	15558.20
UE-07	Habitación 07	7626.00	2.23	12.00	9789.12	10963.82
UE-08	Habitación 06	5187.00	1.52	12.00	6658.30	7457.30
UE-09	Habitación 05	5187.00	1.52	12.00	6658.30	7457.30
UE-10	Habitación 04	5245.00	1.54	12.00	6732.75	7540.68
UE-11	Habitación 03	5535.00	1.62	12.00	7105.01	7957.61
UE-12	Habitación 12	7626.00	2.23	12.00	9789.12	10963.82
UE-13	Habitación 11	5187.00	1.52	12.00	6658.30	7457.30
UE-14	Habitación 10	5187.00	1.52	12.00	6658.30	7457.30
UE-15	Habitación 09	5245.00	1.54	12.00	6732.75	7540.68
UE-16	Habitación 08	5535.00	1.62	12.00	7105.01	7957.61
UE-17	Habitación 17	7626.00	2.23	12.00	9789.12	10963.82
UE-18	Habitación 16	5187.00	1.52	12.00	6658.30	7457.30
UE-19	Habitación 15	5187.00	1.52	12.00	6658.30	7457.30
UE-20	Habitación 14	5245.00	1.54	12.00	6732.75	7540.68

UE-21	Habitación 13	5535.00	1.62	12.00	7105.01	7957.61
UE-22	Habitación 22	7626.00	2.23	12.00	9789.12	10963.82
UE-23	Habitación 21	5187.00	1.52	12.00	6658.30	7457.30
UE-24	Habitación 20	5187.00	1.52	12.00	6658.30	7457.30
UE-25	Habitación 19	5245.00	1.54	12.00	6732.75	7540.68
UE-26	Habitación 18	6858.00	2.01	12.00	8803.28	9859.67
ENERGÍA ANUAL RECUPERADA (KW.H)						294190.08
COP (CHILLER)						4.20
CONSUMO ELÉCTRICO ANUAL AHORRADO						70045.26
COSTO ENERGÍA YURIMAGUAS US\$ KW.H						0.19
MÁXIMO AHORRO ANUAL EN RECUPERACIÓN						\$13,308.60

4.1.2.3 Costos de mantenimiento

El mantenimiento del sistema involucra algunos aspectos como: la limpieza de filtros, limpieza de desagüe diagnóstico eléctrico, etc. Las labores de mantenimiento deben ser realizadas periódicamente dependiendo del sistema y lo indicado en sus manuales.

Tabla 4.4. Cuadro de costo de mantenimiento

ITEM	DESCRIPCION	UND	UND	N° INT	PRECIO REFERENCIAL US\$ (P.U)	PRECIO REFERENCIAL US\$ (P.T)
PRESUPUESTO						
1	AIRE ACONDICIONADO Y VENTILACIÓN					
1.1	MANTENIMIENTO DE CHILLER					
1.1.1	Chiller enfriado por aire de 26.6 TR Incluye: Revisión de cumplimiento de configuración del sistema (Software) y del funcionamiento secuencial de compresores. Verificación del estado de alarmas en display y alertas de memoria Verificación del sistema de alimentación eléctrica (desbalance y balance de cargas) Chequeo de temperatura de succión y descarga Chequeo de presión de descarga y succión de refrigerante Medición de cargas eléctricas Verificación de temperaturas y niveles de aceite Configuración de posibles alertas en el panel de control, reconfiguración y seteo de mediciones en el sistema de refrigeración Verificación de los sensores de protección eléctrica Limpieza de contactos eléctricos de arranque y reajuste de conexiones, revisión de los transductores de presión Revisión de funcionamiento de módulos electrónicos Revisión de fugas y calibración de los controles de flujo de agua, limpieza interna y externa de sala de máquinas y elementos integrantes, revisión de las válvulas modulantes de agua de chiller (In - Out), limpieza general de carcasa.	UND	1.00	4.00	518.75	2075.00

	<p>Resolución de alertas de memoria Resolución de alertas de memoria Calibración y comprobación de lecturas de los sensores de temperatura. Registro de condiciones de operación internas Limpieza del equipo y debajo y alrededor del mismo en un perímetro de dos metros Verificación visual del buen estado de los componentes y conexiones electromecánicas</p> <p>Inspección de los niveles adecuados de aceite en los visores del equipo incluye trabajos de adición de aceite Verificar la operación de resistencia del cárter de aceite Verificación de la correcta instalación y sujeción de tuberías y capilares de cobre Registro de las temperaturas de ingreso y salida de agua helada Registro de las temperaturas de ingreso y salida del agua de condensación. Registro de las presiones de alta y baja del gas refrigerante (condensador y evaporador) Registro de las guías de mantenimiento del porcentaje de carga (Hora punta) y del número de arranques y horas de operación entre Verificar el voltaje en las 3 fases y el balance de corriente Limpieza general de la sala de equipos Aplicación de test de control para el sistema integral</p>					
1.2	MANTENIMIENTO DE BOMBAS PRIMARIAS Y SECUNDARIAS					
1.2.1	Bomba primaria de 62.6 GPM - 10 mH2O	UND	2.00	4.00	231.25	1850.00
1.2.2	Bomba secundaria de 62.6 GPM - 30 mH2O	UND	2.00	4.00	231.25	1850.00
	<p>Incluye: Verificación de termómetros manómetros de ingreso y salida de agua Verificación del estado mecánico Lubricación de ejes cojinetes rodajes de bombas de agua Inspección de la presión de agua Inspección de las válvulas de retención Medición de aislamiento eléctrico Limpieza del gabinete en general</p>					

	<p>Limpieza de elementos de control en el tablero eléctrico</p> <p>Revisión del tablero de fuerza y control, limpieza de contactores, relay, interruptores, etc.</p> <p>Registro del amperaje, voltaje y medida del aislamiento de los motores eléctricos</p> <p>Revisión de empaquetaduras, prensa estopa o sello mecánico.</p> <p>Limpieza del filtro colador.</p> <p>Chequeo del alineamiento y estado del acople flexible.</p> <p>Revisión e inspección de las líneas de condensación y agua helada. Pruebas y verificación de sus elementos mecánicos, tales como: válvulas de paso, válvulas check, juntas flexibles, purgadores, tuberías, flow switch, tuberías, flow switch y conexiones en general, etc.</p> <p>Limpieza y evaluación de los variadores de velocidad con el respectivo registro de los resultados</p> <p>Pintado de bases metálicos expuestos</p> <p>Megado del motor</p> <p>Mantenimiento de Tableros eléctricos de fuerza y control del sistema</p>					
1.3	MANTENIMIENTO DE EQUIPOS EVAPORADORES					
1.3.1	UE-01 - 25805 Btu/hr - 1127CFM	UND	1.00	4.00	21.88	87.50
1.3.2	UE-02 - 19419 Btu/hr - 684CFM	UND	1.00	4.00	21.88	87.50
1.3.3	UE-03 - 26041 Btu/hr - 1243CFM	UND	1.00	4.00	21.88	87.50
1.3.4	UE-04 - 6235 Btu/hr - 284CFM	UND	1.00	4.00	21.88	87.50
1.3.5	UE-05 - 6235 Btu/hr - 284CFM	UND	1.00	4.00	21.88	87.50
1.3.6	UE-06 - 6882 Btu/hr - 294CFM	UND	1.00	4.00	21.88	87.50
1.3.7	UE-07 - 9222 Btu/hr - 422CFM	UND	1.00	4.00	21.88	87.50
1.3.8	UE-08 - 5989 Btu/hr - 271CFM	UND	1.00	4.00	21.88	87.50
1.3.9	UE-09 - 5989 Btu/hr - 271CFM	UND	1.00	4.00	21.88	87.50
1.3.10	UE-10 - 6236 Btu/hr - 284CFM	UND	1.00	4.00	21.88	87.50
1.3.11	UE-11 - 6867 Btu/hr - 314CFM	UND	1.00	4.00	21.88	87.50
1.3.12	UE-12 - 9222 Btu/hr - 422CFM	UND	1.00	4.00	21.88	87.50

1.3.13	UE-13 - 5989 Btu/hr - 271CFM	UND	1.00	4.00	21.88	87.50
1.3.14	UE-14 - 5989 Btu/hr - 271CFM	UND	1.00	4.00	21.88	87.50
1.3.15	UE-15 - 6236 Btu/hr - 284CFM	UND	1.00	4.00	21.88	87.50
1.3.16	UE-16 - 6867 Btu/hr - 314CFM	UND	1.00	4.00	21.88	87.50
1.3.17	UE-17 - 9222 Btu/hr - 422CFM	UND	1.00	4.00	21.88	87.50
1.3.18	UE-18 - 5989 Btu/hr - 271CFM	UND	1.00	4.00	21.88	87.50
1.3.19	UE-19 - 5989 Btu/hr - 271CFM	UND	1.00	4.00	21.88	87.50
1.3.20	UE-20 - 6236 Btu/hr - 284CFM	UND	1.00	4.00	21.88	87.50
1.3.21	UE-21 - 6867 Btu/hr - 314CFM	UND	1.00	4.00	21.88	87.50
1.3.22	UE-22 - 11350 Btu/hr - 530CFM	UND	1.00	4.00	21.88	87.50
1.3.23	UE-23 - 6609 Btu/hr - 302CFM	UND	1.00	4.00	21.88	87.50
1.3.24	UE-24 - 6609 Btu/hr - 302CFM	UND	1.00	4.00	21.88	87.50
1.3.25	UE-25 - 7078 Btu/hr - 324CFM	UND	1.00	4.00	21.88	87.50
1.3.26	UE-26 - 7519 Btu/hr - 347CFM	UND	1.00	4.00	21.88	87.50
	Incluye:					
	Desmontaje parcial de las partes					
	Limpieza de filtros.					
	Limpieza de serpentín.					
	Limpieza de motoventiladores de evaporación					
	Limpieza de los componentes electrónicos					
	Revisión de los motoventiladores					
	Limpieza de bandeja y bomba de condensados					
	Pruebas y funcionamiento de válvulas de expansión.					
	Revisión de código de errores.					
	Toma de parámetros según el fabricante y la propiedad (corriente, voltaje y temperaturas).					
	Diagnóstico del circuito frigorífico (detección de fugas)					
	Diagnóstico con sistema Service Checker					
	Diagnóstico del estado del equipo.					
	Informe técnico					

1.4	MANTENIMIENTO DE UNIDADES DE VENTILACIÓN MECÁNICA					
1.3.1	VENTILADOR CENTRÍFUGO 712 CFM	UND	1.00	4.00	84.38	84.38
1.3.2	VENTILADOR AXIAL DE 45 CFM	UND	22.00	4.00	12.50	275.00
	Incluye: Desmontaje parcial de las partes Limpieza de filtros de aire. Limpieza de motor y ventilador. Limpieza del tablero eléctrico Verificación de componentes eléctricos Verificación de componentes del tablero Toma de parámetros finales (corriente y voltaje). Diagnóstico del estado del equipo.					
1.5	GASTOS ADMINISTRATIVOS					
1.5.1	PASAJES DE PERSONAL	GLB	1.00	4.00	275.00	1100.00
1.5.2	VIÁTICOS DE PERSONAL (HOSPEDAJE Y ESTADÍA)	GLB	1.00	4.00	420.00	1680.00
1.5.3	TRANSPORTE DE MATERIALES	GLB	1.00	4.00	84.38	337.50
1.5.4	OFICINA TÉCNICA, ELABORACIÓN DE INFORME DE MANTENIMIENTO	GLB	1.00	4.00	115.23	460.92
					COSTO DIRECTO DE OBRA US\$:	11987.80
					IGV US\$18%	2157.80
					COSTO DIRECTO DE OBRA US\$:	14145.60

Conclusiones

1. La carga térmica total necesaria para el acondicionamiento térmico del “H.Garcilaso” es de 23.64 TR sobredimensionado en aproximadamente 10% usando un chiller de 26.6TR, que estará conectado por tuberías a los equipos fancoil de cada ambiente del hotel, donde el fluido caloportador encargado de la transferencia térmica es el agua.
2. La elaboración del cálculo de la carga fue usando el método CLTD, a través del software ELITE, nos brinda resultados precisos al considerar varios factores, por ejemplo, la latitud y longitud, radiación solar y valores meteorológicos referenciados del SENAMI.

Además, se pudo comprobar que la caída de presión en la tubería y ductos tiene una gran importancia para la selección de los equipos, ya que la curva característica de estas turbomaquinas entre las que esta los ventiladores y bombas, el caudal suministrado por el equipo depende de la caída de presión y RPMs de giro. En el caso de las tuberías la velocidad del fluido no debe ser mayor a 4ft a 6ft por segundo, mientras que en el caso de los ductos se debe usar la velocidad recomendada por la norma ASHRAE a fin de evitar el ruido durante el traslado de los fluidos.
3. Un sistema de aire acondicionado centralizado es más eficiente que un sistema Split individual, debido que se tiene un ahorro energético de 9.80 KW de potencia instalada, debido que la central de frio (chiller)

consume 26.2 KW mientras que, si se instalaran sistemas independientes, esta potencia sería de 36.68 KW. También se obtienen ahorros de operación debido al bajo consumo, menor costo de mantenimiento entre 22 unidades condensadoras comparada con solo 1 chiller, ahorro de espacio en la azotea del edificio.

Finalmente, se pudo comprobar que se podría obtener un ahorro energético de 13308.60 US\$ si se usara el recuperador de calor que nos permite disminuir el consumo eléctrico del sistema de agua caliente aprovechando la carga térmica del proceso de condensación del refrigerante. Y como dato adicional, se obtiene menores consumos ya que los ventiladores de condensación del chiller se desactivan en el proceso de recuperación refrigerante-agua, logrando demostrar una mayor eficiencia estando en funcionamiento solo cuando se le requiera.

4. Finalmente, para la implementación de nuestro sistema de aire acondicionado se han considerado los costos suministro, instalación, operación y mantenimiento.

Recomendaciones

1. La velocidad de aire en los filtros debe ser como máximo 600 FPM o lo indicado por el fabricante para garantizar la calidad MERV8 en los equipos fan coils y MERV13 en el equipo de inyección de aire fresco.
2. La velocidad de aire en el serpentín de enfriamiento debe ser como máximo 500 FPM para evitar el fenómeno de arrastre de gotas.
3. Se debe prever los espacios técnicos mínimos requeridos en los manuales de instalación de los equipos para garantizar la operatividad, facilidad de mantenimiento y/o intervención futura.
4. Se puede sugerir añadir sistemas de control y BMS para la partida de aire acondicionado con el fin de poder visualizar los estados de los componentes, prever alarmas, mantenimientos y gestionar remotamente la instalación.
5. Si bien se ha considerado las temperaturas de confort y calidad del aire de acuerdo al *ASHRAE Standard 55*, es preferible guiarse de las exigencias del cliente. Brindándosele la mejor propuesta técnica y económica para el éxito de tu emprendimiento.
6. Al momento de la instalación no se puede escatimar en el desarrollo de las pruebas a fin de garantizar un sistema en buen funcionamiento.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

1. Herencia, D. (Ed.). (1984). *Curso corto de aire acondicionado*. Lima, Perú: Asociación electrotécnica peruana.
2. Ministerio de industria, energía y turismo. (2013). *Reglamento de instalaciones térmicas*. Recuperado de <https://energia.gob.es/desarrollo/EficienciaEnergetica/RITE/Reglamento/RDecreto-1027-2007-Consolidado-9092013.pdf>
3. Ministerio de Trabajo y Asuntos Sociales de España. (s. f.). NTP 289: Síndrome del edificio enfermo: factores de riesgo. Recuperado 1 de mayo de 2020, de https://www.insst.es/documents/94886/327166/ntp_289.pdf/7299d03d-aba7-4b06-8adb-5d5732fb5eb9
4. Ministerio de vivienda. (2006). *Reglamento nacional de edificaciones*. Lima, Perú: Editora PERU.
5. Azahuanche, M. (2006). *Cálculo y diseño del sistema de climatización de áreas de producción en laboratorios farmacéuticos*. Universidad Nacional De Ingenieria.
6. Cosme, R. (2019). *Diseño del sistema de climatización y ventilación mecánica del Hospital de Pampas Tayacaja* [Tesis]. Universidad Nacional de Ingeniería.
7. Dorregaray, G. (2008). *DISEÑO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DE UNA OFICINA ZONAL PUBLICA EN PUCALLPA* [Tesis]. Universidad Católica Del Perú.
8. Gutierrez, D. (2009). *SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN PARA HOTEL CUATRO ESTRELLAS UBICADO EN LA CIUDAD DE LIMA* [Tesis]. Universidad Católica Del Perú.
9. Morante, Q. A. (2019, 8 junio). *Diseño de un sistema de aire acondicionado de bajo costo de operación para las oficinas administrativas del cuarto piso del edificio de ingeniería USAT – Chiclayo*. USAT. Recuperado 2 de febrero de 2021, de <http://tesis.usat.edu.pe/xmlui/handle/20.500.12423/1857>
10. Pachas, I. (2013). *DISEÑO DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN BAJO CONDICIONES DE BIOSEGURIDAD PARA EL HOSPITAL DE NIVEL II LIMA NORTE DE ESSALUD* [Tesis]. Universidad Nacional de Ingeniería.
11. Reglamento nacional de edificaciones. (s. f.). *EM110 CONFORT TÉRMICO Y LUMÍNICO CON EFICIENCIA ENERGÉTICA*. Recuperado 20 de febrero de 2021, de https://cdn-web.construccion.org/normas/rne2012/rne2006/files/titulo3/04_EM/DS006-2014_EM.110.pdf

12. Rodríguez, W. (2018). *GESTION GERENCIAL PARA PROMOVER EL USO DE PANELES SOLARES EN EL EDIFICIO MULTIFAMILIAR "LAS VEGAS" PARA EL AHORRO ENERGÉTICO Y REDUCCIÓN DE LA CONTAMINACIÓN AMBIENTAL EN EL DISTRITO DE CHOSICA* (N.o 1). UNIVERSIDAD NACIONAL FEDERICO VILLARREAL.
<http://repositorio.unfv.edu.pe/handle/UNFV/2093>
13. Nieto, A. & Revista Mundo HVAC&R. (s. f.). Uso de Luz Ultravioleta en el Aire Acondicionado. Recuperado 12 de abril de 2020, de <https://www.mundohvacr.com.mx/2009/02/uso-de-luz-ultravioleta-en-el-aire-acondicionado/>
14. Organización Mundial de la Salud. (s. f.). Guías de calidad del aire de la OMS relativas al material articulado, el ozono, el dióxido de nitrógeno y el dióxido de azufre. Recuperado 16 de abril de 2020, de https://apps.who.int/iris/bitstream/handle/10665/69478/WHO_SDE_PHE_OEH_06_02_spa.pdf;jsessionid=A76CAA325D4DFE21E5C0204E6C234444?sequence=1
15. Adunrel, A., Sterling, E., Biggin, J., & Sterling, T. (s. f.). Indirect Health Effects of Relative Humidity in Indoor Environments. Recuperado 23 de abril de 2020, de <https://pdfs.semanticscholar.org/15bd/61b494fb87592560edae31515e487eef5a7f.pdf>
16. Airlan S.A. (s. f.). Catálogo Airlan 2019, 60Hz. Recuperado 10 de abril de 2020, de <https://www.airlan.es/catalogo-60hz/>
17. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. (2011). *HANDBOOK HVAC APPLICATIONS*. Atlanta, GA: ASHRAE Inc.
18. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. (2013). *HVAC Design Manual for Hospitals and Clinics*. Atlanta, GA: ASHRAE Inc.
19. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. (2017). *HANDBOOK FUNDAMENTALS*. Atlanta, GA: ASHRAE Inc.
20. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, American National Standards Institute, & American Society for Health Care Engineering. (2008). *Standard 170 - Ventilation of Health Care Facilities*. Atlanta, GA: ASHRAE Inc.
21. Eurovent Certification Company. (s. f.). GUÍA DE EUROVENT, FILTROS DE AIRE PARA LA VENTILACIÓN GENERAL. Recuperado 15 de abril de 2020, de https://www.venfilter.es/sites/default/files/common/guia-de-eurovent-iso-16890-castellano_0.pdf
22. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. (2020). *ASHRAE Position Document on Airborne Infectious Diseases*
23. Barreras, Á. L. (2004). Aire acondicionado. Barcelona, España: CEAC.

24. Carrier. (2015). Manual de Aire Acondicionado. La ciudad Condal, España: Marcombo.
25. Lewis, B.H. (1998). AIR CONDITIONING AND REFRIGERATION. Mexico: CECSA
26. Miranda, Á. L. (2014). ABC del aire acondicionado. Barcelona, España: Marcombo.

ANEXOS

ANEXO A

"Método de cálculo de la carga de refrigeración"

3638 (RP-626)

THE CLTD/SCL/CLF COOLING LOAD CALCULATION METHOD

J.D. Spitler, Ph.D., P.E.
Member ASHRAE

F.C. McQuiston, Ph.D., P.E.
Fellow ASHRAE

K.L. Lindsey

ABSTRACT

This paper describes a thorough revision of the cooling load temperature difference / cooling load factor (CLTD/CLF) method. The major revisions made to the original CLTD/CLF method are:

- 1. The calculation procedure for cooling loads due to solar radiation transmitted through fenestration was revised with the introduction of a new factor, the solar cooling load (SCL), which is more accurate and easier to use. Previously, cooling loads due to solar radiation transmitted through fenestration were somewhat inaccurate when a latitude/month combination other than 40°N/July 21 was used.*
- 2. The new weighting factor and conduction transfer function coefficient data developed by ASHRAE RP-472 were used to generate new CLTD and CLF data. A limited data set is available in printed form, and software has been developed to generate custom CLTD and CLF tables. Previously, the limited number of zone types used to generate the original CLTD/CLF data resulted in significant error for some zones.*

INTRODUCTION

The cooling load temperature difference / cooling load factor (CLTD/CLF) method has been a popular method for performing cooling load calculations since the publication of ASHRAE GRP-158, the Cooling and Heating Load Calculation Manual (ASHRAE 1979). Originally developed as a hand calculation technique, it was constrained to use some approximations that resulted in significant inaccuracies under some conditions.

ASHRAE Research Project 359, completed in 1984 (Sowell and Chiles 1985), revealed some limitations of the applicability of the CLTD/CLF factors given in GRP-158. The research revealed that factors not taken into account in the original work could significantly affect the results.

ASHRAE Research Project 472, completed in 1988 (Sowell 1988a, 1988b, 1988c; Harris and McQuiston 1988) resulted in new categorization schemes for walls, roofs, and

zones, as well as normalized CTF coefficients and weighting factors that corresponded to the categorization schemes. The data base of weighting factors developed was much too large to be used in printed form. However, the widespread availability of personal computers allows the possibility of distributing the data on diskette.

The results of ASHRAE Research Projects 359 and 472 represented the possibility of substantial improvement in the CLTD/CLF load calculation method and data compared to GRP-158. Other research that impacted load calculation techniques or data had also been published since the development of GRP-158—particularly in the areas of solar radiation, appliance heat gains, and material properties. Furthermore, access of engineers to personal computers had drastically improved since 1979, which made the use of more sophisticated load calculation techniques possible.

The above factors taken together suggested the need for a new load calculation manual. ASHRAE Research Project 626 focused on three areas: revision of the load calculation manual, revision of the CLTD/CLF method, and development of software that could access the data developed by RP-472. This paper describes the revised CLTD/CLF method, now known as the CLTD/SCL/CLF method. A companion paper (Spitler et al. 1993) describes the rest of the load calculation manual. A third paper describes the software developed to access the RP-472 data (Falconer et al. 1993).

BACKGROUND

CLTD/CLF Method

The current cooling load temperature difference / cooling load factor (CLTD/CLF) method described in GRP 158 (ASHRAE 1979) is based on work done by Rudoy and Duran (1975). This method was developed as a hand calculation method, which would use tabulated CLTD and CLF values. The tabulated CLTD and CLF data were calculated using the transfer function method, which yielded cooling loads for standard environmental conditions and zone types. The cooling loads were then normalized, as described below, so that the designer could calculate the cooling load

Jeffrey D. Spitler is an assistant professor, Faye C. McQuiston is a professor emeritus, and Kirk L. Lindsey is a graduate student in the School of Mechanical and Aerospace Engineering at Oklahoma State University, Stillwater.

for each hour with a simple multiplication. The cooling loads for each component were then summed to obtain the total zone cooling load.

Walls and Roofs The transfer function method (TFM) was used to compute cooling loads for 36 types of roofs and 96 different wall constructions. These cooling loads correspond to the heat gain caused by outdoor air temperature and solar radiation under a set of standard conditions, which included a latitude of 40°N, date of July 21, maximum outdoor temperature of 95°F, daily temperature range of 21°F, and an inside design temperature of 78°F. Furthermore, a single standard zone type was used.

Hourly cooling loads for each hour were converted to cooling load temperature difference (CLTD) values by dividing by the roof or wall area and the overall heat transfer coefficient. The cooling load could be calculated for any wall or roof by the following relation

$$q = U \cdot A \cdot \text{CLTD} \quad (1)$$

where

q = cooling load, Btu/h;
 U = overall heat transfer coefficient, Btu/h·ft²·°F;
 A = area, ft²;
 CLTD = equivalent temperature difference, °F.

CLTDs were calculated for 96 types of walls for a medium type of zone construction. The CLTDs were analyzed for similarity in profile and peak value. Walls were then grouped into seven different categories, and CLTDs were tabulated for eight facing directions.

CLTDs were calculated for 36 types of roofs. GRP 158 grouped the roofs into 13 categories with suspended ceilings and 13 without suspended ceilings, making 26 categories in all. The following equation was given to adjust for other latitudes and months and other indoor and outdoor design temperatures:

$$\text{CLTD}_{\text{corr}} = (\text{CLTD} + \text{LM}) \cdot K + (78 - T_R) + (T_o - 85) \quad (2)$$

where

LM = latitude month correction factor, found in a table;
 K = color adjustment factor, applied after latitude month correction;
 T_R = room temperature, °F;
 T_o = outdoor temperature, °F.

The drawbacks with the original CLTD method for walls and roofs are as follows:

1. The wall and roof groups don't cover the range of possible constructions well.
2. Complicated and questionable adjustments are required

if a wall or roof does not match one of the groups listed (e.g., for each increase of 7 in R-value above that of the wall structure in the listed group, move up one group if insulation is on the interior of the structure and two groups if on the exterior.)

3. The inaccuracy of correcting for other months and latitudes can be significant.

Fenestration To find the cooling load due to fenestration, the heat gain was divided into radiant and conductive portions. The cooling load due to conduction was calculated using the same relation used for roofs and walls (Equation 1). CLTDs for windows were listed for standard conditions, and a relation was provided to correct for outdoor daily average temperatures other than 85°F and indoor temperatures other than 78°F. No latitude-month correction was provided, but the conductive load from fenestration is such a small portion of the overall load that this was deemed negligible.

To find the radiant portion of the cooling load, the solar heat gain for each hour through a reference glazing material (double-strength, 1/8 in. sheet glass) was calculated for different fenestration orientations using the ASHRAE clear sky model. Using the weighting factor equation, cooling loads corresponding to these heat gains were calculated for light, medium, and heavy zone constructions without interior shading and for zones with interior shading. A cooling load factor (CLF) was derived for each hour of the day so that the cooling load for that hour could be found by multiplying the maximum solar heat gain for the day by the hourly CLF as follows:

$$Q = \text{SHGF}_{\text{max}} \cdot \text{SC} \cdot \text{CLF} \cdot A \quad (3)$$

where

Q = cooling load for reference glazing system, Btu/h;
 SHGF_{max} = maximum solar heat gain factor, Btu/h;
 CLF = cooling load factor, ratio cooling load to maximum solar heat gain;
 SC = solar heat gain of fenestration system solar heat gain of reference glass
 A = area of fenestration, ft².

CLFs were tabulated for July 21 at 40 deg north latitude. These CLFs were considered to be representative of all summer months (May through September) at all northern latitudes. It was presumed that the variation in solar heat gain for other latitudes and dates could be adequately accounted for using SHGF_{max} , which was tabulated for all directions, months, and northern latitudes from 0 to 60 deg. The cooling load at a particular latitude and month was then found by multiplying the SHGF_{max} for that month and latitude by the CLF calculated for July at 40 deg north.

Normalizing the solar heat gain in this manner resulted in what was probably the most serious error in the CLTD/-

CLF method. The tabulated CLFs could be significantly in error for other dates and latitudes. These errors were most severe for off-peak hours. This error was particularly noticeable near sunrise and sunset for latitude/month combinations that had significantly different sunrise/sunset times than 40°N, July 21.

People, Lights, and Equipment For people, lights, and equipment, the hourly heat gains are specified by the designer. The cooling load depends on the magnitude of the heat gain for each hour and the thermal response of the zone. For people, lights, and equipment, the weighting factor equation was used to determine the cooling load for a unit heat gain with various schedules (on two hours, on four hours, etc.). Since a unit heat gain is used, the cooling load factor (CLF) is simply the cooling load. The designer then uses the following equation to determine the hourly cooling load:

$$Q = q_s \cdot CLF + q_l \quad (4)$$

where

- Q = cooling load, Btu/h;
 q_s = sensible heat gain, Btu/h;
 q_l = latent heat gain, Btu/h.

Cooling load factors for people and equipment were determined using a single medium-weight zone. Cooling load factors for lighting were determined using several zone types, light fixture types, and ventilation schemes.

ASHRAE RP-472 / Sowell

The main reason for the limited number of zone types available in the original CLTD/CLF method was the limited amount of weighting factor data available at the time the CLTD and CLF tables were tabulated. Following their publication, it was noticed that for some cases the resulting loads could be significantly in error. An ASHRAE research project, RP-359 (Sowell and Chiles 1985), highlighted the significant and complex effects that various zonal parameters could have on zone response. This, in turn, led to another ASHRAE research project, RP-472 (Sowell 1988a, 1988b, 1988c; Harris and McQuiston 1988), which exhaustively analyzed the effect of 14 separate zone parameters on zone response.

Three papers published by Sowell detail the methods used to classify and group 200,640 parametric zones. The first paper (Sowell 1988a) describes the methodology used to calculate the weighting factors with a modified version of DOE 2.1c. The second paper (Sowell 1988b) describes the verification of the weighting factor calculation methodology. The third paper (Sowell 1988c) describes the procedure used to categorize the zones into groups with similar zone responses for each of the four different heat gain categories: solar, conduction, lighting, and people/equipment.

The resulting set of grouped weighting factors was still

rather large and certainly would be too unwieldy to use in printed form. Therefore, one part of ASHRAE RP-626 involved the development of a transportable data base of weighting factors and access software in C and FORTRAN. This software is described in a companion paper (Falconer et al. 1993).

ASHRAE RP-472 / McQuiston and Harris

To use the CLTD method for walls and roofs, one had to determine which wall or roof type a particular surface matched. To do this, the overall conductance and thermal mass were determined for the surface in question and compared to those of the tabulated surface types. If a surface did not exactly match a listed surface type, a complicated set of instructions were followed to pick the best match. This method was tedious to apply and its accuracy was questionable under certain conditions.

Harris and McQuiston (1988) performed a study to devise a method for grouping walls and roofs with similar transient heat transfer characteristics in order to obtain a compact set of conduction transfer function (CTF) coefficients that would cover a broad range of constructions.

The walls and roofs were classified on the basis of their thermal response characteristics, particularly the time lag and amplitude reduction for a sinusoidal driving function. The amplitude ratios and time lags were studied for 2,600 walls and 500 roofs. The walls and roofs were grouped on the basis of these thermal characteristics into 41 groups of walls and 42 groups of roofs with a set of CTF coefficients assigned to each group.

Correlation methods were used to find correlations between the amplitude ratio and time lag and the wall or roof's physical properties or geometry. Important grouping parameters for walls were found to be

1. principal wall material (the most massive material in the wall),
2. the material with which the principal material is combined (such as gypsum, etc.),
3. the R-value of the wall, and
4. mass placement with respect to insulation (mass in, mass out, or integral mass).

Important grouping parameters for roofs were found to be

1. principal roof material (the most massive material in the roof),
2. the R-value of the roof,
3. mass placement with respect to insulation (mass in, mass out, or integral mass), and
4. presence or absence of a suspended ceiling.

Using these parameters, one can determine to which of the groups a particular wall or roof will belong. Each group was assigned a unique set of conduction transfer function (CTF) coefficients so as to produce conservative results.

These coefficients are to be used in the CTF equation to calculate a representative heat gain for any wall or roof in that particular group.

OBJECTIVES

With respect to the CLTD/CLF method, the goals of this project were to

1. improve the accuracy of the CLTD/CLF method, taking advantage of advances in the state of the art made by RP-472 and other research, and
2. provide a method that could be used without a computer for engineers who do not make use of a computer.

To some degree, these goals conflict. Only a limited amount of improvement to the method can be made without relying on either a computer or an impractically unwieldy set of printed tables. This conflict was resolved by providing three different ways the method may be used:

1. Solely as a manual method, using a small set of printed tables in the new manual. Printed tables were designed and published in the manual for quick and convenient hand calculations covering most common constructions with as little loss in accuracy as possible. It was decided to design the printed tables so that they could be used if needed as a stand-alone reference for cooling load calculations during the month of July. The printed tables can also be used alone to calculate cooling loads for northern latitudes from 20 to 50 degrees by using interpolation or extrapolation of supplied tabular results.
2. Primarily as a manual method, using the computer only to generate a set of tables equivalent to the printed tables, except for latitude and month. The computer program CLDTAB can generate tables identical to the printed tables in the manual for any month and latitude specified by the user. A one-time run of the computer program will eliminate the need for interpolation due to different latitudes and allow hand cooling load calculations for months other than July.
3. Primarily as a computer method, using the computer program CLDTAB, Zone Specific option, to generate a set of tables for a specific zone, latitude, and month. The program will generate tables to facilitate the cooling load calculation for any zone with any roof type and wall type, rigorously following the transfer function method. Tables can be generated for any month and latitude of the user's choosing.

METHODOLOGY

The inaccuracies of the original CLTD/CLF method discussed above can be condensed into two fundamental problems:

1. The calculation of cooling loads due to solar heat gain through fenestration is flawed due to the methodology employed to normalize the data
2. The effects of zone response are inadequately accounted for, with either a single zone type or a few zone types for each type of heat gain.

The revised methodology, described below, resolves the two problems as follows:

1. The cooling loads due to solar heat gain through fenestration are now calculated differently. A new factor is introduced, the solar cooling load (SCL). Although it would have been possible to fix the old method by also tabulating CLFs as a function of month and latitude, and thereby retaining the same equation, it would have involved a totally unnecessary step—multiplying the $SHGF_{MAX}$ by the CLF, both of which would be functions of latitude and month. Instead, the SCL takes into account both the solar heat gain and the zone response for any latitude/month combination. It is applied with the following equation:

$$Q = SCL \cdot SC \cdot A \quad (5)$$

Accordingly, the name of the method has been revised, and it is now called the CLTD/SCL/CLF method.

2. The zone response can now be accounted for in a more accurate manner, using the weighting factors developed in ASHRAE RP-472. The only limit is the mode of operation in which the designer chooses to work. If the computer-oriented mode (number 3 in the "Objectives" section) is used, the effects of zone response can be accounted for with approximately the same accuracy as the transfer function method.¹ If one of the two manual modes (numbers 1 and 2 in the "Objectives" section) are used, some accuracy is given up in order that the data be reduced to a reasonable number of printed tables.

The methodology used to develop the new CLTD/SCL/CLF data can be broken into several sections, which follow. The general methodology is used to compute the CLTD/SCL/CLF data, regardless of whether it is eventually put into a set of printed tables or produced at the user's request by a computer program. The printed tables require some further analysis to choose the zone or zones used for each table.

The computer software is described in a companion paper, (Falconer et al. 1993). It is also described in considerably more depth by Lindsey (1991).

General Methodology for Developing Table Data

In capsule, the general methodology can be described as using the transfer function method to determine the cooling loads for a given heat gain type and then normaliz-

ing the load to yield either CLTD or CLF or SCL. A brief description of the methodology follows. For more complete details, see the description of the transfer function method given by McQuiston and Spitler (1992) or the detailed description of the table development given by Lindsey (1991).

Solar Irradiation The first step in the analysis is the calculation of solar irradiation, which, in turn, is used to determine sol-air temperatures for opaque surfaces or solar heat gain factors (SHGF) for fenestration. The method used for calculating the solar irradiation is similar to the standard one presented in the 1989 ASHRAE Handbook—Fundamentals, "Fenestration" chapter (ASHRAE 1989). It is, in fact, modified as described by McQuiston and Spitler (1992) to compute the transmitted and absorbed components of solar heat gain separately. In addition, the ASHRAE clear sky model uses revised A, B, and C coefficients as recommended by Machler and Iqbal (1985).

Heat Gain for Walls and Roofs Once the solar irradiation has been calculated, the heat gain for a wall or roof can be calculated using the sol-air temperature (t_o), which is the temperature the outside air would have to be to cause the same heat gain to the inside surface as that caused by the outdoor air temperature and solar radiation combined. It is defined by the following equation:

$$t_e = t_o + (\alpha \times I_i) / h_o + (\epsilon \times F) / h_o \quad (6)$$

where

- t_o = outside air temperature, °F;
- α = absorptance of surface;
- I_i = total radiation incident on surface, Btu/h·ft²;
- h_o = outside convective and radiative heat transfer coefficient, Btu/h·ft²·°F;
- ϵ = emittance of surface;
- F = difference between the long-wavelength radiation incident on the surface from the sky and the radiation emitted by a black body at the outdoor air temperature, Btu/h·ft².

The conduction transfer function coefficients developed by Harris and McQuiston (1988) were used in the conduction transfer function equation to calculate the heat gain for any hour ($q_{e,\theta}$) due to walls or roofs as follows:

$$q_{e,\theta} = A \left[\sum_{n=0}^{\infty} b_n(t_{e,\theta-n\delta}) - \sum_{n=1}^{\infty} d_n(q_{e,\theta-n\delta}) / A \right] - t_{rc} \sum_{n=0}^{\infty} c_n \quad (7)$$

where

- $q_{e,\theta}$ = heat gain through wall, roof, partition, etc., Btu/h, at calculation hour θ ;
- A = indoor surface area of a wall or roof, ft²;
- θ = time, h;
- δ = time interval, h;
- n = summation index (each summation has as many terms as there are non-zero values of

the coefficients);

- $t_{e,\theta-n\delta}$ = sol-air temperature at time $\theta - n\delta$, °F;
- t_{rc} = constant indoor room temperature, °F;
- b_n, c_n, d_n = conduction transfer function coefficients.

Equation 7 must be solved iteratively because the heat flux history terms on the right-hand side are not known beforehand when analyzing a 24-hour time period. Initially, the heat flux history terms are assumed to be zero, and Equation 7 is calculated for successive 24-hour periods until convergence is reached. At that time, the results are independent of the values assumed initially.

Heat Gain for Fenestration Heat gain to a zone due to windows is broken into two parts, the radiation transmitted through the glass (I_t) and the fraction of the radiation absorbed by the glass that enters the zone, I_{in} . The heat gain due to radiation transmitted through the glass is calculated as follows:

$$I_{tr} = I_D \sum_{j=0}^5 t_j \cos^j \theta + I_d \cdot 2 \sum_{j=0}^5 t_j / (j+2) \quad (8)$$

where

- I_D = radiation directly striking surface, Btu/h·ft²;
- θ = angle of incidence;
- I_d = diffuse radiation reflected from ground and sky, Btu/h·ft²;
- t_j = coefficients for radiation transmission through DSA glass.

The radiation absorbed by the glass (I_{ab}) is calculated with the following formula:

$$I_{ab} = I_D \sum_{j=0}^5 a_j \cos^j \theta + I_d \cdot 2 \sum_{j=0}^5 a_j / (j+2) \quad (9)$$

with

- a_j = coefficients for radiation absorption by DSA glass.

Only a fraction of the energy absorbed by the glass enters the zone; the rest is convected and radiated to the outside. So the heat gain to the zone due to radiation absorbed by the window (I_{in}) is calculated as follows:

$$I_{in} = N_i \cdot I_{ab} \quad (10)$$

with

- N_i = the inward flowing fraction of absorbed radiation.

The inward-flowing fraction is calculated by neglecting the glass resistance:

$$N_i = h_i / (h_o + h_i) \quad (11)$$

where

h_i = inside heat transfer coefficient,
1.46 Btu/h·ft²·°F;
 h_o = outside heat transfer coefficient,
4.0 Btu/h·ft²·°F.

Conversion of Heat Gain to Cooling Load Once the heat gain has been calculated, whether from walls, roofs, windows, lights, or people, the relation to convert the heat gain to cooling load is the same, with only the coefficients (weighting factors) different.

Weighting factors are used to calculate the zone cooling load at time θ , Q_θ based on past loads and current and past heat gains using

$$Q_\theta = v_0 q_\theta + v_1 q_{\theta-\delta} + v_2 q_{\theta-2\delta} - w_1 Q_{\theta-\delta} - w_2 Q_{\theta-2\delta} \quad (12)$$

where

δ = time interval,
 Q_θ = cooling load at time θ ,
 v_i and w_i = weighting factors,
 q_θ = heat gain at time θ .

Previous cooling loads and heat gains are initially assumed to be zero, and calculations are performed in an iterative manner until the results for a 24-hour cycle converge.

Calculation of CLTD, SCL, and CLF Values After the cooling loads have been determined, the CLTD, SCL, and CLF can be easily calculated. CLTD are calculated for

each wall and roof group by dividing the hourly cooling load per square foot for the surface by the overall U-value for that surface.

The hourly SCL values are the hourly cooling load values for the reference glazing system for the latitude and month listed and are obtained by adding the cooling load due to the transmitted portion of the solar energy to the inward-flowing fraction of the solar energy absorbed by the reference glazing system.

CLF values are simply the cooling load due to a unit heat gain from people, equipment, or lights.

Printed Tables

Development of a set of printed tables for use with the CLTD/SCL/CLF method inevitably involves a compromise between accuracy and the number of pages required for tables. A complete set (all zone groups) of just the SCL tables for one latitude and one month would require approximately 22,000 pages to print! A more practical approach, of course, is computer-based table-generation software, which can easily create a set of zone-specific tables.

In some cases, however, it may be desirable to work from the set of printed tables contained in the load calculation manual. In order to produce a set of printed tables suitable for use in the load calculation manual, several steps had to be taken:

TABLE 1
Zone Parameter Levels Used in Developing Printed Tables

No.	Parameter	Meaning	Levels considered
1	ZG	Zone geometry	100 ft. x 20 ft., 15 ft x 15 ft.
2	ZH	Zone height	8 ft, 10 ft.
3	NW	Num. ext. walls	1, 2, 3, 4, 0
4	IS	Interior shade	100%, 50%, 0%t
5	FN	Furniture	With
6	EC	Ext. wall cons.	1, 2, 3
7	PT	Partition type	5/8 in. Gyp-Air-5/8 in. Gyp, 8 in. Conc. Blk.
8	ZL	Zone location	Single-story, Top floor, Bottom floor, Middle floor.
9	MF	Mid flr. Type	2.5 in. Conc., 1 in. Wood
11	CT	Ceiling type	With suspended ceiling, without suspended ceiling
12	RT	Roof type	1,2,3
13	FC	Floor covering	Carpet with rubber pad, vinyl tile
14	GL	Glass percent	10, 50, 90

Note: The original parameter 10, slab type, was redundant, so is not included here.

1. The types of zones to which the printed tables apply were limited. It was assumed that the primary use of the printed tables would be for light commercial and retail buildings. Based on this assumption, the heaviest level of exterior construction and roof type were not included, nor were the highest level of zone geometry and zone height included. Furthermore, only the "with furniture" level of the furniture parameter was included. The levels of each zone parameter that were considered are listed in Table 1.
2. For each table, one (or more) zone type was selected to develop the table data. The zone types were chosen in a heuristic manner to minimize the amount of error. For SCLs and CLFs, four zone types were selected and all permutations were categorized into one of the four zone types. This is explained in more detail below.
3. For each table and each selected zone type, an exhaustive computation was performed that determined the amount of error for every zone type when the data for the selected zone type were used. Then, the maximum amount of error was determined and tabulated.

It should be noted that this grouping process is actually the second grouping procedure performed on the data. As part of ASHRAE RP-472, Sowell (1988c) calculated four types of weighting factors for 200,640 zones. Each type of weighting factor was then placed into groups with similar responses, and a representative zone type was chosen for each group. The grouping criteria ensured that the weighting factors of the representative zone type would give a peak within ± 0.6 hour of the peak that would be given by any of the zone types in the group and that the amplitude would be within $+18\%/0\%$. In other words, the representative zone type would overpredict the peak load by as much as 18% but never underpredict it. (Many of the groups are smaller, but this was the maximum error.)

Therefore, the errors tabulated in step 3 are actually in addition to those from the original grouping procedure. Unfortunately, there is no way to get around this problem and still have a practical set of printed tables in the load calculation manual. Therefore, some compromise is required between accuracy and the size of the table set. In developing the printed tables described below and published in the load calculation manual, the authors attempted to develop a set of data that resulted in more accurate load calculations than possible under the GRP-158 manual and at the same time clearly point out and quantify the potential error associated with using the printed tables. In this way, users of the method may reach their own decision whether to use the printed tables or custom computer-generated tables.

Roof CLTD Tables As discussed above, the grouping procedure developed by Harris and McQuiston (1988) utilized 42 roof groups. Due to space limitations in the load calculation manual, CLTD tables were only printed for 12 of the most common groups.

The heat gain for each roof type was calculated using the methodology described above. The standard conditions previously used by Rudoy and Duran (1975), which included a date of July 21, maximum outdoor temperature of 95°F, daily temperature range of 21°F, and an inside design temperature of 75°F, were used. However, separate tables were developed for latitudes of 24°N, 36°N, and 48°N, avoiding the latitude-month correction. (Users can either interpolate for their latitude or use the computer to print a table set for their latitude.)

The heat gains were converted to cooling loads using weighting factors for one zone type. In the interest of limiting the number and bulk of tables, as well as the complexity of choosing the correct zone type, only one zone type was used. The zone type was chosen heuristically to give minimum error.

In order to quantify the error, hourly cooling loads using every reasonable permutation of the zone parameters with the levels given in Table 1 were calculated. The zone location parameter was further restricted so as to exclude zone types without roofs. For each roof type, the error in cooling load at the peak hour resulting from using the representative zone's weighting factors instead of the actual zone's weighting factors was determined. The maximum errors are given in Table 2. Errors for off-peak hours were generally smaller. Note that the representative zone type was chosen so that a small underprediction of the load might be made. As discussed above, there is already some overprediction built into the data by virtue of the first grouping procedure used.

Wall CLTD Tables Harris and McQuiston (1988) utilized 41 wall groups in their categorization scheme. For printed tables, only the 15 most common groups were used. A procedure analogous to that described for roofs was used

TABLE 2
Potential Error Associated with Use of the Printed Tables to Determine Roof CLTDs

Roof No.	Positive *	Negative
1	13%	5%
2	13%	5%
3	12%	5%
4	13%	5%
5	11%	4%
8	10%	4%
9	10%	4%
10	9%	3%
13	7%	4%
14	5%	4%

* Positive error represents overprediction as compared to the transfer function method; negative error represents underprediction.

TABLE 3
Potential Error Associated with Use of the Printed Tables to Determine Wall CLTDs

Wall No.	Positive *	Negative
1	18%	7%
2	17%	8%
3	17%	7%
4	16%	7%
5	13%	8%
6	14%	6%
7	12%	6%
9	13%	6%
10	10%	6%
11	8%	3%
12	4%	7%
13	4%	4%
14	5%	8%
15	11%	6%
16	8%	7%

* Positive error represents overprediction as compared to the transfer function method; negative error represents underprediction.

to develop the CLTD tables. A single zone type was chosen heuristically to give minimal error. Again, all reasonable permutations were used to quantify the error given in Table 3.

SCL Tables The methodology described above was used to determine the heat gain due to transmission of solar radiation through fenestration. Resulting cooling loads were investigated for all permutations of the 13 zone parameters. Over the range of zone types, there is a much larger variance in cooling loads due to solar heat gain than due to conductive heat gain. Therefore, a single representative zone could not be used and, instead, four representative zone types were used.

Again, the four representative zone types were chosen heuristically, and a scheme for mapping any zone type into one of the four representative zone types was developed. By specifying the seven most important zone parameters, a representative zone type (A, B, C, or D) can be chosen using Table 4.

The errors were quantified by calculating solar cooling loads for each reasonable permutation and comparing those to cooling loads calculated using the appropriate representative zone. These potential errors are tabulated in the last two columns of Table 4.

CLF Tables for Lighting, People, and Unhooded Equipment The CLF tables were developed using a scheme analogous to the one used for developing the SCL

TABLE 4
Zone Types for Use with SCL and CLF Tables, Single-Story Building

Zone Parameters *				Zone Type			Error	Band
No. Walls	Floor Covering	Partition Type	Inside Shade	Glass Solar	People & Equipment	Lights	Plus	Minus
1 or 2	Carpet	Gypsum	**	A	B	B	9	2
1 or 2	Carpet	Con. Blk.	**	B	C	C	9	0
1 or 2	Vinyl	Gypsum	Full	B	C	C	9	0
1 or 2	Vinyl	Gypsum	Half to None	C	C	C	16	0
1 or 2	Vinyl	Con. Blk.	Full	C	D	D	8	0
1 or 2	Vinyl	Con. Blk.	Half to None	D	D	D	10	6
3	Carpet	Gypsum	**	A	B	B	9	2
3	Carpet	Con. Blk.	Full	A	B	B	9	2
3	Carpet	Con. Blk.	Half to None	B	B	B	9	0
3	Vinyl	Gypsum	Full	B	C	C	9	0
3	Vinyl	Gypsum	Half to None	C	C	C	16	0
3	Vinyl	Con. Blk.	Full	B	C	C	9	0
3	Vinyl	Con. Blk.	Half to None	C	C	C	16	0
4	Carpet	Gypsum	**	A	B	B	6	3
4	Vinyl	Gypsum	Full	B	C	C	11	6
4	Vinyl	Gypsum	Half to None	C	C	C	19	-1

* The error band shown in the right hand column is for Solar Cooling Load (SCL).
The error band for Lights, People & Equipment is approximately plus or minus 10 percent.
** The effect of inside shade is negligible in this case.

Note: This table only covers single story buildings; similar tables cover other building types.

tables. Again, four representative zone types were used, and Table 4 also contains the information necessary to choose the correct representative zone type (A, B, C, or D). Using four different representative zone types resulted in errors of less than $\pm 10\%$ for virtually all hours and zone types.

Cooling load factors for lighting were tabulated for each of the four representative zone types, for 24-hour periods beginning with the first hour that the lights are turned on, and for "lights on" periods of 8, 10, 12, 14, and 16 hours.

Cooling load factors for people and unhooded equipment were tabulated for each of the four representative zone types, for 24-hour periods beginning with the first hour that the heat gain existed, and for periods with heat gain between 2 and 18 hours.

CLF Tables for Hooded Equipment For people and unhooded equipment, the heat gain is assumed to be 30% convective and 70% radiative. For hooded equipment, the convective portion of the heat gain is assumed to all be removed from the zone, leaving only the radiant portion to deal with. The CLF for hooded equipment is derived by subtracting the convective portion of the heat gain from the unhooded equipment CLF for the hours the equipment is in operation. Then all CLF values are multiplied by the ratio of increase in radiant percentage (i.e., $1.0/0.7$). The general procedure is enumerated here and can be used to change the radiant/convective split to other ratios for equipment or lighting CLFs:

1. Subtract the standard convective fraction (0.30) from the unhooded CLF values for the hours the equipment is in operation to obtain the unhooded radiative portion of the cooling load.
2. Multiply the unhooded radiative portion of the cooling load (all 24 hours) by the actual radiative fraction of the heat gain divided by the radiative fraction of the heat gain that was assumed in the unhooded CLF calculation (e.g., $1.0 / 0.7$).
3. Add the actual convective fraction to the newly derived radiant fraction of the cooling load for the hours the equipment is on. In this case, the actual convective fraction is 0.0.

CONCLUSIONS

The revised CLTD/CLF method, now called the CLTD/SCL/CLF method has the following features:

1. The accuracy of the CLTD/CLF method for predicting cooling load due to heat gain from walls and roofs has been improved for most situations. The improved grouping method developed by Harris and McQuiston (1988) allowed generation of representative conduction transfer function coefficients for any reasonable wall or roof design. This both simplified the process of selecting a wall or roof type and ensured a reasonable level

ASHRAE Transactions: Research

of accuracy. The CLTDs listed in the printed tables represent all zones and are an improvement over the previously available data. However, with the supplied computer program CLTDTAB, CLTDs for walls and roofs can be custom generated for a particular zone as described by 14 zone variables. This represents a significant improvement over the old method and allows generation of CLTDs that will result in calculated cooling loads approximately equivalent to those calculated by the TFM method.

2. The calculation of cooling loads due to solar radiation transmitted and absorbed fenestration was revised by the introduction of tabulated values of solar cooling loads (SCL). This revision fixes one of the main problems with the CLTD/CLF method. Printed tables contain SCL values for three latitudes and four representative zone types. Cooling loads calculated with the printed SCL tables will be more accurate than previously possible.

In addition, the CLTDTAB program provided with the load calculation manual can produce custom SCL tables for any month and latitude, as well as any zone type. Once the CLTDTAB program has been run, no interpolation between latitudes is required, and the calculations are easier than before. When the zone parameters are specified for the CLTDTAB program, the SCLs will give approximately the same results as the TFM for unshaded fenestration.

3. New CLF data have been developed for people, hooded and unhooded equipment, and lighting. The printed tables utilize four representative zone types and yield cooling loads within 10% of those generated by the TFM. For people and equipment, this is a clear improvement in accuracy over what was previously available. For lighting, it is difficult to make a direct comparison between the current method and the old method. It is recommended that this be investigated further.

The CLTDTAB program can be used to generate custom CLFs for specific zone types. When this option is used, the results will match those generated by the TFM exactly. Again, a direct comparison between the new method and the old method has not been made.

ACKNOWLEDGMENTS

The development of the Cooling and Heating Load Calculation manual described in this paper was funded by the American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.

REFERENCES

- ASHRAE. 1979. *Cooling and heating load calculation manual*. Atlanta: ASHRAE.

- ASHRAE. 1989. 1989 ASHRAE Handbook Fundamentals. Atlanta: ASHRAE.
- Falconer, D.R., E.F. Sowell, J.D. Spitler, and B. Todorovich. 1993. Electronic tables for the ASHRAE load calculation manual. *ASHRAE Transactions* 99(1).
- Harris, S.M., and F.C. McQuiston. 1988. A study to categorize walls and roofs on the basis of thermal response. *ASHRAE Transactions* 94(2): 688-715.
- Lindsey, K. 1991. Revision of the CLTD/CLF cooling load calculation method. M.S. thesis, Oklahoma State University.
- Machler, M.A., and M. Iqbal. 1985. A modification of the ASHRAE clear sky model. *ASHRAE Transactions* 91(1A): 106-115.
- McQuiston, F.C., and J.D. Spitler. 1992. *Cooling and heating load calculation manual*. Atlanta: ASHRAE.
- Rudoy, W., and F. Duran. 1975. Development of an improved cooling load calculation method. *ASHRAE Transactions* 81(2): 19-69.
- Sowell, E.F., and D.C. Chiles. 1985. Characterization of Zone Dynamic Response for CLF/CLTD Tables. *ASHRAE Transactions* 91(2A): 163-178.
- Sowell, E.F. 1988a. Load calculations for 200,640 zones. *ASHRAE Transactions* 94(2): 716-736.
- Sowell, E.F. 1988b. Cross-check and modification of the DOE-2 program for calculation of zone weighting factors. *ASHRAE Transactions* 94(2): 737-753.
- Sowell, E.F. 1988c. Classification of 200,640 parametric zones for cooling load calculations. *ASHRAE Transactions* 94(2): 754-777.
- Sowell, E.F. 1991. personal communication.
- Spitler, J.D., K. Lindsey, and F.C. McQuiston. 1993. Development of a revised heating and cooling load calculation manual. *ASHRAE Transactions* 99(1).

ANEXO B

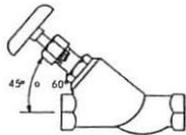
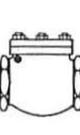
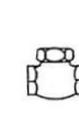
“PERDIDAS EQUIVALENTES DE ACCESORIOS DE TUBERIAS”

Capítulo 1. PROYECTO DE LA TUBERÍA

III-19

TABLA 10 - PÉRDIDAS DE CARGA EN LAS VÁLVULAS EXPRESADAS EN LONGITUD EQUIVALENTE DE TUBO (m) *

Uniones con extremos roscados, soldados, embreados o cónicos

DIÁMETRO EXTERIOR		ESFÉRICAS **	60°-Y		45°-Y		VÁLVULAS DE COMPUERTA *****	VÁLVULAS DE RETENCIÓN	
			ANGULARES **			OSCILANTE ***		DE CIERRE VERTICAL (horizontal de retención)	
ACERO	COBRE								
17,2	1/2	5,1	2,4	1,8	1,8	0,18	1,5	RECTAS COMO GRIFOS DE VÁLVULA ESFÉRICA *****	
21,3	5/8	5,4	2,7	2,1	2,1	0,21	1,8		
26,9	7/8	6,6	3,3	2,7	2,7	0,27	2,4		
33,7	1 1/8	8,7	4,6	3,6	3,6	0,30	3,6		
42,4	1 3/8	11,4	6,1	4,6	4,6	0,46	4,2		
48,3	1 5/8	12,6	7,3	5,4	5,4	0,54	4,8		
60,3	2 1/8	16,5	9,1	7,3	7,3	0,70	6,1		
73	2 5/8	20,7	10,7	8,7	8,7	0,85	7,6		
88,9	3 1/8	25,2	13,1	10,7	10,7	0,98	9,1		
101,6	3 5/8	30,5	15,2	12,5	12,5	1,2	10,7		
114,3	4 1/8	36,8	17,7	14,6	14,6	1,4	12,2		
141,3	5 1/8	42,6	21,6	17,7	17,7	1,8	15,3		
168,3	6 1/8	52,0	26,6	21,4	21,4	2,1	18,3	ANGULARES COMO GRIFOS DE VÁLVULA ANGULARES	
219,1	8 1/8	67,1	35,1	26,0	26,0	2,7	24,4		
273	-	85,4	44,2	32,0	32,0	3,6	30,5		
323,9	-	97,5	50,4	40,0	40,0	3,9	36,6		
355,6	-	109,9	56,5	47,4	47,4	4,6	41,2		
406,4	-	125,0	64,0	55,0	55,0	5,1	45,8		
457,2	-	140,1	73,1	61,1	61,1	5,7	50,4		
508	-	158,5	84,0	71,6	71,6	6,6	61,0		
609,6	-	186	97,5	81,0	81,0	7,5	73,2		

* Valores correspondientes a la posición de apertura total.

** Estos valores no se aplican a las válvulas de aguja.

*** Estos valores se aplican también a las válvulas de retención rectas con obturador esférico.

**** Para válvulas de retención inclinadas, cuyo diámetro de orificio es igual al del tubo, tomar los valores correspondientes a las válvulas con una tija inclinada 60 °C.

***** Las válvulas presentan la misma pérdida de carga, en la posición de apertura total, que las de paso directo.

TABLA 11 - PÉRDIDAS DE CARGA DE LOS CODOS Y -T- EXPRESADOS EN LONGITUD EQUIVALENTE DE TUBO (m)

Uniones con extremos roscados, soldados, embreados o cónicas

DIÁMETRO EXTERIOR		CODOS						T			
Acero	Cobre	Radio pequeño 90° *	Radio grande 90° **	Macho Hembra 90° *	Radio pequeño 45° *	Macho Hembra 45° *	Radio pequeño 180° *	Cambio de dirección	PASO DIRECTO		
		Sin reducción	Reducción 1/4	Reducción 1/2							
17,2	1/2	0,42	0,27	0,70	0,21	0,33	0,70	0,82	0,27	0,36	0,42
21,3	5/8	0,48	0,30	0,76	0,24	0,40	0,76	0,91	0,30	0,43	0,48
26,9	7/8	0,61	0,42	0,98	0,27	0,49	0,98	1,2	0,42	0,58	0,61
33,7	1 1/8	0,79	0,51	1,2	0,39	0,64	1,2	1,5	0,51	0,70	0,79
42,4	1 3/8	1,0	0,70	1,7	0,51	0,91	1,7	2,1	0,70	0,95	1,0
48,3	1 5/8	1,2	0,80	1,9	0,64	1,0	1,9	2,4	0,80	1,1	1,2
60,3	2 1/8	1,5	1,0	2,5	0,79	1,4	2,5	3,0	1,0	1,4	1,5
73	2 5/8	1,8	1,2	3,0	0,98	1,6	3,0	3,6	1,2	1,7	1,8
88,9	3 1/8	2,3	1,5	3,6	1,2	2,0	3,6	4,6	1,5	2,1	2,3
101,6	3 5/8	2,7	1,8	4,6	1,4	2,2	4,6	5,4	1,8	2,4	2,7
114,3	4 1/8	3,0	2,0	5,1	1,6	2,6	5,1	6,4	2,0	2,7	3,0
141,3	5 1/8	4,0	2,5	6,4	2,0	3,3	6,4	7,6	2,5	3,6	4,0
168,3	6 1/8	4,9	3,0	7,6	2,4	4,0	7,6	9,1	3,0	4,2	4,8
219,1	8 1/8	6,1	4,0	-	3,0	-	10,4	10,7	4,0	5,4	6,1
273	-	7,7	4,9	-	4,0	-	12,8	15,2	4,9	7,0	7,6
323,9	-	9,1	5,8	-	4,9	-	15,3	18,3	5,8	7,9	9,1
355,6	-	10,4	7,0	-	5,4	-	16,8	20,7	7,0	9,1	10,4
406,4	-	11,6	7,9	-	6,1	-	18,9	23,8	7,9	10,7	11,6
457,2	-	12,8	8,8	-	7,0	-	21,4	26,0	8,8	12,2	12,8
508	-	15,3	10,4	-	7,9	-	24,7	30,5	10,4	13,1	15,2
607,6	-	18,3	12,2	-	9,1	-	28,8	35,0	12,2	15,2	18,3

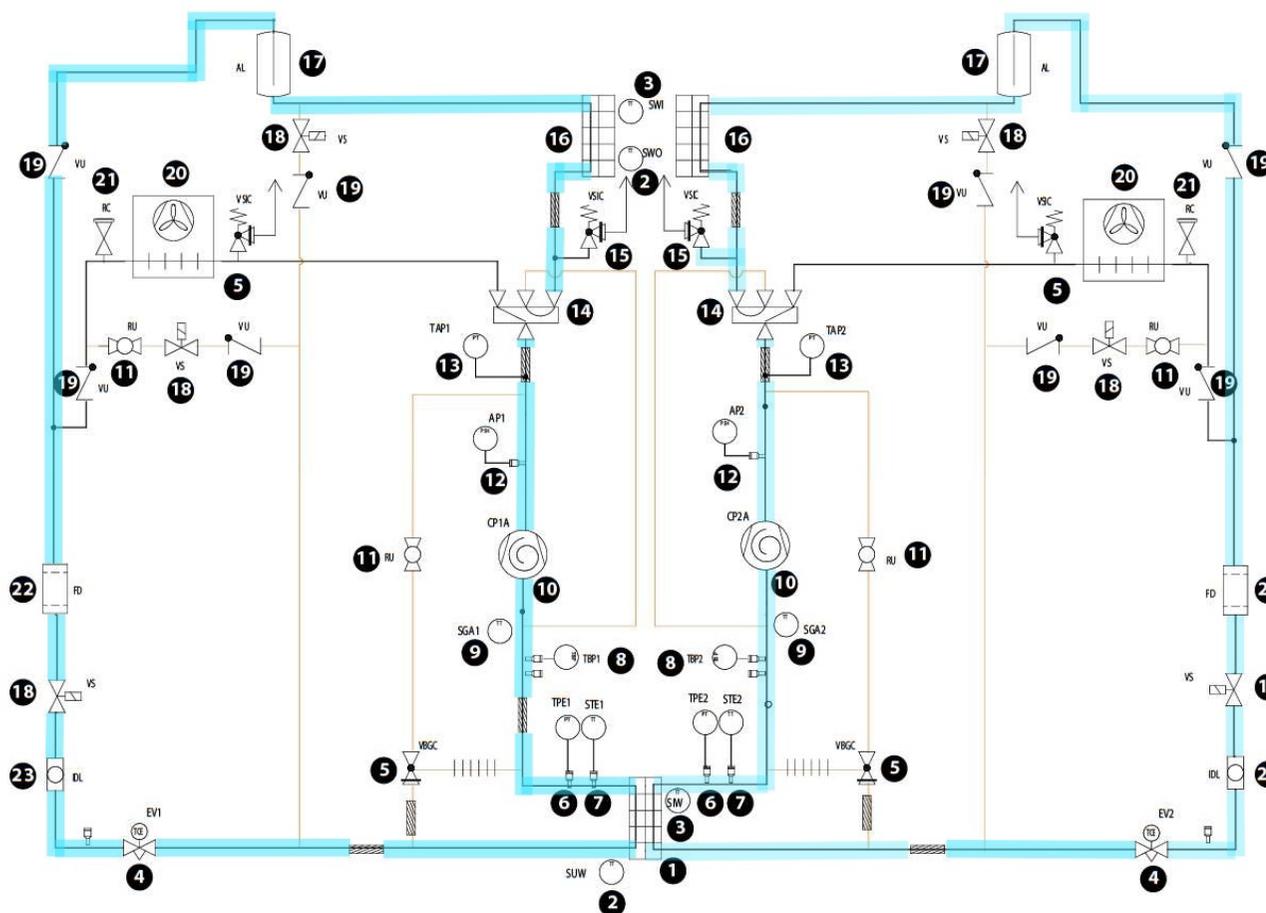
DIÁMETRO EXTERIOR		CODOS ANGULARES			
Acero	Cobre	90°	60°	45°	30°
		17,2	1/2	0,82	0,33
21,3	5/8	0,91	0,40	0,21	0,12
26,9	7/8	1,2	0,49	0,27	0,15
33,7	1 1/8	1,5	0,64	0,30	0,21
42,4	1 3/8	2,1	0,91	0,46	0,27
48,3	1 5/8	2,4	1,0	0,54	0,33
60,3	2 1/8	3,0	1,4	0,70	0,39
73	2 5/8	3,6	1,6	0,85	0,51
88,9	3 1/8	4,6	2,0	0,98	0,61
101,6	3 5/8	5,4	2,2	1,2	0,73
114,3	4 1/8	6,4	2,6	1,4	0,82
141,3	5 1/8	7,6	3,3	1,8	0,98
168,3	6 1/8	9,1	4,0	2,1	1,2
219,1	8 1/8	10,7	5,2	2,7	1,5
273	-	15,2	6,4	3,6	2,2
323,9	-	18,3	7,6	3,9	2,4
355,6	-	20,7	8,9	4,6	2,7
406,4	-	23,8	9,5	5,1	3,0
457,2	-	26,0	11,3	5,7	3,3
508	-	30,5	12,5	6,6	3,9
609,6	-	35,0	14,9	7,5	4,8

* R/D sensiblemente igual a 1.

** R/D sensiblemente igual a 1,5.

ANEXO D

“CIRCUITO DE INTERCAMBIO LADO REFRIGERANTE-AGUA”

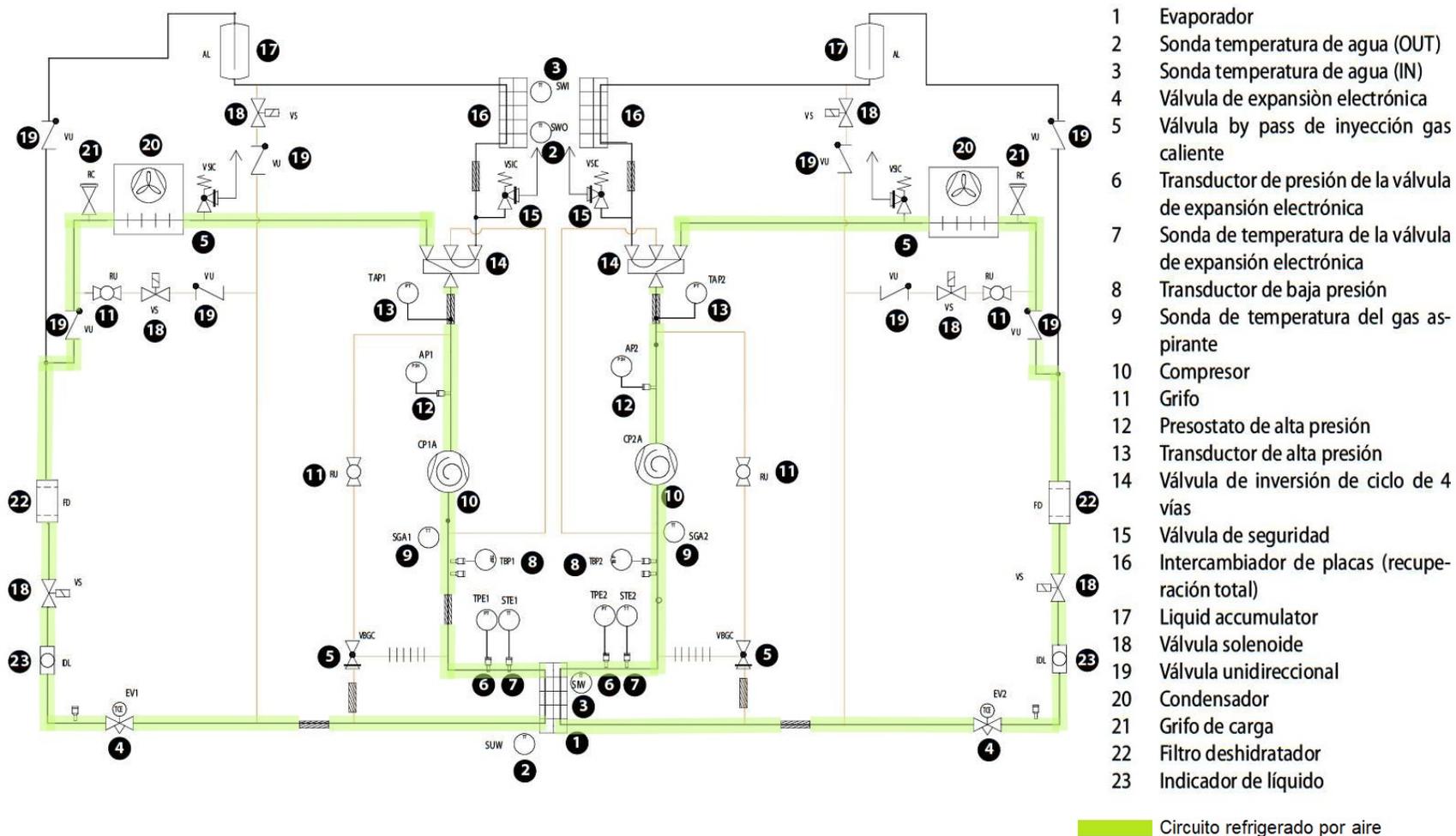


- 1 Evaporador
- 2 Sonda temperatura de agua (OUT)
- 3 Sonda temperatura de agua (IN)
- 4 Válvula de expansión electrónica
- 5 Válvula by pass de inyección gas caliente
- 6 Transductor de presión de la válvula de expansión electrónica
- 7 Sonda de temperatura de la válvula de expansión electrónica
- 8 Transductor de baja presión
- 9 Sonda de temperatura del gas aspirante
- 10 Compresor
- 11 Grifo
- 12 Presostato de alta presión
- 13 Transductor de alta presión
- 14 Válvula de inversión de ciclo de 4 vías
- 15 Válvula de seguridad
- 16 Intercambiador de placas (recuperación total)
- 17 Liquid accumulator
- 18 Válvula solenoide
- 19 Válvula unidireccional
- 20 Condensador
- 21 Grifo de carga
- 22 Filtro deshidratador
- 23 Indicador de líquido

— Circuito refrigerado por agua

ANEXO E

“CIRCUITO DE INTERCAMBIO LADO REFRIGERANTE-AIRE”



ANEXO F
“RESULTADOS DEL SOFTWARE ELITE”

Hotel Garcilazo - Yurimaguas
HVAC Load Analysis

for

Universidad Nacional De Ingeniería
Av. Túpac Amaru 210, Rímac
Lima



Prepared By:

Sunday, December 4, 2022

<p>Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program pReJkEr Hell</p>	<p>Elite Software Development, Inc. Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 2</p>																						
<p>General Project Data Input</p>																							
<p>General Project Information</p>																							
Project file name:	C:\Users\wvill\OneDrive\Desktop\TESIS\Calculo Termico\20220911\CALCULO TERMICO-Completo.CHV																						
Project title:	Hotel Garcilazo - Yurimaguas																						
Project address:	Calle Garcilazo 334																						
Project city, state, ZIP:	Yurimaguas																						
Designed by:	Williams David Villegas Puma																						
Project date:	07-2022																						
Weather reference city:	LORETO, PERU																						
Client name:	Universidad Nacional De Ingenieria																						
Client address:	Av. Túpac Amaru 210, Rímac																						
Client city:	Lima																						
Client website:	www.uni.edu.pe																						
Barometric pressure:	29.725 in.Hg.																						
Altitude:	182 feet																						
Latitude:	-5 Degrees																						
Mean daily temperature range:	17.1 Degrees																						
Starting & ending time for HVAC load calculations:	1am - 12am																						
Number of unique zones in this project:	16																						
<p>Building Default Values</p>																							
Calculations performed:	Both heating and cooling loads																						
Lighting requirements:	1.85 Watts per square foot																						
Equipment requirements:	1.85 Watts per square foot																						
People sensible load multiplier:	250 Btuh per person																						
People latent load multiplier:	200 Btuh per person																						
Zone sensible safety factor:	5 %																						
Zone latent safety factor:	5 %																						
Zone heating safety factor:	5 %																						
People diversity factor:	80 %																						
Lighting profile number:	1																						
Equipment profile number:	1																						
People profile number:	1																						
Building default ceiling height:	9.85 feet																						
Building default wall height:	9.85 feet																						
<p>Internal Operating Load Profiles (C = 100)</p>																							
	hr	hr	hr	hr	hr	hr	hr	hr	hr	hr	hr	hr	hr	hr	hr	hr	hr	hr	hr	hr	hr	hr	hr
1	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
2	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
3	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
4	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
5	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
6	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
7	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
8	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
9	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
10	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program				Elite Software Development, Inc.		
pReJkEr Hell				Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 3		
General Project Data Input (cont'd)						
Building-Level Design Conditions						
Design Month	Outdoor Dry Bulb	Outdoor Wet Bulb	Indoor Rel.Hum	Indoor Dry Bulb	Grains Diff	In/Outdoor Correction
January	86	75	50%	73	52.99	-3
February	87	77	50%	73	63.18	-2
March	86	76	50%	73	57.95	-3
April	89	78	50%	73	67.22	0
May	88	78	50%	73	67.79	-1
June	89	78	50%	73	67.12	0
July	88	78	50%	73	67.79	-1
August	93	80	50%	73	73.60	4
September	93	80	50%	73	73.60	4
October	89	78	50%	73	67.28	0
November	88	77	50%	73	62.18	-1
December	88	77	50%	73	61.89	-1
Winter	67			72		
Master Roofs						
Roof No.	ASHRAE Roof#	Roof U-Fac	Dark Color	Susp. Ceil		
1	8	0.350	No	No		
Master Walls						
Wall No.	ASHRAE Group	Wall U-Fac	Wall Color			
1	C	0.350	M			
2	G	0.800	M			
Master Partitions						
Partition No.	Partition U-Factor	Cool T-D	Heat T-D			
1	0.350	10	10			
2	0.900	10	10			
Master Glass						
Glass No.	Summer U-Factor	Winter U-Factor	Glass Shd.Coef.	Interior Shading	Interior Shd.Coef	
1	0.900	0.760	0.960	2	0.700	
2	0.800	0.700	0.960	2	0.700	

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program				Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell				Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 4			
Building Summary Loads							
Building peaks in August at 6pm.							
Bldg Load Descriptions	Area Quan	Sen Loss	%Tot Loss	Lat Gain	Sen Gain	Net Gain	%Net Gain
Roof	575	973	2.88	0	6,077	6,077	3.05
Wall	4,117	6,960	20.62	0	34,578	34,578	17.38
Glass	109	400	1.19	0	15,520	15,520	7.80
Floor Slab	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Skin Loads		8,333	24.69	0	56,175	56,175	28.24
Lighting	3,742	0	0.00	0	13,408	13,408	6.74
Equipment	13,690	0	0.00	0	49,048	49,048	24.65
People	50	0	0.00	10,584	13,230	23,814	11.97
Partition	6,105	22,435	66.48	0	22,435	22,435	11.28
Cool. Pret.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Heat. Pret.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Cool. Vent.	504	0	0.00	25,259	8,812	34,071	17.13
Heat. Vent.	504	2,704	8.01	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	184	0.55	0	0	0	0.00
Return Duct	0	92	0.27	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		33,748	100.00	35,843	163,107	198,950	100.00
Building Summary	Sen Loss	%Tot Loss	Lat Gain	Sen Gain	Net Gain	%Net Gain	
Ventilation	2,704	8.01	25,259	8,812	34,071	17.13	
Infiltration	0	0.00	0	0	0	0.00	
Pretreated Air	0	0.00	0	0	0	0.00	
Zone Loads	30,768	91.17	10,584	154,295	164,879	82.87	
Plenum Loads	0	0.00	0	0	0	0.00	
Fan & Duct Loads	276	0.82	0	0	0	0.00	
Building Totals	33,748	100.00	35,843	163,107	198,950	100.00	
Check Figures							
Total Building Supply Air (based on a 19° TD):				7,384	CFM		
Total Building Vent. Air (6.83% of Supply):				504	CFM		
Total Conditioned Air Space:				2,023	Sq.ft		
Supply Air Per Unit Area:				3.6502	CFM/Sq.ft		
Area Per Cooling Capacity:				122.0140	Sq.ft/Ton		
Cooling Capacity Per Area:				0.0082	Tons/Sq.ft		
Heating Capacity Per Area:				16.68	Btuh/Sq.ft		
Total Heating Required With Outside Air:				33,748	Btuh		
Total Cooling Required With Outside Air:				16.58	Tons		

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program				Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell				Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 5			
Air Handler #1 - Ue-1 - 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
1	Cocina 6pm August	123 4 1,207	1,932 86 0.70	25,264 1,227 10.02	840 0 0	Direct 45 45	Direct 45 45
Zone Peak Totals:		123	1,932	25,264	840		
Total Zones: 1		4	86	1,227	0	45	45
Unique Zones: 1		1,207	0.70	10.02	0	45	45

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJkEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 6	
Air Handler #1 - Ue-1 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	Ue-1 Constant Volume - Proportion		
Sensible Heat Ratio:	0.97	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	5pm in August.		
Outdoor Conditions:	91° DB, 80° WB, 138.05 grains		
Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in August at 6pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 25,054.			
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Ventilation controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	1,932 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	241 Btuh	45 CFM	
Supply Duct sensible loss:	184 Btuh		
Return Duct sensible loss:	92 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			2,449 Btuh
Heating Supply Air: $2,116 / (.993 \times 1.08 \times 23) =$		86 CFM	
Winter Vent Outside Air (52.5% of supply) =		45 CFM	
Zone space sensible gain:	24,920 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			24,920 Btuh
Cooling Supply Air: $25,054 / (.993 \times 1.1 \times 19) =$		1,227 CFM	
Summer Vent Outside Air (3.7% of supply) =		45 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	885 Btuh	45 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			885 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			25,805 Btuh
Zone space latent gain:	672 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	2,363 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			3,035 Btuh
Total system sensible and latent gain:			28,841 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 19° TD):		1,227 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (3.67% of Supply):		45 CFM	
Total Conditioned Air Space:		123 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		10.0162 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		50.9884 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0196 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		19.99 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		2,449 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		2.40 Tons	

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program				Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell				Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 7			
Air Handler #2 - Ue-2 - 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
2	Sum	256	2,509	18,236	5,250	Direct	Direct
	8pm August	25	141	684	0	141	141
		2,525	0.55	2.67	0	141	141
	Zone Peak Totals:	256	2,509	18,236	5,250		
	Total Zones: 1	25	141	684	0	141	141
	Unique Zones: 1	2,525	0.55	2.67	0	141	141

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program pReJKEr Hell		Elite Software Development, Inc. Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 8																																																																																																																																
Air Handler #2 - Ue-2 - Total Load Summary																																																																																																																																		
Air Handler Description: Ue-2 Constant Volume - Proportion Sensible Heat Ratio: 0.80 --- This system occurs 1 time(s) in the building. ---																																																																																																																																		
Air System Peak Time: 5pm in August. Outdoor Conditions: 91° DB, 80° WB, 138.05 grains																																																																																																																																		
Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in August at 8pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 16,924.																																																																																																																																		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Ventilation controls outside air.																																																																																																																																		
<table style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width:30%;">Zone Space sensible loss:</td> <td style="width:20%;">2,509 Btuh</td> <td style="width:20%;"></td> <td style="width:30%;"></td> </tr> <tr> <td>Infiltration sensible loss:</td> <td>0 Btuh</td> <td>0 CFM</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Outside Air sensible loss:</td> <td>756 Btuh</td> <td>141 CFM</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Supply Duct sensible loss:</td> <td>0 Btuh</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Return Duct sensible loss:</td> <td>0 Btuh</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Return Plenum sensible loss:</td> <td>0 Btuh</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Total System sensible loss:</td> <td></td> <td></td> <td style="text-align: right;">3,266 Btuh</td> </tr> <tr> <td colspan="4"> </td> </tr> <tr> <td>Heating Supply Air: 2,509 / (.993 X 1.08 X 17) =</td> <td></td> <td>141 CFM</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Winter Vent Outside Air (100.0% of supply) =</td> <td></td> <td>141 CFM</td> <td></td> </tr> <tr> <td colspan="4"> </td> </tr> <tr> <td>Zone space sensible gain:</td> <td>16,645 Btuh</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Infiltration sensible gain:</td> <td>0 Btuh</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Draw-thru fan sensible gain:</td> <td>0 Btuh</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Supply duct sensible gain:</td> <td>0 Btuh</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Total sensible gain on supply side of coil:</td> <td></td> <td></td> <td style="text-align: right;">16,645 Btuh</td> </tr> <tr> <td colspan="4"> </td> </tr> <tr> <td>Cooling Supply Air: 16,924 / (.993 X 1.1 X 23) =</td> <td></td> <td>684 CFM</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Summer Vent Outside Air (20.6% of supply) =</td> <td></td> <td>141 CFM</td> <td></td> </tr> <tr> <td colspan="4"> </td> </tr> <tr> <td>Return duct sensible gain:</td> <td>0 Btuh</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Return plenum sensible gain:</td> <td>0 Btuh</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Outside air sensible gain:</td> <td>2,773 Btuh</td> <td>141 CFM</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Blow-thru fan sensible gain:</td> <td>0 Btuh</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Total sensible gain on return side of coil:</td> <td></td> <td></td> <td style="text-align: right;">2,773 Btuh</td> </tr> <tr> <td>Total sensible gain on air handling system:</td> <td></td> <td></td> <td style="text-align: right;">19,419 Btuh</td> </tr> <tr> <td colspan="4"> </td> </tr> <tr> <td>Zone space latent gain:</td> <td>4,200 Btuh</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Infiltration latent gain:</td> <td>0 Btuh</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Outside air latent gain:</td> <td>7,405 Btuh</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Total latent gain on air handling system:</td> <td></td> <td></td> <td style="text-align: right;">11,605 Btuh</td> </tr> <tr> <td>Total system sensible and latent gain:</td> <td></td> <td></td> <td style="text-align: right;">31,023 Btuh</td> </tr> </table>			Zone Space sensible loss:	2,509 Btuh			Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM		Outside Air sensible loss:	756 Btuh	141 CFM		Supply Duct sensible loss:	0 Btuh			Return Duct sensible loss:	0 Btuh			Return Plenum sensible loss:	0 Btuh			Total System sensible loss:			3,266 Btuh					Heating Supply Air: 2,509 / (.993 X 1.08 X 17) =		141 CFM		Winter Vent Outside Air (100.0% of supply) =		141 CFM						Zone space sensible gain:	16,645 Btuh			Infiltration sensible gain:	0 Btuh			Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh			Supply duct sensible gain:	0 Btuh			Total sensible gain on supply side of coil:			16,645 Btuh					Cooling Supply Air: 16,924 / (.993 X 1.1 X 23) =		684 CFM		Summer Vent Outside Air (20.6% of supply) =		141 CFM						Return duct sensible gain:	0 Btuh			Return plenum sensible gain:	0 Btuh			Outside air sensible gain:	2,773 Btuh	141 CFM		Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh			Total sensible gain on return side of coil:			2,773 Btuh	Total sensible gain on air handling system:			19,419 Btuh					Zone space latent gain:	4,200 Btuh			Infiltration latent gain:	0 Btuh			Outside air latent gain:	7,405 Btuh			Total latent gain on air handling system:			11,605 Btuh	Total system sensible and latent gain:			31,023 Btuh
Zone Space sensible loss:	2,509 Btuh																																																																																																																																	
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM																																																																																																																																
Outside Air sensible loss:	756 Btuh	141 CFM																																																																																																																																
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh																																																																																																																																	
Return Duct sensible loss:	0 Btuh																																																																																																																																	
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh																																																																																																																																	
Total System sensible loss:			3,266 Btuh																																																																																																																															
Heating Supply Air: 2,509 / (.993 X 1.08 X 17) =		141 CFM																																																																																																																																
Winter Vent Outside Air (100.0% of supply) =		141 CFM																																																																																																																																
Zone space sensible gain:	16,645 Btuh																																																																																																																																	
Infiltration sensible gain:	0 Btuh																																																																																																																																	
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh																																																																																																																																	
Supply duct sensible gain:	0 Btuh																																																																																																																																	
Total sensible gain on supply side of coil:			16,645 Btuh																																																																																																																															
Cooling Supply Air: 16,924 / (.993 X 1.1 X 23) =		684 CFM																																																																																																																																
Summer Vent Outside Air (20.6% of supply) =		141 CFM																																																																																																																																
Return duct sensible gain:	0 Btuh																																																																																																																																	
Return plenum sensible gain:	0 Btuh																																																																																																																																	
Outside air sensible gain:	2,773 Btuh	141 CFM																																																																																																																																
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh																																																																																																																																	
Total sensible gain on return side of coil:			2,773 Btuh																																																																																																																															
Total sensible gain on air handling system:			19,419 Btuh																																																																																																																															
Zone space latent gain:	4,200 Btuh																																																																																																																																	
Infiltration latent gain:	0 Btuh																																																																																																																																	
Outside air latent gain:	7,405 Btuh																																																																																																																																	
Total latent gain on air handling system:			11,605 Btuh																																																																																																																															
Total system sensible and latent gain:			31,023 Btuh																																																																																																																															
Check Figures																																																																																																																																		
Total Air Handler Supply Air (based on a 23° TD): 684 CFM Total Air Handler Vent. Air (20.63% of Supply): 141 CFM																																																																																																																																		
Total Conditioned Air Space: 256 Sq.ft Supply Air Per Unit Area: 2.6669 CFM/Sq.ft Area Per Cooling Capacity: 99.1462 Sq.ft/Ton Cooling Capacity Per Area: 0.0101 Tons/Sq.ft Heating Capacity Per Area: 12.74 Btuh/Sq.ft																																																																																																																																		
Total Heating Required With Outside Air: 3,266 Btuh Total Cooling Required With Outside Air: 2.59 Tons																																																																																																																																		

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program				Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell				Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 9			
Air Handler #3 - Ue-3 - 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
3	Cuarto Servicio 6pm September	145 4 1,430	1,802 73 0.50	25,580 1,243 8.56	840 0 0	Direct 38 38	Direct 38 38
	Zone Peak Totals:	145	1,802	25,580	840		
	Total Zones: 1	4	73	1,243	0	38	38
	Unique Zones: 1	1,430	0.50	8.56	0	38	38

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJkEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 10	
Air Handler #3 - Ue-3 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	Ue-3 Constant Volume - Proportion		
Sensible Heat Ratio:	0.97	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	5pm in September.		
Outdoor Conditions:	91° DB, 80° WB, 138.05 grains		
Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in September at 6pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 25,370.			
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Ventilation controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	1,802 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	204 Btuh	38 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			2,006 Btuh
Heating Supply Air:	$1,802 / (.993 \times 1.08 \times 23) =$	73 CFM	
Winter Vent Outside Air (52.0% of supply) =		38 CFM	
Zone space sensible gain:	25,293 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			25,293 Btuh
Cooling Supply Air:	$25,370 / (.993 \times 1.1 \times 19) =$	1,243 CFM	
Summer Vent Outside Air (3.1% of supply) =		38 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	747 Btuh	38 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			747 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			26,041 Btuh
Zone space latent gain:	672 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	1,996 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			2,668 Btuh
Total system sensible and latent gain:			28,708 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 19° TD):		1,243 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (3.06% of Supply):		38 CFM	
Total Conditioned Air Space:		145 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		8.5619 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		60.6946 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0165 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		13.81 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		2,006 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		2.39 Tons	

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program				Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell				Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 11			
Air Handler #4 - Ue-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	Habitacion 2	114	2,009	6,043	420	Direct	Direct
	6pm September	2	81	284	0	17	17
		1,124	0.71	2.49	0	17	17
	Zone Peak Totals:	114	2,009	6,043	420		
	Total Zones: 1	2	81	284	0	17	17
	Unique Zones: 1	1,124	0.71	2.49	0	17	17

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJKEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 12	
Air Handler #4 - Ue-4 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	Ue-4 Constant Volume - Proportion		
Sensible Heat Ratio:	0.95	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	6pm in September.		
Outdoor Conditions:	89° DB, 79° WB, 135.29 grains		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Ventilation controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	2,009 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	91 Btuh	17 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			2,100 Btuh
Heating Supply Air:	2,009 / (.993 X 1.08 X 23) =	81 CFM	
Winter Vent Outside Air (20.9% of supply) =		17 CFM	
Zone space sensible gain:	5,938 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			5,938 Btuh
Cooling Supply Air:	5,938 / (.993 X 1.1 X 19) =	284 CFM	
Summer Vent Outside Air (6.0% of supply) =		17 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	297 Btuh	17 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			297 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			6,235 Btuh
Zone space latent gain:	336 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	852 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			1,188 Btuh
Total system sensible and latent gain:			7,423 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 19° TD):		284 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (5.98% of Supply):		17 CFM	
Total Conditioned Air Space:		114 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		2.4934 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		184.3980 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0054 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		18.41 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		2,100 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.62 Tons	

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program				Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell				Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 13			
Air Handler #5 - Ue-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	Habitación 1	114	2,009	6,043	420	Direct	Direct
	6pm September	2	81	284	0	17	17
		1,124	0.71	2.49	0	17	17
	Zone Peak Totals:	114	2,009	6,043	420		
	Total Zones: 1	2	81	284	0	17	17
	Unique Zones: 1	1,124	0.71	2.49	0	17	17

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJKEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 14	
Air Handler #5 - Ue-5 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	Ue-5 Constant Volume - Proportion		
Sensible Heat Ratio:	0.95	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	6pm in September.		
Outdoor Conditions:	89° DB, 79° WB, 135.29 grains		
Summer: Ventilation controls outside air, ----- Winter: Ventilation controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	2,009 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	91 Btuh	17 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			2,100 Btuh
Heating Supply Air:	2,009 / (.993 X 1.08 X 23) =	81 CFM	
Winter Vent Outside Air (20.9% of supply) =		17 CFM	
Zone space sensible gain:	5,938 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			5,938 Btuh
Cooling Supply Air:	5,938 / (.993 X 1.1 X 19) =	284 CFM	
Summer Vent Outside Air (6.0% of supply) =		17 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	297 Btuh	17 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			297 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			6,235 Btuh
Zone space latent gain:	336 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	852 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			1,188 Btuh
Total system sensible and latent gain:			7,423 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 19° TD):		284 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (5.98% of Supply):		17 CFM	
Total Conditioned Air Space:		114 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		2.4934 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		184.3980 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0054 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		18.41 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		2,100 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.62 Tons	

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program				Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell				Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 15			
Air Handler #6 - Ue-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	Recepción 9pm September	120 4 1,181	1,413 57 0.48	6,583 294 2.45	840 0 0	Direct 38 38	Direct 38 38
	Zone Peak Totals:	120	1,413	6,583	840		
	Total Zones: 1	4	57	294	0	38	38
	Unique Zones: 1	1,181	0.48	2.45	0	38	38

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJkEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 16	
Air Handler #6 - Ue-6 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	Ue-6 Constant Volume - Proportion		
Sensible Heat Ratio:	0.90	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	7pm in September.		
Outdoor Conditions:	87° DB, 79° WB, 136.64 grains		
Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in September at 9pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 6,373.			
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Ventilation controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	1,413 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	204 Btuh	38 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			1,617 Btuh
Heating Supply Air:	1,413 / (.993 X 1.08 X 23) =	57 CFM	
Winter Vent Outside Air (66.4% of supply) =		38 CFM	
Zone space sensible gain:	6,301 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			6,301 Btuh
Cooling Supply Air:	6,373 / (.993 X 1.1 X 20) =	294 CFM	
Summer Vent Outside Air (12.9% of supply) =		38 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	581 Btuh	38 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			581 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			6,882 Btuh
Zone space latent gain:	672 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	1,989 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			2,661 Btuh
Total system sensible and latent gain:			9,543 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 20° TD):		294 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (12.94% of Supply):		38 CFM	
Total Conditioned Air Space:		120 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		2.4484 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		150.7701 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0066 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		13.49 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		1,617 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.80 Tons	

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program				Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell				Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 17			
Air Handler #7 - Ue-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	Habitación 3-8-13	93	1,575	6,640	420	Direct	Direct
	6pm September	2	64	314	0	19	19
		917	0.69	3.37	0	19	19
	Zone Peak Totals:	93	1,575	6,640	420		
	Total Zones: 1	2	64	314	0	19	19
	Unique Zones: 1	917	0.69	3.37	0	19	19

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJKEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 18	
Air Handler #7 - Ue-7 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	Ue-7 Constant Volume - Proportion		
Sensible Heat Ratio:	0.95	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	6pm in September.		
Outdoor Conditions:	89° DB, 79° WB, 135.29 grains		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Ventilation controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	1,575 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	102 Btuh	19 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			1,677 Btuh
Heating Supply Air:	1,575 / (.993 X 1.08 X 23) =	64 CFM	
Winter Vent Outside Air (29.8% of supply) =		19 CFM	
Zone space sensible gain:	6,535 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			6,535 Btuh
Cooling Supply Air:	6,535 / (.993 X 1.1 X 19) =	314 CFM	
Summer Vent Outside Air (6.0% of supply) =		19 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	332 Btuh	19 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			332 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			6,867 Btuh
Zone space latent gain:	336 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	952 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			1,288 Btuh
Total system sensible and latent gain:			8,155 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 19° TD):		314 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (6.05% of Supply):		19 CFM	
Total Conditioned Air Space:		93 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		3.3745 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		137.0293 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0073 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		18.01 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		1,677 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.68 Tons	

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program				Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell				Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 19			
Air Handler #8 - Ue-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	Habitación 4-9-14 6pm September	114 2 1,119	2,007 81 0.72	6,038 284 2.50	420 0 0	Direct 20 20	Direct 20 20
Zone Peak Totals:		114	2,007	6,038	420		
Total Zones: 1		2	81	284	0	20	20
Unique Zones: 1		1,119	0.72	2.50	0	20	20

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJkEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 20	
Air Handler #8 - Ue-8 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	Ue-8 Constant Volume - Proportion		
Sensible Heat Ratio:	0.95	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	5pm in September.		
Outdoor Conditions:	91° DB, 80° WB, 138.05 grains		
Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in September at 6pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 5,933.			
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Ventilation controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	2,007 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	107 Btuh	20 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			2,114 Btuh
Heating Supply Air: $2,007 / (.993 \times 1.08 \times 23) =$		81 CFM	
Winter Vent Outside Air (24.6% of supply) =		20 CFM	
Zone space sensible gain:	5,842 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			5,842 Btuh
Cooling Supply Air: $5,933 / (.993 \times 1.1 \times 19) =$		284 CFM	
Summer Vent Outside Air (7.0% of supply) =		20 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	393 Btuh	20 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			393 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			6,236 Btuh
Zone space latent gain:	336 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	1,050 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			1,386 Btuh
Total system sensible and latent gain:			7,622 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 19° TD):		284 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (7.04% of Supply):		20 CFM	
Total Conditioned Air Space:		114 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		2.5008 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		178.9083 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0056 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		18.61 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		2,114 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.64 Tons	

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program				Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell				Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 21			
Air Handler #9 - Ue-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	Habitación 5-10-15 6pm September	89 2 872	1,915 78 0.88	5,780 271 3.06	420 0 0	Direct 18 18	Direct 18 18
	Zone Peak Totals:	89	1,915	5,780	420		
	Total Zones: 1	2	78	271	0	18	18
	Unique Zones: 1	872	0.88	3.06	0	18	18

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJKEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 22	
Air Handler #9 - Ue-9 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	Ue-9 Constant Volume - Proportion		
Sensible Heat Ratio:	0.94	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	6pm in September.		
Outdoor Conditions:	89° DB, 79° WB, 135.29 grains		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Ventilation controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	1,915 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	97 Btuh	18 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			2,012 Btuh
Heating Supply Air: $1,915 / (.993 \times 1.08 \times 23) =$		78 CFM	
Winter Vent Outside Air (23.2% of supply) =		18 CFM	
Zone space sensible gain:	5,675 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			5,675 Btuh
Cooling Supply Air: $5,675 / (.993 \times 1.1 \times 19) =$		271 CFM	
Summer Vent Outside Air (6.6% of supply) =		18 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	315 Btuh	18 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			315 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			5,989 Btuh
Zone space latent gain:	336 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	902 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			1,238 Btuh
Total system sensible and latent gain:			7,228 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 19° TD):		271 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (6.64% of Supply):		18 CFM	
Total Conditioned Air Space:		89 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		3.0634 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		147.0182 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0068 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		22.72 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		2,012 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.60 Tons	

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program				Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell				Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 23			
Air Handler #10 - Ue-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	Habitación 6-11-16	89	1,915	5,780	420	Direct	Direct
	6pm September	2	78	271	0	18	18
		872	0.88	3.06	0	18	18
	Zone Peak Totals:	89	1,915	5,780	420		
	Total Zones: 1	2	78	271	0	18	18
	Unique Zones: 1	872	0.88	3.06	0	18	18

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJKEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 24	
Air Handler #10 - Ue-10 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	Ue-10 Constant Volume - Proportion		
Sensible Heat Ratio:	0.94	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	6pm in September.		
Outdoor Conditions:	89° DB, 79° WB, 135.29 grains		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Ventilation controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	1,915 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	97 Btuh	18 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			2,012 Btuh
Heating Supply Air: $1,915 / (.993 \times 1.08 \times 23) =$		78 CFM	
Winter Vent Outside Air (23.2% of supply) =		18 CFM	
Zone space sensible gain:	5,675 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			5,675 Btuh
Cooling Supply Air: $5,675 / (.993 \times 1.1 \times 19) =$		271 CFM	
Summer Vent Outside Air (6.6% of supply) =		18 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	315 Btuh	18 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			315 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			5,989 Btuh
Zone space latent gain:	336 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	902 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			1,238 Btuh
Total system sensible and latent gain:			7,228 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 19° TD):		271 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (6.64% of Supply):		18 CFM	
Total Conditioned Air Space:		89 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		3.0634 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		147.0182 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0068 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		22.72 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		2,012 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.60 Tons	

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program				Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell				Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 25			
Air Handler #11 - Ue-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	Habitación 7-12-17 8pm August	192 3 1,887	2,354 95 0.50	8,962 422 2.20	630 0 0	Direct 29 29	Direct 29 29
	Zone Peak Totals:	192	2,354	8,962	630		
	Total Zones: 1	3	95	422	0	29	29
	Unique Zones: 1	1,887	0.50	2.20	0	29	29

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJkEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 26	
Air Handler #11 - Ue-11 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	Ue-11 Constant Volume - Proportion		
Sensible Heat Ratio:	0.95	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	7pm in August.		
Outdoor Conditions:	87° DB, 79° WB, 136.64 grains		
Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in August at 8pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 8,805.			
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Ventilation controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	2,354 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	156 Btuh	29 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			2,510 Btuh
Heating Supply Air:	2,354 / (.993 X 1.08 X 23) =	95 CFM	
Winter Vent Outside Air (30.4% of supply) =		29 CFM	
Zone space sensible gain:	8,778 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			8,778 Btuh
Cooling Supply Air:	8,805 / (.993 X 1.1 X 19) =	422 CFM	
Summer Vent Outside Air (6.9% of supply) =		29 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	444 Btuh	29 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			444 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			9,222 Btuh
Zone space latent gain:	504 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	1,518 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			2,022 Btuh
Total system sensible and latent gain:			11,244 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 19° TD):		422 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (6.88% of Supply):		29 CFM	
Total Conditioned Air Space:		192 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		2.2007 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		204.4265 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0049 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		13.10 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		2,510 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.94 Tons	

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program				Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell				Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 27			
Air Handler #12 - Ue-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	Habitación 18 6pm September	93 2 917	1,390 56 0.60	7,291 347 3.72	420 0 0	Direct 19 19	Direct 19 19
	Zone Peak Totals:	93	1,390	7,291	420		
	Total Zones: 1	2	56	347	0	19	19
	Unique Zones: 1	917	0.60	3.72	0	19	19

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJKEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 28	
Air Handler #12 - Ue-12 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	Ue-12 Constant Volume - Proportion		
Sensible Heat Ratio:	0.96	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	6pm in September.		
Outdoor Conditions:	89° DB, 79° WB, 135.29 grains		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Ventilation controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	1,390 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	102 Btuh	19 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			1,492 Btuh
Heating Supply Air:	1,390 / (.993 X 1.08 X 23) =	56 CFM	
Winter Vent Outside Air (33.7% of supply) =		19 CFM	
Zone space sensible gain:	7,186 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			7,186 Btuh
Cooling Supply Air:	7,186 / (.993 X 1.1 X 19) =	347 CFM	
Summer Vent Outside Air (5.5% of supply) =		19 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	332 Btuh	19 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			332 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			7,519 Btuh
Zone space latent gain:	336 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	952 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			1,288 Btuh
Total system sensible and latent gain:			8,807 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 19° TD):		347 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (5.48% of Supply):		19 CFM	
Total Conditioned Air Space:		93 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		3.7245 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		126.8856 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0079 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		16.02 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		1,492 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.73 Tons	

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program				Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell				Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 29			
Air Handler #13 - Ue-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	Habitación 19 6pm September	114 2 1,119	1,782 72 0.64	6,834 324 2.85	420 0 0	Direct 20 20	Direct 20 20
	Zone Peak Totals:	114	1,782	6,834	420		
	Total Zones: 1	2	72	324	0	20	20
	Unique Zones: 1	1,119	0.64	2.85	0	20	20

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJKEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 30	
Air Handler #13 - Ue-13 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	Ue-13 Constant Volume - Proportion		
Sensible Heat Ratio:	0.95	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	6pm in September.		
Outdoor Conditions:	89° DB, 79° WB, 135.29 grains		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Ventilation controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	1,782 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	107 Btuh	20 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			1,889 Btuh
Heating Supply Air:	1,782 / (.993 X 1.08 X 23) =	72 CFM	
Winter Vent Outside Air (27.7% of supply) =		20 CFM	
Zone space sensible gain:	6,729 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			6,729 Btuh
Cooling Supply Air:	6,729 / (.993 X 1.1 X 19) =	324 CFM	
Summer Vent Outside Air (6.2% of supply) =		20 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	350 Btuh	20 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			350 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			7,078 Btuh
Zone space latent gain:	336 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	1,002 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			1,338 Btuh
Total system sensible and latent gain:			8,417 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 19° TD):		324 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (6.17% of Supply):		20 CFM	
Total Conditioned Air Space:		114 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		2.8507 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		162.0134 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0062 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		16.62 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		1,889 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.70 Tons	

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program				Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell				Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 31			
Air Handler #14 - Ue-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	Habitación 20 6pm September	89 2 872	1,739 70 0.80	6,400 302 3.41	420 0 0	Direct 18 18	Direct 18 18
	Zone Peak Totals:	89	1,739	6,400	420		
	Total Zones: 1	2	70	302	0	18	18
	Unique Zones: 1	872	0.80	3.41	0	18	18

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJKEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 32	
Air Handler #14 - Ue-14 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	Ue-14 Constant Volume - Proportion		
Sensible Heat Ratio:	0.95	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	6pm in September.		
Outdoor Conditions:	89° DB, 79° WB, 135.29 grains		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Ventilation controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	1,739 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	97 Btuh	18 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			1,836 Btuh
Heating Supply Air: $1,739 / (.993 \times 1.08 \times 23) =$		70 CFM	
Winter Vent Outside Air (25.5% of supply) =		18 CFM	
Zone space sensible gain:	6,295 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			6,295 Btuh
Cooling Supply Air: $6,295 / (.993 \times 1.1 \times 19) =$		302 CFM	
Summer Vent Outside Air (6.0% of supply) =		18 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	315 Btuh	18 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			315 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			6,609 Btuh
Zone space latent gain:	336 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	902 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			1,238 Btuh
Total system sensible and latent gain:			7,847 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 19° TD):		302 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (5.96% of Supply):		18 CFM	
Total Conditioned Air Space:		89 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		3.4134 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		135.4043 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0074 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		20.73 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		1,836 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.65 Tons	

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program				Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell				Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 33			
Air Handler #15 - Ue-15 - 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
15	Habitación 21	89	1,739	6,400	420	Direct	Direct
	6pm September	2	70	302	0	18	18
		872	0.80	3.41	0	18	18
	Zone Peak Totals:	89	1,739	6,400	420		
	Total Zones: 1	2	70	302	0	18	18
	Unique Zones: 1	872	0.80	3.41	0	18	18

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJKEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 34	
Air Handler #15 - Ue-15 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	Ue-15 Constant Volume - Proportion		
Sensible Heat Ratio:	0.95	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	6pm in September.		
Outdoor Conditions:	89° DB, 79° WB, 135.29 grains		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Ventilation controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	1,739 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	97 Btuh	18 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			1,836 Btuh
Heating Supply Air: $1,739 / (.993 \times 1.08 \times 23) =$		70 CFM	
Winter Vent Outside Air (25.5% of supply) =		18 CFM	
Zone space sensible gain:	6,295 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			6,295 Btuh
Cooling Supply Air: $6,295 / (.993 \times 1.1 \times 19) =$		302 CFM	
Summer Vent Outside Air (6.0% of supply) =		18 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	315 Btuh	18 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			315 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			6,609 Btuh
Zone space latent gain:	336 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	902 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			1,238 Btuh
Total system sensible and latent gain:			7,847 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 19° TD):		302 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (5.96% of Supply):		18 CFM	
Total Conditioned Air Space:		89 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		3.4134 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		135.4043 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0074 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		20.73 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		1,836 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.65 Tons	

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program				Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell				Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 35			
Air Handler #16 - Ue-16 - 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
16	Habitación 22 8pm August	192 3 1,887	2,678 109 0.57	11,126 530 2.77	630 0 0	Direct 29 29	Direct 29 29
Zone Peak Totals:		192	2,678	11,126	630		
Total Zones: 1		3	109	530	0	29	29
Unique Zones: 1		1,887	0.57	2.77	0	29	29

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJKEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 36	
Air Handler #16 - Ue-16 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	Ue-16 Constant Volume - Proportion		
Sensible Heat Ratio:	0.96	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	7pm in August.		
Outdoor Conditions:	87° DB, 79° WB, 136.64 grains		
Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in August at 8pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 10,969.			
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Ventilation controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	2,678 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	156 Btuh	29 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			2,834 Btuh
Heating Supply Air: $2,678 / (.993 \times 1.08 \times 23) =$		109 CFM	
Winter Vent Outside Air (26.7% of supply) =		29 CFM	
Zone space sensible gain:	10,907 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			10,907 Btuh
Cooling Supply Air: $10,969 / (.993 \times 1.1 \times 19) =$		530 CFM	
Summer Vent Outside Air (5.5% of supply) =		29 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	444 Btuh	29 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			444 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			11,350 Btuh
Zone space latent gain:	504 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	1,518 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			2,022 Btuh
Total system sensible and latent gain:			13,372 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 19° TD):		530 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (5.47% of Supply):		29 CFM	
Total Conditioned Air Space:		192 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		2.7654 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		171.8875 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0058 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		14.79 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		2,834 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		1.11 Tons	

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program					Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell					Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 37			
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 1-Cocina peaks (sensible) in August at 6pm, Air Handler 1 (Ue-1), Group 1, 11.1 x 11.1, Construction Type: 1 (Light)								
Wall-2-S-C-M	103	0.83	13.2	0.350	477		1.610	167
Wall-3-N-C-M	103	0.83	26.0	0.350	943		1.610	167
Wall-5-W-C-M	98	0.83	23.1	0.350	796		1.610	158
Partition-1-1	252.0615		10/10	0.350	882		3.500	882
Partition-4-1	122.5449		10/10	0.350	429		3.500	429
Gls-W-1-90-Tran	10.8	1.000	16	0.900	155		3.496	38
0%S-0-NS-Solar	10.8	0.960	218	0.610	1,373			
Lights-Prof=1	227	1.000			774			
Equipment-Prof=1	5,050	1.000			17,231	0		
People-Prof=1	4.0	1.000			1,000	800		
Sub-total					24,061	800		1,840
Safety factors:					+5%	+5%		+5%
Total w/ safety factors:					25,264	840		1,932
Zone 2-Sum peaks (sensible) in August at 8pm, Air Handler 2 (Ue-2), Group 1, 16.0 x 16.0, Construction Type: 1 (Light)								
Wall-2-S-C-M	84	0.83	14.8	0.350	436		1.610	135
Wall-3-N-C-M	197	0.83	27.7	0.350	1,911		1.610	317
Wall-4-E-C-M	126	0.83	27.3	0.350	1,204		1.610	203
Partition-1-1	256.3201		10/10	0.350	897		3.500	897
Partition-5-1	239.158		10/10	0.350	837		3.500	837
Lights-Prof=1	474	1.000			1,618			
Equipment-Prof=1	1,235	1.000			4,214	0		
People-Prof=1	25.0	1.000			6,250	5,000		
Sub-total					17,368	5,000		2,390
Safety factors:					+5%	+5%		+5%
Total w/ safety factors:					18,236	5,250		2,509
Zone 3-Cuarto Servicio peaks (sensible) in September at 6pm, Air Handler 3 (Ue-3), Group 1, 12.1 x 12.1, Construction Type: 1 (Light)								
Wall-2-E-C-M	124	0.83	28.1	0.350	1,224		1.610	200
Wall-3-W-C-M	116	0.83	23.1	0.350	942		1.610	187
Partition-1-1	145.2025		10/10	0.350	508		3.500	508
Partition-4-1	226.2545		10/10	0.350	792		3.500	792
Gls-W-1-90-Tran	8.1	1.000	16	0.900	117		3.496	28
0%S-0-NS-Solar	8.1	0.960	235	0.610	1,118			
Lights-Prof=1	269	1.000			917			
Equipment-Prof=1	5,200	1.000			17,743	0		
People-Prof=1	4.0	1.000			1,000	800		
Sub-total					24,361	800		1,716
Safety factors:					+5%	+5%		+5%
Total w/ safety factors:					25,580	840		1,802

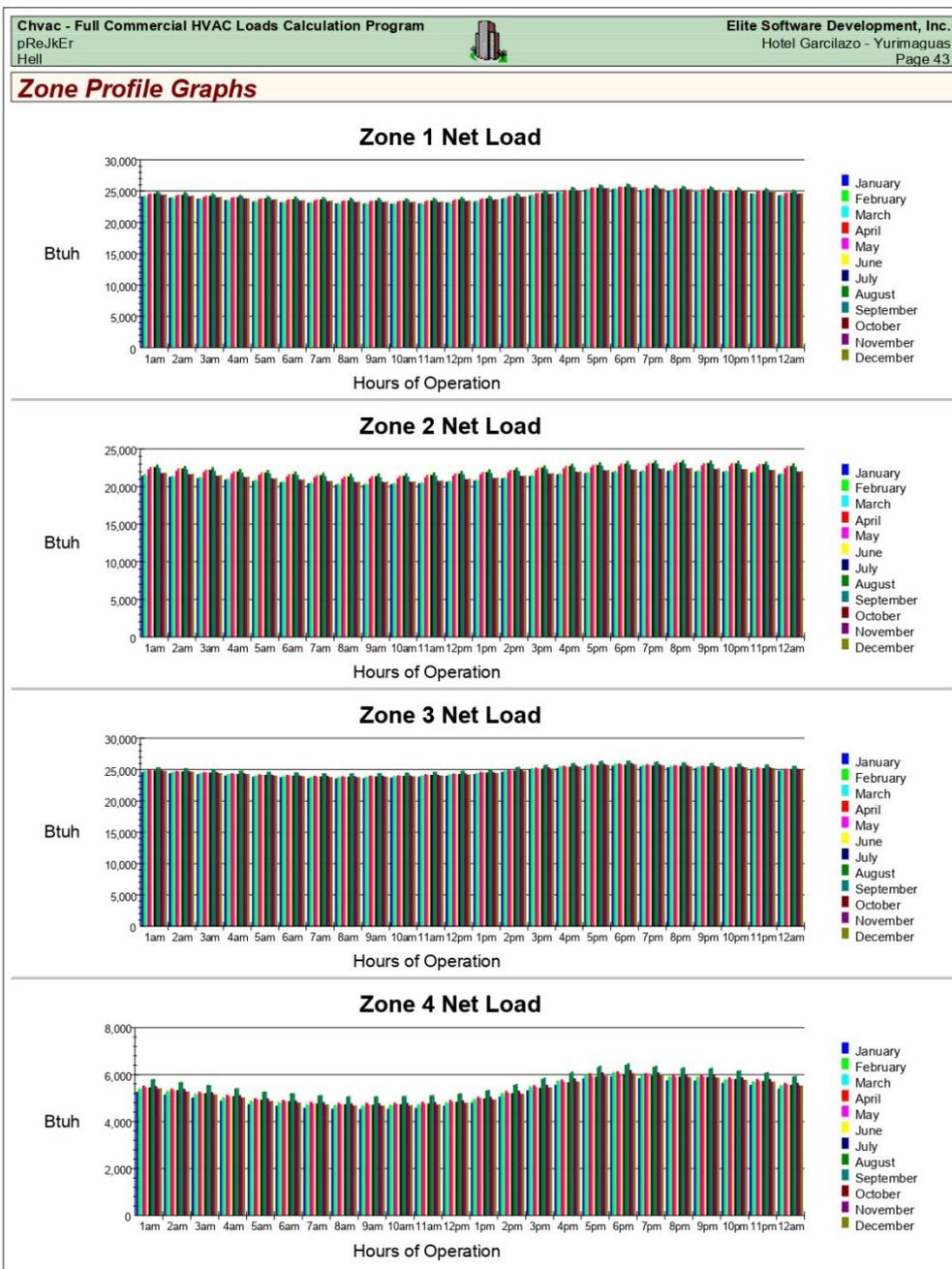
Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program				Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell				Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 38			
Zone Detailed Loads (At Zone Peak Times) (cont'd)							
Zone 4-Habitación 2 peaks (sensible) in September at 6pm, Air Handler 4 (Ue-4), Group 1, 10.7 x 10.7, Construction Type: 1 (Light)							
Wall-2-E-C-M	39	0.83	28.1	0.350	382	1.610	62
Wall-3-W-C-M	118	0.83	23.1	0.350	954	1.610	190
Partition-1-1	114.0624		10/10	0.350	399	3.500	399
Partition-4-1	353.9105		10/10	0.350	1,239	3.500	1,239
Gls-W-1-90-Tran	6.6	1.000	16	0.900	95	3.496	23
0%S-0-NS-Solar	6.6	0.960	235	0.610	903		
Lights-Prof=1	211	1.000			720		
Equipment-Prof=1	165	1.000			563	0	
People-Prof=1	2.0	1.000			500	400	
Sub-total					5,755	400	1,913
Safety factors:					+5%	+5%	+5%
Total w/ safety factors:					6,043	420	2,009
Zone 5-Habitación 1 peaks (sensible) in September at 6pm, Air Handler 5 (Ue-5), Group 1, 10.7 x 10.7, Construction Type: 1 (Light)							
Wall-2-E-C-M	39	0.83	28.1	0.350	382	1.610	62
Wall-3-W-C-M	118	0.83	23.1	0.350	954	1.610	190
Partition-1-1	114.0624		10/10	0.350	399	3.500	399
Partition-4-1	353.9105		10/10	0.350	1,239	3.500	1,239
Gls-W-1-90-Tran	6.6	1.000	16	0.900	95	3.496	23
0%S-0-NS-Solar	6.6	0.960	235	0.610	903		
Lights-Prof=1	211	1.000			720		
Equipment-Prof=1	165	1.000			563	0	
People-Prof=1	2.0	1.000			500	400	
Sub-total					5,755	400	1,913
Safety factors:					+5%	+5%	+5%
Total w/ safety factors:					6,043	420	2,009
Zone 6-Recepción peaks (sensible) in September at 9pm, Air Handler 6 (Ue-6), Group 1, 11.0 x 11.0, Construction Type: 1 (Light)							
Wall-2-S-C-M	113	0.83	15.7	0.350	620	1.610	182
Wall-3-E-C-M	95	0.83	26.5	0.350	882	1.610	153
Wall-4-W-C-M	103	0.83	32.3	0.350	1,168	1.610	167
Partition-1-1	119.9025		10/10	0.350	420	3.500	420
Partition-5-1	113.078		10/10	0.350	396	3.500	396
Gls-E-1-90-Tran	8.2	1.000	10	0.900	74	3.496	29
0%S-0-NS-Solar	8.2	0.960	235	0.100	185		
Lights-Prof=1	222	1.000			757		
Equipment-Prof=1	225	1.000			768	0	
People-Prof=1	4.0	1.000			1,000	800	
Sub-total					6,269	800	1,346
Safety factors:					+5%	+5%	+5%
Total w/ safety factors:					6,583	840	1,413
Zone 7-Habitación 3-8-13 peaks (sensible) in September at 6pm, Air Handler 7 (Ue-7), Group 1, 9.7 x 9.7, Construction Type: 1 (Light)							

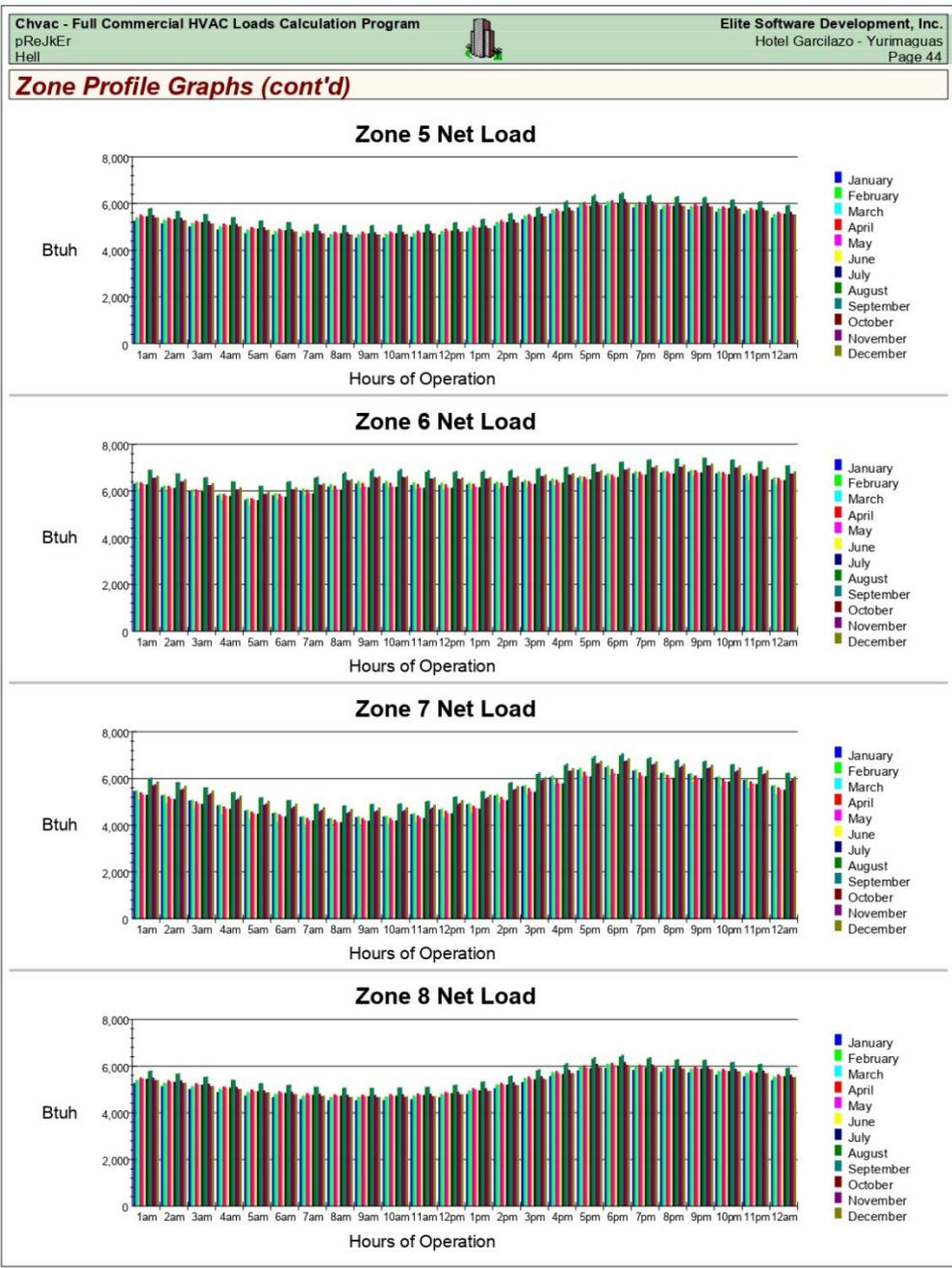
Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program					Elite Software Development, Inc.			
pReJKEr Hell					Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 39			
Zone Detailed Loads (At Zone Peak Times) (cont'd)								
Load Description	Unit Quan	-SC- CFAC	CLTD SHGF	U.Fac -CLF-	Sen. Gain	Lat. Gain	Htg. Mult.	Htg. Loss
Wall-2-S-C-M	162	0.83	13.2	0.350	745		1.610	260
Wall-3-E-C-M	103	0.83	28.1	0.350	1,018		1.610	167
Wall-4-W-C-M	95	0.83	23.1	0.350	771		1.610	153
Partition-1-1	93.12249		10/10	0.350	326		3.500	326
Partition-5-1	161.54		10/10	0.350	565		3.500	565
Gls-W-1-90-Tran	8.2	1.000	16	0.900	118		3.496	29
0%S-0-NS-Solar	8.2	0.960	235	0.610	1,128			
Lights-Prof=1	172	1.000			588			
Equipment-Prof=1	165	1.000			563	0		
People-Prof=1	2.0	1.000			500	400		
Sub-total					6,323	400		1,500
Safety factors:					+5%	+5%		+5%
Total w/ safety factors:					6,640	420		1,575
Zone 8-Habitación 4-9-14 peaks (sensible) in September at 6pm, Air Handler 8 (Ue-8), Group 1, 10.7 x 10.7, Construction Type: 1 (Light)								
Wall-2-E-C-M	39	0.83	28.1	0.350	382		1.610	62
Wall-3-W-C-M	118	0.83	23.1	0.350	954		1.610	190
Partition-1-1	113.6356		10/10	0.350	398		3.500	398
Partition-4-1	353.9105		10/10	0.350	1,239		3.500	1,239
Gls-W-1-90-Tran	6.6	1.000	16	0.900	95		3.496	23
0%S-0-NS-Solar	6.6	0.960	235	0.610	903			
Lights-Prof=1	210	1.000			717			
Equipment-Prof=1	165	1.000			563	0		
People-Prof=1	2.0	1.000			500	400		
Sub-total					5,751	400		1,912
Safety factors:					+5%	+5%		+5%
Total w/ safety factors:					6,038	420		2,007
Zone 9-Habitación 5-10-15 peaks (sensible) in September at 6pm, Air Handler 9 (Ue-9), Group 1, 9.4 x 9.4, Construction Type: 1 (Light)								
Wall-2-E-C-M	39	0.83	28.1	0.350	382		1.610	62
Wall-3-W-C-M	118	0.83	23.1	0.350	954		1.610	190
Partition-1-1	88.5481		10/10	0.350	310		3.500	310
Partition-4-1	353.9105		10/10	0.350	1,239		3.500	1,239
Gls-W-1-90-Tran	6.6	1.000	16	0.900	95		3.496	23
0%S-0-NS-Solar	6.6	0.960	235	0.610	903			
Lights-Prof=1	164	1.000			559			
Equipment-Prof=1	165	1.000			563	0		
People-Prof=1	2.0	1.000			500	400		
Sub-total					5,504	400		1,824
Safety factors:					+5%	+5%		+5%
Total w/ safety factors:					5,780	420		1,915
Zone 10-Habitación 6-11-16 peaks (sensible) in September at 6pm, Air Handler 10 (Ue-10), Group 1, 9.4 x 9.4, Construction Type: 1 (Light)								

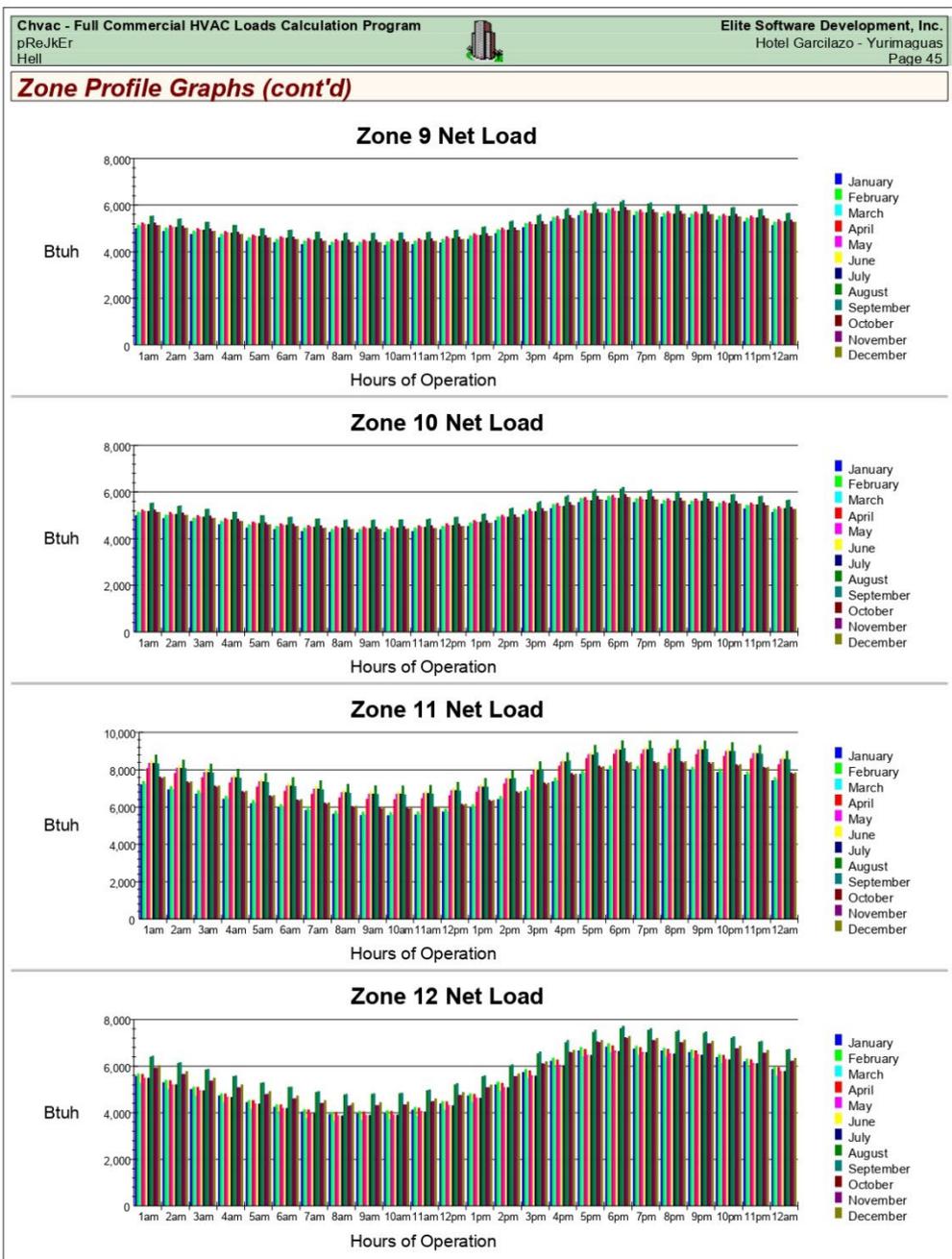
Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program					Elite Software Development, Inc.			
pReJKEr Hell					Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 40			
Zone Detailed Loads (At Zone Peak Times) (cont'd)								
Load Description	Unit Quan	-SC- CFAC	CLTD SHGF	U.Fac -CLF-	Sen. Gain	Lat. Gain	Htg. Mult.	Htg. Loss
Wall-2-E-C-M	39	0.83	28.1	0.350	382		1.610	62
Wall-3-W-C-M	118	0.83	23.1	0.350	954		1.610	190
Partition-1-1	88.5481		10/10	0.350	310		3.500	310
Partition-4-1	353.9105		10/10	0.350	1,239		3.500	1,239
Gls-W-1-90-Tran	6.6	1.000	16	0.900	95		3.496	23
0%S-0-NS-Solar	6.6	0.960	235	0.610	903			
Lights-Prof=1	164	1.000			559			
Equipment-Prof=1	165	1.000			563	0		
People-Prof=1	2.0	1.000			500	400		
Sub-total					5,504	400		1,824
Safety factors:					+5%	+5%		+5%
Total w/ safety factors:					5,780	420		1,915
Zone 11-Habitación 7-12-17 peaks (sensible) in August at 8pm, Air Handler 11 (Ue-11), Group 1, 13.8 x 13.8, Construction Type: 1 (Light)								
Wall-2-S-C-M	84	0.83	14.8	0.350	436		1.610	135
Wall-3-N-C-M	197	0.83	27.7	0.350	1,911		1.610	317
Wall-4-E-C-M	39	0.83	27.3	0.350	371		1.610	62
Wall-5-W-C-M	120	0.83	29.8	0.350	1,246		1.610	192
Partition-1-1	191.5456		10/10	0.350	670		3.500	670
Partition-6-1	240.34		10/10	0.350	841		3.500	841
Gls-W-1-90-Tran	6.6	1.000	12	0.900	71		3.496	23
0%S-0-NS-Solar	6.6	0.960	218	0.340	467			
Lights-Prof=1	354	1.000			1,209			
Equipment-Prof=1	165	1.000			563	0		
People-Prof=1	3.0	1.000			750	600		
Sub-total					8,536	600		2,242
Safety factors:					+5%	+5%		+5%
Total w/ safety factors:					8,962	630		2,354
Zone 12-Habitación 18 peaks (sensible) in September at 6pm, Air Handler 12 (Ue-12), Group 1, 9.7 x 9.7, Construction Type: 1 (Light)								
Roof-1-8-No.Clg-L	93	0.50	29.1	0.350	947		1.610	150
Wall-2-S-C-M	162	0.83	13.2	0.350	745		1.610	260
Wall-3-E-C-M	103	0.83	28.1	0.350	1,018		1.610	167
Wall-4-W-C-M	95	0.83	23.1	0.350	771		1.610	153
Partition-5-1	161.54		10/10	0.350	565		3.500	565
Gls-W-1-90-Tran	8.2	1.000	16	0.900	118		3.496	29
0%S-0-NS-Solar	8.2	0.960	235	0.610	1,128			
Lights-Prof=1	172	1.000			588			
Equipment-Prof=1	165	1.000			563	0		
People-Prof=1	2.0	1.000			500	400		
Sub-total					6,944	400		1,324
Safety factors:					+5%	+5%		+5%
Total w/ safety factors:					7,291	420		1,390

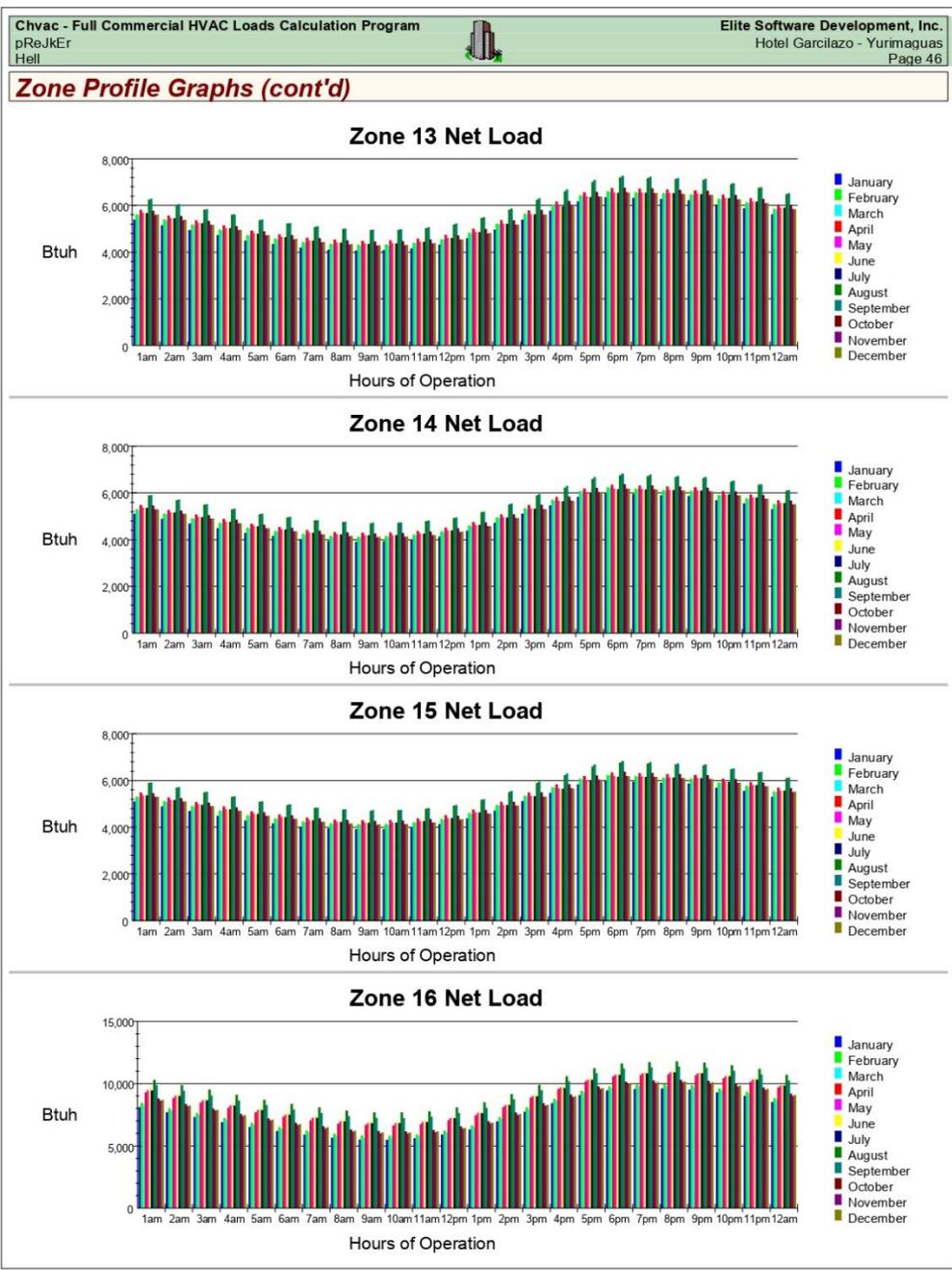
Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program				Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr				Hotel Garcilazo - Yurimaguas			
Hell				Page 41			
Zone Detailed Loads (At Zone Peak Times) (cont'd)							
Zone 13-Habitación 19 peaks (sensible) in September at 6pm, Air Handler 13 (Ue-13), Group 1, 10.7 x 10.7, Construction Type: 1 (Light)							
Roof-1-8-No.Clg-L	114	0.50	29.1	0.350	1,155	1,610	183
Wall-2-E-C-M	39	0.83	28.1	0.350	382	1,610	62
Wall-3-W-C-M	118	0.83	23.1	0.350	954	1,610	190
Partition-4-1	353.9105		10/10	0.350	1,239	3,500	1,239
Gls-W-1-90-Tran	6.6	1.000	16	0.900	95	3,496	23
0%S-0-NS-Solar	6.6	0.960	235	0.610	903		
Lights-Prof=1	210	1.000			717		
Equipment-Prof=1	165	1.000			563	0	
People-Prof=1	2.0	1.000			500	400	
Sub-total					6,508	400	1,697
Safety factors:					+5%	+5%	+5%
Total w/ safety factors:					6,834	420	1,782
Zone 14-Habitación 20 peaks (sensible) in September at 6pm, Air Handler 14 (Ue-14), Group 1, 9.4 x 9.4, Construction Type: 1 (Light)							
Roof-1-8-No.Clg-L	89	0.50	29.1	0.350	900	1,610	143
Wall-2-E-C-M	39	0.83	28.1	0.350	382	1,610	62
Wall-3-W-C-M	118	0.83	23.1	0.350	954	1,610	190
Partition-4-1	353.9105		10/10	0.350	1,239	3,500	1,239
Gls-W-1-90-Tran	6.6	1.000	16	0.900	95	3,496	23
0%S-0-NS-Solar	6.6	0.960	235	0.610	903		
Lights-Prof=1	164	1.000			559		
Equipment-Prof=1	165	1.000			563	0	
People-Prof=1	2.0	1.000			500	400	
Sub-total					6,095	400	1,656
Safety factors:					+5%	+5%	+5%
Total w/ safety factors:					6,400	420	1,739
Zone 15-Habitación 21 peaks (sensible) in September at 6pm, Air Handler 15 (Ue-15), Group 1, 9.4 x 9.4, Construction Type: 1 (Light)							
Roof-1-8-No.Clg-L	89	0.50	29.1	0.350	900	1,610	143
Wall-2-E-C-M	39	0.83	28.1	0.350	382	1,610	62
Wall-3-W-C-M	118	0.83	23.1	0.350	954	1,610	190
Partition-4-1	353.9105		10/10	0.350	1,239	3,500	1,239
Gls-W-1-90-Tran	6.6	1.000	16	0.900	95	3,496	23
0%S-0-NS-Solar	6.6	0.960	235	0.610	903		
Lights-Prof=1	164	1.000			559		
Equipment-Prof=1	165	1.000			563	0	
People-Prof=1	2.0	1.000			500	400	
Sub-total					6,095	400	1,656
Safety factors:					+5%	+5%	+5%
Total w/ safety factors:					6,400	420	1,739
Zone 16-Habitación 22 peaks (sensible) in August at 8pm, Air Handler 16 (Ue-16), Group 1, 13.8 x 13.8, Construction Type: 1 (Light)							
Roof-1-8-No.Clg-L	192	0.50	30.7	0.350	2,061	1,610	308

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program				Elite Software Development, Inc.				
pReJkEr Hell				Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 42				
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
Wall-2-S-C-M	84	0.83	14.8	0.350	436		1.610	135
Wall-3-N-C-M	197	0.83	27.7	0.350	1,911		1.610	317
Wall-4-E-C-M	39	0.83	27.3	0.350	371		1.610	62
Wall-5-W-C-M	120	0.83	29.8	0.350	1,246		1.610	192
Partition-1-1	191.5456		10/10	0.350	670		3.500	670
Partition-6-1	240.34		10/10	0.350	841		3.500	841
Gls-W-1-90-Tran	6.6	1.000	12	0.900	71		3.496	23
0%S-0-NS-Solar	6.6	0.960	218	0.340	467			
Lights-Prof=1	354	1.000			1,209			
Equipment-Prof=1	165	1.000			563	0		
People-Prof=1	3.0	1.000			750	600		
Sub-total					10,596	600		2,550
Safety factors:					+5%	+5%		+5%
Total w/ safety factors:					11,126	630		2,678









Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas	Page 47		
Air System #1 (Ue-1) Psychrometric Analysis					
System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition		59.981		54.322	
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	672	0.810	25,054	18.678	1,227
Sensible Reserve			0	0.000	0
Zone Condition	672	60.791	25,054	73.400	1,227
Return Air Duct			0	0.000	
Return Air Plenum			0	0.000	
Misc Load on Return Side			0	0.000	
Vent Air 45 CFM	2,363	2.850	885	0.660	
Blow-Thru Fan			0	0.000	
Entering Coil Condition	3,035	63.641	25,939	73.660	1,227
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	= 0.993 x	1.10 x	1,227 x (73.660 -	54.322) = 25,939 Btuh
TLH	= 0.993 x	0.68 x	1,227 x (63.641 -	59.981) = 3,035 Btuh
SUM					-----
GTH	= 0.993 x	4.50 x	1,227 x (27.624 -	22.337) = 28,974 Btuh
Total System Load					= 29,010 Btuh
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement					
Cooling GPM	=	29,010 / (10.00 x	500)	= 5.8 GPM
Heating GPM	=	2,449 / (20.00 x	500)	= 0.2 GPM
Steam Req.	=	2,449 /	970		= 2.5 lb./hr
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	73.66		Dry bulb temperature:	68.90	
Wet bulb temperature:	61.74				
Relative humidity:	51.17				
Enthalpy:	27.62 Btu/lbm				
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	54.32		Dry bulb temperature:	95.00	
Wet bulb temperature:	53.50				
Relative humidity:	95.00				
Enthalpy:	22.34 Btu/lbm				

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 48			
Air System #1 (Ue-1) Psychrometric Analysis (G)					
System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition		59.981		54.322	
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	672	0.810	25,054	18.678	1,227
Sensible Reserve			0	0.000	0
Zone Condition	672	60.791	25,054	73.400	1,227
Return Air Duct			0	0.000	
Return Air Plenum			0	0.000	
Misc Load on Return Side			0	0.000	
Vent Air 45 CFM	2,363	2.850	885	0.660	
Blow-Thru Fan			0	0.000	
Entering Coil Condition	3,035	63.641	25,939	73.660	1,227
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	= 0.993 x	1.10 x	1,227 x (73.660 -	54.322) = 25,939 Btuh
TLH	= 0.993 x	0.68 x	1,227 x (63.641 -	59.981) = 3,035 Btuh
SUM					-----
GTH	= 0.993 x	4.50 x	1,227 x (27.624 -	22.337) = 28,974 Btuh
Total System Load					= 29,010 Btuh
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement					
Cooling GPM	=	29,010 / (10.00 x	500)	= 5.8 GPM
Heating GPM	=	2,449 / (20.00 x	500)	= 0.2 GPM
Steam Req.	=	2,449 /	970		= 2.5 lb./hr
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	73.66		Dry bulb temperature:	68.90	
Wet bulb temperature:	61.74				
Relative humidity:	51.17				
Enthalpy:	27.62 Btu/lbm				
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	54.32		Dry bulb temperature:	95.00	
Wet bulb temperature:	53.50				
Relative humidity:	95.00				
Enthalpy:	22.34 Btu/lbm				

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 49			
Air System #2 (Ue-2) Psychrometric Analysis					
System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition		51.708		50.344	
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	4,200	9.095	16,924	22.656	684
Sensible Reserve			0	0.000	0
Zone Condition	4,200	60.803	16,924	73.400	684
Return Air Duct			0	0.000	
Return Air Plenum			0	0.000	
Misc Load on Return Side			0	0.000	
Vent Air 141 CFM	7,405	16.033	2,773	3.713	
Blow-Thru Fan			0	0.000	
Entering Coil Condition	11,605	76.836	19,697	76.713	684
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 = 0.993 x 1.10 x 684 x (76.713 - 50.344) = 19,697 Btuh					
TLH = 0.993 x 0.68 x 684 x (76.836 - 51.708) = 11,604 Btuh					
SUM = 31,301 Btuh					
GTH = 0.993 x 4.50 x 684 x (30.433 - 20.087) = 31,618 Btuh					
Total System Load = 31,023 Btuh					
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement					
Cooling GPM = 31,618 / (10.00 x 500) = 6.3 GPM					
Heating GPM = 3,266 / (20.00 x 500) = 0.3 GPM					
Steam Req. = 3,266 / 970 = 3.4 lb./hr					
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature: 76.71			Dry bulb temperature: 67.00		
Wet bulb temperature: 65.54					
Relative humidity: 55.63					
Enthalpy: 30.43 Btu/lbm					
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature: 50.34			Dry bulb temperature: 88.59		
Wet bulb temperature: 49.58					
Relative humidity: 95.00					
Enthalpy: 20.09 Btu/lbm					

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 50			
Air System #2 (Ue-2) Psychrometric Analysis (G)					
System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition		51.708		50.344	
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	4,200	9.095	16,924	22.656	684
Sensible Reserve			0	0.000	0
Zone Condition	4,200	60.803	16,924	73.400	684
Return Air Duct			0	0.000	
Return Air Plenum			0	0.000	
Misc Load on Return Side			0	0.000	
Vent Air 141 CFM	7,405	16.033	2,773	3.713	
Blow-Thru Fan			0	0.000	
Entering Coil Condition	11,605	76.836	19,697	76.713	684
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	= 0.993 x	1.10 x	684 x (76.713 -	50.344) = 19,697 Btuh
TLH	= 0.993 x	0.68 x	684 x (76.836 -	51.708) = 11,604 Btuh
SUM					-----
GTH	= 0.993 x	4.50 x	684 x (30.433 -	20.087) = 31,301 Btuh
Total System Load					= 31,618 Btuh
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement					
Cooling GPM	=	31,618 / (10.00 x	500)	= 6.3 GPM
Heating GPM	=	3,266 / (20.00 x	500)	= 0.3 GPM
Steam Req.	=	3,266 /	970		= 3.4 lb./hr
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	76.71	Dry bulb temperature:	67.00		
Wet bulb temperature:	65.54				
Relative humidity:	55.63				
Enthalpy:	30.43 Btu/lbm				
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	50.34	Dry bulb temperature:	88.59		
Wet bulb temperature:	49.58				
Relative humidity:	95.00				
Enthalpy:	20.09 Btu/lbm				

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 51			
Air System #3 (Ue-3) Psychrometric Analysis					
System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition		59.991		54.326	
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	672	0.800	25,370	18.674	1,243
Sensible Reserve			0	0.000	0
Zone Condition	672	60.791	25,370	73.400	1,243
Return Air Duct			0	0.000	
Return Air Plenum			0	0.000	
Misc Load on Return Side			0	0.000	
Vent Air 38 CFM	1,996	2.376	747	0.550	
Blow-Thru Fan			0	0.000	
Entering Coil Condition	2,668	63.167	26,117	73.550	1,243
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 = 0.993 x 1.10 x 1,243 x (73.550 - 54.326) = 26,117 Btuh					
TLH = 0.993 x 0.68 x 1,243 x (63.167 - 59.991) = 2,668 Btuh					
SUM = 28,785 Btuh					
GTH = 0.993 x 4.50 x 1,243 x (27.523 - 22.340) = 28,807 Btuh					
Total System Load = 28,708 Btuh					
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement					
Cooling GPM = 28,807 / (10.00 x 500) = 5.8 GPM					
Heating GPM = 2,006 / (20.00 x 500) = 0.2 GPM					
Steam Req. = 2,006 / 970 = 2.1 lb./hr					
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature: 73.55			Dry bulb temperature: 69.40		
Wet bulb temperature: 61.60					
Relative humidity: 50.97					
Enthalpy: 27.52 Btu/lbm					
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature: 54.33			Dry bulb temperature: 95.00		
Wet bulb temperature: 53.51					
Relative humidity: 95.00					
Enthalpy: 22.34 Btu/lbm					

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.													
pReJkEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 52													
Air System #3 (Ue-3) Psychrometric Analysis (G)															
System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM										
Leaving Coil Condition		59.991		54.326											
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	672	0.800	25,370	18.674	1,243										
Sensible Reserve			0	0.000	0										
Zone Condition	672	60.791	25,370	73.400	1,243										
Return Air Duct			0	0.000											
Return Air Plenum			0	0.000											
Misc Load on Return Side			0	0.000											
Vent Air 38 CFM	1,996	2.376	747	0.550											
Blow-Thru Fan			0	0.000											
Entering Coil Condition	2,668	63.167	26,117	73.550	1,243										
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	=	0.993	x	1.10	x	1,243	x	(73.550	-	54.326)=	26,117	Btuh	
TLH	=	0.993	x	0.68	x	1,243	x	(63.167	-	59.991)=	2,668	Btuh	
SUM	=												28,785	Btuh	
GTH	=	0.993	x	4.50	x	1,243	x	(27.523	-	22.340)=	28,807	Btuh	
Total System Load													=	28,708	Btuh
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement															
Cooling GPM	=	28,807	/	(10.00	x	500)	=	5.8	GPM				
Heating GPM	=	2,006	/	(20.00	x	500)	=	0.2	GPM				
Steam Req.	=	2,006	/	970					=	2.1	lb./hr				
Entering Cooling Coil Conditions						Entering Heating Coil Conditions									
Dry bulb temperature:		73.55				Dry bulb temperature:		69.40							
Wet bulb temperature:		61.60													
Relative humidity:		50.97													
Enthalpy:		27.52	Btu/lbm												
Leaving Cooling Coil Conditions						Leaving Heating Coil Conditions									
Dry bulb temperature:		54.33				Dry bulb temperature:		95.00							
Wet bulb temperature:		53.51													
Relative humidity:		95.00													
Enthalpy:		22.34	Btu/lbm												

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 53			
Air System #4 (Ue-4) Psychrometric Analysis					
System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition		59.041		53.895	
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	336	1.749	5,938	19.105	284
Sensible Reserve			0	0.000	0
Zone Condition	336	60.789	5,938	73.400	284
Return Air Duct			0	0.000	
Return Air Plenum			0	0.000	
Misc Load on Return Side			0	0.000	
Vent Air 17 CFM	852	4.435	297	0.956	
Blow-Thru Fan			0	0.000	
Entering Coil Condition	1,188	65.224	6,235	73.956	284
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	= 0.993 x	1.10 x	284 x (73.956 -	53.895) = 6,235 Btuh
TLH	= 0.993 x	0.68 x	284 x (65.224 -	59.041) = 1,188 Btuh
SUM	= 7,423 Btuh				
GTH	= 0.993 x	4.50 x	284 x (27.943 -	22.087) = 7,446 Btuh
Total System Load	= 7,423 Btuh				
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement					
Cooling GPM	=	7,446 / (10.00 x	500)	= 1.5 GPM
Heating GPM	=	2,100 / (20.00 x	500)	= 0.2 GPM
Steam Req.	=	2,100 /	970		= 2.2 lb./hr
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	73.96	Dry bulb temperature:	70.96		
Wet bulb temperature:	62.19				
Relative humidity:	51.90				
Enthalpy:	27.94 Btu/lbm				
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	53.90	Dry bulb temperature:	95.00		
Wet bulb temperature:	53.08				
Relative humidity:	95.00				
Enthalpy:	22.09 Btu/lbm				

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas	Page 54		
Air System #4 (Ue-4) Psychrometric Analysis (G)					
System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition		59.041		53.895	
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	336	1.749	5,938	19.105	284
Sensible Reserve			0	0.000	0
Zone Condition	336	60.789	5,938	73.400	284
Return Air Duct			0	0.000	
Return Air Plenum			0	0.000	
Misc Load on Return Side			0	0.000	
Vent Air 17 CFM	852	4.435	297	0.956	
Blow-Thru Fan			0	0.000	
Entering Coil Condition	1,188	65.224	6,235	73.956	284
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	= 0.993 x	1.10 x	284 x (73.956 -	53.895) = 6,235 Btuh
TLH	= 0.993 x	0.68 x	284 x (65.224 -	59.041) = 1,188 Btuh
SUM	= 7,423 Btuh				
GTH	= 0.993 x	4.50 x	284 x (27.943 -	22.087) = 7,446 Btuh
Total System Load	= 7,423 Btuh				
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement					
Cooling GPM	=	7,446 / (10.00 x	500)	= 1.5 GPM
Heating GPM	=	2,100 / (20.00 x	500)	= 0.2 GPM
Steam Req.	=	2,100 /	970		= 2.2 lb./hr
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	73.96	Dry bulb temperature:	70.96		
Wet bulb temperature:	62.19				
Relative humidity:	51.90				
Enthalpy:	27.94 Btu/lbm				
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	53.90	Dry bulb temperature:	95.00		
Wet bulb temperature:	53.08				
Relative humidity:	95.00				
Enthalpy:	22.09 Btu/lbm				

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 55			
Air System #5 (Ue-5) Psychrometric Analysis					
System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition		59.041		53.895	
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	336	1.749	5,938	19.105	284
Sensible Reserve			0	0.000	0
Zone Condition	336	60.789	5,938	73.400	284
Return Air Duct			0	0.000	
Return Air Plenum			0	0.000	
Misc Load on Return Side			0	0.000	
Vent Air 17 CFM	852	4.435	297	0.956	
Blow-Thru Fan			0	0.000	
Entering Coil Condition	1,188	65.224	6,235	73.956	284
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 = 0.993 x 1.10 x 284 x (73.956 - 53.895) = 6,235 Btuh					
TLH = 0.993 x 0.68 x 284 x (65.224 - 59.041) = 1,188 Btuh					
SUM = 7,423 Btuh					
GTH = 0.993 x 4.50 x 284 x (27.943 - 22.087) = 7,446 Btuh					
Total System Load = 7,423 Btuh					
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement					
Cooling GPM = 7,446 / (10.00 x 500) = 1.5 GPM					
Heating GPM = 2,100 / (20.00 x 500) = 0.2 GPM					
Steam Req. = 2,100 / 970 = 2.2 lb./hr					
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	73.96		Dry bulb temperature:	70.96	
Wet bulb temperature:	62.19				
Relative humidity:	51.90				
Enthalpy:	27.94 Btu/lbm				
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	53.90		Dry bulb temperature:	95.00	
Wet bulb temperature:	53.08				
Relative humidity:	95.00				
Enthalpy:	22.09 Btu/lbm				

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 56			
Air System #5 (Ue-5) Psychrometric Analysis (G)					
System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition		59.041		53.895	
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	336	1.749	5,938	19.105	284
Sensible Reserve			0	0.000	0
Zone Condition	336	60.789	5,938	73.400	284
Return Air Duct			0	0.000	
Return Air Plenum			0	0.000	
Misc Load on Return Side			0	0.000	
Vent Air 17 CFM	852	4.435	297	0.956	
Blow-Thru Fan			0	0.000	
Entering Coil Condition	1,188	65.224	6,235	73.956	284
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	= 0.993 x	1.10 x	284 x (73.956 -	53.895) = 6,235 Btuh
TLH	= 0.993 x	0.68 x	284 x (65.224 -	59.041) = 1,188 Btuh
SUM	= 7,423 Btuh				
GTH	= 0.993 x	4.50 x	284 x (27.943 -	22.087) = 7,446 Btuh
Total System Load	= 7,423 Btuh				
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement					
Cooling GPM	=	7,446 / (10.00 x	500)	= 1.5 GPM
Heating GPM	=	2,100 / (20.00 x	500)	= 0.2 GPM
Steam Req.	=	2,100 /	970		= 2.2 lb./hr
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	73.96	Dry bulb temperature:	70.96		
Wet bulb temperature:	62.19				
Relative humidity:	51.90				
Enthalpy:	27.94 Btu/lbm				
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	53.90	Dry bulb temperature:	95.00		
Wet bulb temperature:	53.08				
Relative humidity:	95.00				
Enthalpy:	22.09 Btu/lbm				

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 57			
Air System #6 (Ue-6) Psychrometric Analysis					
System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition		57.397		53.135	
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	672	3.388	6,373	19.865	294
Sensible Reserve			0	0.000	0
Zone Condition	672	60.786	6,373	73.400	294
Return Air Duct			0	0.000	
Return Air Plenum			0	0.000	
Misc Load on Return Side			0	0.000	
Vent Air 38 CFM	1,989	10.030	581	1.812	
Blow-Thru Fan			0	0.000	
Entering Coil Condition	2,661	70.816	6,954	74.812	294
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 = 0.993 x 1.10 x 294 x (74.812 - 53.135) = 6,954 Btuh					
TLH = 0.993 x 0.68 x 294 x (70.816 - 57.397) = 2,661 Btuh					
SUM = 9,615 Btuh					
GTH = 0.993 x 4.50 x 294 x (29.027 - 21.647) = 9,685 Btuh					
Total System Load = 9,543 Btuh					
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement					
Cooling GPM = 9,685 / (10.00 x 500) = 1.9 GPM					
Heating GPM = 1,617 / (20.00 x 500) = 0.2 GPM					
Steam Req. = 1,617 / 970 = 1.7 lb./hr					
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature: 74.81			Dry bulb temperature: 68.68		
Wet bulb temperature: 63.67					
Relative humidity: 54.67					
Enthalpy: 29.03 Btu/lbm					
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature: 53.14			Dry bulb temperature: 95.00		
Wet bulb temperature: 52.33					
Relative humidity: 95.00					
Enthalpy: 21.65 Btu/lbm					

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 58			
Air System #6 (Ue-6) Psychrometric Analysis (G)					
System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition		57.397		53.135	
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	672	3.388	6,373	19.865	294
Sensible Reserve			0	0.000	0
Zone Condition	672	60.786	6,373	73.400	294
Return Air Duct			0	0.000	
Return Air Plenum			0	0.000	
Misc Load on Return Side			0	0.000	
Vent Air 38 CFM	1,989	10.030	581	1.812	
Blow-Thru Fan			0	0.000	
Entering Coil Condition	2,661	70.816	6,954	74.812	294
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	= 0.993 x	1.10 x	294 x (74.812 -	53.135) = 6,954 Btuh
TLH	= 0.993 x	0.68 x	294 x (70.816 -	57.397) = 2,661 Btuh
SUM	= 9,615 Btuh				
GTH	= 0.993 x	4.50 x	294 x (29.027 -	21.647) = 9,685 Btuh
Total System Load	= 9,543 Btuh				
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement					
Cooling GPM	=	9,685 / (10.00 x	500)	= 1.9 GPM
Heating GPM	=	1,617 / (20.00 x	500)	= 0.2 GPM
Steam Req.	=	1,617 /	970		= 1.7 lb./hr
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	74.81		Dry bulb temperature:	68.68	
Wet bulb temperature:	63.67				
Relative humidity:	54.67				
Enthalpy:	29.03 Btu/lbm				
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	53.14		Dry bulb temperature:	95.00	
Wet bulb temperature:	52.33				
Relative humidity:	95.00				
Enthalpy:	21.65 Btu/lbm				

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas	Page 59		
Air System #7 (Ue-7) Psychrometric Analysis					
System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition		59.206		53.971	
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	336	1.583	6,535	19.029	314
Sensible Reserve			0	0.000	0
Zone Condition	336	60.789	6,535	73.400	314
Return Air Duct			0	0.000	
Return Air Plenum			0	0.000	
Misc Load on Return Side			0	0.000	
Vent Air 19 CFM	952	4.486	332	0.967	
Blow-Thru Fan			0	0.000	
Entering Coil Condition	1,288	65.275	6,867	73.967	314
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	= 0.993 x	1.10 x	314 x (73.967 -	53.971) = 6,867 Btuh
TLH	= 0.993 x	0.68 x	314 x (65.275 -	59.206) = 1,288 Btuh
SUM	=				8,155 Btuh
GTH	= 0.993 x	4.50 x	314 x (27.954 -	22.131) = 8,180 Btuh
Total System Load					= 8,155 Btuh
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement					
Cooling GPM	=	8,180 / (10.00 x	500)	= 1.6 GPM
Heating GPM	=	1,677 / (20.00 x	500)	= 0.2 GPM
Steam Req.	=	1,677 /	970		= 1.7 lb./hr
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	73.97	Dry bulb temperature:	70.51		
Wet bulb temperature:	62.20				
Relative humidity:	51.92				
Enthalpy:	27.95 Btu/lbm				
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	53.97	Dry bulb temperature:	95.00		
Wet bulb temperature:	53.16				
Relative humidity:	95.00				
Enthalpy:	22.13 Btu/lbm				

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 60			
Air System #7 (Ue-7) Psychrometric Analysis (G)					
System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition		59.206		53.971	
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	336	1.583	6,535	19.029	314
Sensible Reserve			0	0.000	0
Zone Condition	336	60.789	6,535	73.400	314
Return Air Duct			0	0.000	
Return Air Plenum			0	0.000	
Misc Load on Return Side			0	0.000	
Vent Air 19 CFM	952	4.486	332	0.967	
Blow-Thru Fan			0	0.000	
Entering Coil Condition	1,288	65.275	6,867	73.967	314
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 = 0.993 x 1.10 x 314 x (73.967 - 53.971) = 6,867 Btuh					
TLH = 0.993 x 0.68 x 314 x (65.275 - 59.206) = 1,288 Btuh					
SUM = 8,155 Btuh					
GTH = 0.993 x 4.50 x 314 x (27.954 - 22.131) = 8,180 Btuh					
Total System Load = 8,155 Btuh					
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement					
Cooling GPM = 8,180 / (10.00 x 500) = 1.6 GPM					
Heating GPM = 1,677 / (20.00 x 500) = 0.2 GPM					
Steam Req. = 1,677 / 970 = 1.7 lb./hr					
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature: 73.97			Dry bulb temperature: 70.51		
Wet bulb temperature: 62.20					
Relative humidity: 51.92					
Enthalpy: 27.95 Btu/lbm					
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature: 53.97			Dry bulb temperature: 95.00		
Wet bulb temperature: 53.16					
Relative humidity: 95.00					
Enthalpy: 22.13 Btu/lbm					

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 61			
Air System #8 (Ue-8) Psychrometric Analysis					
System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition		59.039		53.895	
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	336	1.750	5,933	19.106	284
Sensible Reserve			0	0.000	0
Zone Condition	336	60.789	5,933	73.400	284
Return Air Duct			0	0.000	
Return Air Plenum			0	0.000	
Misc Load on Return Side			0	0.000	
Vent Air 20 CFM	1,050	5.471	393	1.267	
Blow-Thru Fan			0	0.000	
Entering Coil Condition	1,386	66.261	6,327	74.267	284
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 = 0.993 x 1.10 x 284 x (74.267 - 53.895) = 6,327 Btuh					
TLH = 0.993 x 0.68 x 284 x (66.261 - 59.039) = 1,386 Btuh					
SUM = 7,713 Btuh					
GTH = 0.993 x 4.50 x 284 x (28.181 - 22.087) = 7,743 Btuh					
Total System Load = 7,622 Btuh					
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement					
Cooling GPM = 7,743 / (10.00 x 500) = 1.5 GPM					
Heating GPM = 2,114 / (20.00 x 500) = 0.2 GPM					
Steam Req. = 2,114 / 970 = 2.2 lb./hr					
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature: 74.27			Dry bulb temperature: 70.77		
Wet bulb temperature: 62.52					
Relative humidity: 52.16					
Enthalpy: 28.18 Btu/lbm					
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature: 53.89			Dry bulb temperature: 95.00		
Wet bulb temperature: 53.08					
Relative humidity: 95.00					
Enthalpy: 22.09 Btu/lbm					

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 62			
Air System #8 (Ue-8) Psychrometric Analysis (G)					
System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition		59.039		53.895	
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	336	1.750	5,933	19.106	284
Sensible Reserve			0	0.000	0
Zone Condition	336	60.789	5,933	73.400	284
Return Air Duct			0	0.000	
Return Air Plenum			0	0.000	
Misc Load on Return Side			0	0.000	
Vent Air 20 CFM	1,050	5.471	393	1.267	
Blow-Thru Fan			0	0.000	
Entering Coil Condition	1,386	66.261	6,327	74.267	284
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 = 0.993 x 1.10 x 284 x (74.267 - 53.895) = 6,327 Btuh					
TLH = 0.993 x 0.68 x 284 x (66.261 - 59.039) = 1,386 Btuh					
SUM = 7,713 Btuh					
GTH = 0.993 x 4.50 x 284 x (28.181 - 22.087) = 7,743 Btuh					
Total System Load = 7,622 Btuh					
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement					
Cooling GPM = 7,743 / (10.00 x 500) = 1.5 GPM					
Heating GPM = 2,114 / (20.00 x 500) = 0.2 GPM					
Steam Req. = 2,114 / 970 = 2.2 lb./hr					
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature: 74.27			Dry bulb temperature: 70.77		
Wet bulb temperature: 62.52					
Relative humidity: 52.16					
Enthalpy: 28.18 Btu/lbm					
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature: 53.89			Dry bulb temperature: 95.00		
Wet bulb temperature: 53.08					
Relative humidity: 95.00					
Enthalpy: 22.09 Btu/lbm					

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 63			
Air System #9 (Ue-9) Psychrometric Analysis					
System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition		58.956		53.856	
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	336	1.834	5,675	19.144	271
Sensible Reserve			0	0.000	0
Zone Condition	336	60.789	5,675	73.400	271
Return Air Duct			0	0.000	
Return Air Plenum			0	0.000	
Misc Load on Return Side			0	0.000	
Vent Air 18 CFM	902	4.923	315	1.062	
Blow-Thru Fan			0	0.000	
Entering Coil Condition	1,238	65.713	5,989	74.062	271
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	= 0.993 x	1.10 x	271 x (74.062 -	53.856) = 5,989 Btuh
TLH	= 0.993 x	0.68 x	271 x (65.713 -	58.956) = 1,238 Btuh
SUM	= 7,228 Btuh				
GTH	= 0.993 x	4.50 x	271 x (28.046 -	22.065) = 7,253 Btuh
Total System Load	= 7,228 Btuh				
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement					
Cooling GPM	=	7,253 / (10.00 x	500)	= 1.5 GPM
Heating GPM	=	2,012 / (20.00 x	500)	= 0.2 GPM
Steam Req.	=	2,012 /	970		= 2.1 lb./hr
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	74.06	Dry bulb temperature:	70.84		
Wet bulb temperature:	62.33				
Relative humidity:	52.10				
Enthalpy:	28.05 Btu/lbm				
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	53.86	Dry bulb temperature:	95.00		
Wet bulb temperature:	53.05				
Relative humidity:	95.00				
Enthalpy:	22.06 Btu/lbm				

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 64			
Air System #9 (Ue-9) Psychrometric Analysis (G)					
System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition		58.956		53.856	
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	336	1.834	5,675	19.144	271
Sensible Reserve			0	0.000	0
Zone Condition	336	60.789	5,675	73.400	271
Return Air Duct			0	0.000	
Return Air Plenum			0	0.000	
Misc Load on Return Side			0	0.000	
Vent Air 18 CFM	902	4.923	315	1.062	
Blow-Thru Fan			0	0.000	
Entering Coil Condition	1,238	65.713	5,989	74.062	271
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 = 0.993 x 1.10 x 271 x (74.062 - 53.856) = 5,989 Btuh					
TLH = 0.993 x 0.68 x 271 x (65.713 - 58.956) = 1,238 Btuh					
SUM = 7,228 Btuh					
GTH = 0.993 x 4.50 x 271 x (28.046 - 22.065) = 7,253 Btuh					
Total System Load = 7,228 Btuh					
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement					
Cooling GPM = 7,253 / (10.00 x 500) = 1.5 GPM					
Heating GPM = 2,012 / (20.00 x 500) = 0.2 GPM					
Steam Req. = 2,012 / 970 = 2.1 lb./hr					
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature: 74.06			Dry bulb temperature: 70.84		
Wet bulb temperature: 62.33					
Relative humidity: 52.10					
Enthalpy: 28.05 Btu/lbm					
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature: 53.86			Dry bulb temperature: 95.00		
Wet bulb temperature: 53.05					
Relative humidity: 95.00					
Enthalpy: 22.06 Btu/lbm					

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas	Page 65		
Air System #10 (Ue-10) Psychrometric Analysis					
System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition		58.956		53.856	
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	336	1.834	5,675	19.144	271
Sensible Reserve			0	0.000	0
Zone Condition	336	60.789	5,675	73.400	271
Return Air Duct			0	0.000	
Return Air Plenum			0	0.000	
Misc Load on Return Side			0	0.000	
Vent Air 18 CFM	902	4.923	315	1.062	
Blow-Thru Fan			0	0.000	
Entering Coil Condition	1,238	65.713	5,989	74.062	271
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	= 0.993 x	1.10 x	271 x (74.062 -	53.856) = 5,989 Btuh
TLH	= 0.993 x	0.68 x	271 x (65.713 -	58.956) = 1,238 Btuh
SUM					7,228 Btuh
GTH	= 0.993 x	4.50 x	271 x (28.046 -	22.065) = 7,253 Btuh
Total System Load					= 7,228 Btuh
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement					
Cooling GPM	=	7,253 / (10.00 x	500)	= 1.5 GPM
Heating GPM	=	2,012 / (20.00 x	500)	= 0.2 GPM
Steam Req.	=	2,012 /	970		= 2.1 lb./hr
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	74.06	Dry bulb temperature:	70.84		
Wet bulb temperature:	62.33				
Relative humidity:	52.10				
Enthalpy:	28.05 Btu/lbm				
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	53.86	Dry bulb temperature:	95.00		
Wet bulb temperature:	53.05				
Relative humidity:	95.00				
Enthalpy:	22.06 Btu/lbm				

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 66			
Air System #10 (Ue-10) Psychrometric Analysis (G)					
System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition		58.956		53.856	
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	336	1.834	5,675	19.144	271
Sensible Reserve			0	0.000	0
Zone Condition	336	60.789	5,675	73.400	271
Return Air Duct			0	0.000	
Return Air Plenum			0	0.000	
Misc Load on Return Side			0	0.000	
Vent Air 18 CFM	902	4.923	315	1.062	
Blow-Thru Fan			0	0.000	
Entering Coil Condition	1,238	65.713	5,989	74.062	271
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	= 0.993 x	1.10 x	271 x (74.062 -	53.856) = 5,989 Btuh
TLH	= 0.993 x	0.68 x	271 x (65.713 -	58.956) = 1,238 Btuh
SUM					-----
GTH	= 0.993 x	4.50 x	271 x (28.046 -	22.065) = 7,228 Btuh
Total System Load					= 7,253 Btuh
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement					
Cooling GPM	=	7,253 / (10.00 x	500)	= 1.5 GPM
Heating GPM	=	2,012 / (20.00 x	500)	= 0.2 GPM
Steam Req.	=	2,012 /	970		= 2.1 lb./hr
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	74.06	Dry bulb temperature:	70.84		
Wet bulb temperature:	62.33				
Relative humidity:	52.10				
Enthalpy:	28.05 Btu/lbm				
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	53.86	Dry bulb temperature:	95.00		
Wet bulb temperature:	53.05				
Relative humidity:	95.00				
Enthalpy:	22.06 Btu/lbm				

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 67			
Air System #11 (Ue-11) Psychrometric Analysis					
System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition		59.019		53.886	
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	504	1.770	8,805	19.114	422
Sensible Reserve			0	0.000	0
Zone Condition	504	60.789	8,805	73.400	422
Return Air Duct			0	0.000	
Return Air Plenum			0	0.000	
Misc Load on Return Side			0	0.000	
Vent Air 29 CFM	1,518	5.331	444	0.963	
Blow-Thru Fan			0	0.000	
Entering Coil Condition	2,022	66.120	9,249	73.963	422
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	= 0.993 x	1.10 x	422 x (73.963 -	53.886) = 9,249 Btuh
TLH	= 0.993 x	0.68 x	422 x (66.120 -	59.019) = 2,022 Btuh
SUM					-----
GTH	= 0.993 x	4.50 x	422 x (28.085 -	22.082) = 11,271 Btuh
Total System Load					= 11,313 Btuh
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement					
Cooling GPM	=	11,313 / (10.00 x	500)	= 2.3 GPM
Heating GPM	=	2,510 / (20.00 x	500)	= 0.3 GPM
Steam Req.	=	2,510 /	970		= 2.6 lb./hr
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	73.96	Dry bulb temperature:	70.48		
Wet bulb temperature:	62.39				
Relative humidity:	52.59				
Enthalpy:	28.09 Btu/lbm				
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	53.89	Dry bulb temperature:	95.00		
Wet bulb temperature:	53.07				
Relative humidity:	95.00				
Enthalpy:	22.08 Btu/lbm				

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 68			
Air System #11 (Ue-11) Psychrometric Analysis (G)					
System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition		59.019		53.886	
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	504	1.770	8,805	19.114	422
Sensible Reserve			0	0.000	0
Zone Condition	504	60.789	8,805	73.400	422
Return Air Duct			0	0.000	
Return Air Plenum			0	0.000	
Misc Load on Return Side			0	0.000	
Vent Air 29 CFM	1,518	5.331	444	0.963	
Blow-Thru Fan			0	0.000	
Entering Coil Condition	2,022	66.120	9,249	73.963	422
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	= 0.993 x	1.10 x	422 x (73.963 -	53.886) = 9,249 Btuh
TLH	= 0.993 x	0.68 x	422 x (66.120 -	59.019) = 2,022 Btuh
SUM					-----
GTH	= 0.993 x	4.50 x	422 x (28.085 -	22.082) = 11,271 Btuh
Total System Load					= 11,313 Btuh
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement					
Cooling GPM	=	11,313 / (10.00 x	500)	= 2.3 GPM
Heating GPM	=	2,510 / (20.00 x	500)	= 0.3 GPM
Steam Req.	=	2,510 /	970		= 2.6 lb./hr
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	73.96	Dry bulb temperature:	70.48		
Wet bulb temperature:	62.39				
Relative humidity:	52.59				
Enthalpy:	28.09 Btu/lbm				
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	53.89	Dry bulb temperature:	95.00		
Wet bulb temperature:	53.07				
Relative humidity:	95.00				
Enthalpy:	22.08 Btu/lbm				

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 69			
Air System #12 (Ue-12) Psychrometric Analysis					
System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition		59.356		54.039	
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	336	1.434	7,186	18.961	347
Sensible Reserve			0	0.000	0
Zone Condition	336	60.790	7,186	73.400	347
Return Air Duct			0	0.000	
Return Air Plenum			0	0.000	
Misc Load on Return Side			0	0.000	
Vent Air 19 CFM	952	4.064	332	0.877	
Blow-Thru Fan			0	0.000	
Entering Coil Condition	1,288	64.854	7,519	73.877	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	= 0.993 x	1.10 x	347 x (73.877 -	54.039) = 7,519 Btuh
TLH	= 0.993 x	0.68 x	347 x (64.854 -	59.356) = 1,288 Btuh
SUM					8,807 Btuh
GTH	= 0.993 x	4.50 x	347 x (27.866 -	22.171) = 8,830 Btuh
Total System Load					= 8,807 Btuh
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement					
Cooling GPM	=	8,830 / (10.00 x	500)	= 1.8 GPM
Heating GPM	=	1,492 / (20.00 x	500)	= 0.1 GPM
Steam Req.	=	1,492 /	970		= 1.5 lb./hr
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	73.88	Dry bulb temperature:	70.31		
Wet bulb temperature:	62.08				
Relative humidity:	51.74				
Enthalpy:	27.87 Btu/lbm				
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	54.04	Dry bulb temperature:	95.00		
Wet bulb temperature:	53.22				
Relative humidity:	95.00				
Enthalpy:	22.17 Btu/lbm				

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas	Page 70		
Air System #12 (Ue-12) Psychrometric Analysis (G)					
System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition		59.356		54.039	
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	336	1.434	7,186	18.961	347
Sensible Reserve			0	0.000	0
Zone Condition	336	60.790	7,186	73.400	347
Return Air Duct			0	0.000	
Return Air Plenum			0	0.000	
Misc Load on Return Side			0	0.000	
Vent Air 19 CFM	952	4.064	332	0.877	
Blow-Thru Fan			0	0.000	
Entering Coil Condition	1,288	64.854	7,519	73.877	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	= 0.993 x	1.10 x	347 x (73.877 -	54.039) = 7,519 Btuh
TLH	= 0.993 x	0.68 x	347 x (64.854 -	59.356) = 1,288 Btuh
SUM	=				8,807 Btuh
GTH	= 0.993 x	4.50 x	347 x (27.866 -	22.171) = 8,830 Btuh
Total System Load					= 8,807 Btuh
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement					
Cooling GPM	=	8,830 / (10.00 x	500)	= 1.8 GPM
Heating GPM	=	1,492 / (20.00 x	500)	= 0.1 GPM
Steam Req.	=	1,492 /	970		= 1.5 lb./hr
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	73.88	Dry bulb temperature:	70.31		
Wet bulb temperature:	62.08				
Relative humidity:	51.74				
Enthalpy:	27.87 Btu/lbm				
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	54.04	Dry bulb temperature:	95.00		
Wet bulb temperature:	53.22				
Relative humidity:	95.00				
Enthalpy:	22.17 Btu/lbm				

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 71			
Air System #13 (Ue-13) Psychrometric Analysis					
System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition		59.254		53.992	
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	336	1.535	6,729	19.008	324
Sensible Reserve			0	0.000	0
Zone Condition	336	60.789	6,729	73.400	324
Return Air Duct			0	0.000	
Return Air Plenum			0	0.000	
Misc Load on Return Side			0	0.000	
Vent Air 20 CFM	1,002	4.580	350	0.988	
Blow-Thru Fan			0	0.000	
Entering Coil Condition	1,338	65.370	7,078	73.988	324
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	= 0.993 x	1.10 x	324 x (73.988 -	53.992) = 7,078 Btuh
TLH	= 0.993 x	0.68 x	324 x (65.370 -	59.254) = 1,338 Btuh
SUM					-----
GTH	= 0.993 x	4.50 x	324 x (27.974 -	22.144) = 8,417 Btuh
Total System Load					= 8,443 Btuh
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement					
Cooling GPM	=	8,443 / (10.00 x	500)	= 1.7 GPM
Heating GPM	=	1,889 / (20.00 x	500)	= 0.2 GPM
Steam Req.	=	1,889 /	970		= 1.9 lb./hr
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	73.99	Dry bulb temperature:	70.61		
Wet bulb temperature:	62.23				
Relative humidity:	51.95				
Enthalpy:	27.97 Btu/lbm				
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	53.99	Dry bulb temperature:	95.00		
Wet bulb temperature:	53.18				
Relative humidity:	95.00				
Enthalpy:	22.14 Btu/lbm				

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 72			
Air System #13 (Ue-13) Psychrometric Analysis (G)					
System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition		59.254		53.992	
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	336	1.535	6,729	19.008	324
Sensible Reserve			0	0.000	0
Zone Condition	336	60.789	6,729	73.400	324
Return Air Duct			0	0.000	
Return Air Plenum			0	0.000	
Misc Load on Return Side			0	0.000	
Vent Air 20 CFM	1,002	4.580	350	0.988	
Blow-Thru Fan			0	0.000	
Entering Coil Condition	1,338	65.370	7,078	73.988	324
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	= 0.993 x	1.10 x	324 x (73.988 -	53.992) = 7,078 Btuh
TLH	= 0.993 x	0.68 x	324 x (65.370 -	59.254) = 1,338 Btuh
SUM	= 8,417 Btuh				
GTH	= 0.993 x	4.50 x	324 x (27.974 -	22.144) = 8,443 Btuh
Total System Load	= 8,417 Btuh				
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement					
Cooling GPM	=	8,443 / (10.00 x	500)	= 1.7 GPM
Heating GPM	=	1,889 / (20.00 x	500)	= 0.2 GPM
Steam Req.	=	1,889 /	970		= 1.9 lb./hr
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	73.99	Dry bulb temperature:	70.61		
Wet bulb temperature:	62.23				
Relative humidity:	51.95				
Enthalpy:	27.97 Btu/lbm				
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	53.99	Dry bulb temperature:	95.00		
Wet bulb temperature:	53.18				
Relative humidity:	95.00				
Enthalpy:	22.14 Btu/lbm				

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 73			
Air System #14 (Ue-14) Psychrometric Analysis					
System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition		59.144		53.942	
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	336	1.646	6,295	19.058	302
Sensible Reserve			0	0.000	0
Zone Condition	336	60.789	6,295	73.400	302
Return Air Duct			0	0.000	
Return Air Plenum			0	0.000	
Misc Load on Return Side			0	0.000	
Vent Air 18 CFM	902	4.418	315	0.953	
Blow-Thru Fan			0	0.000	
Entering Coil Condition	1,238	65.208	6,609	73.953	302
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	= 0.993 x	1.10 x	302 x (73.953 -	53.942) = 6,609 Btuh
TLH	= 0.993 x	0.68 x	302 x (65.208 -	59.144) = 1,238 Btuh
SUM	= 7,847 Btuh				
GTH	= 0.993 x	4.50 x	302 x (27.940 -	22.115) = 7,871 Btuh
Total System Load	= 7,847 Btuh				
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement					
Cooling GPM	=	7,871 / (10.00 x	500)	= 1.6 GPM
Heating GPM	=	1,836 / (20.00 x	500)	= 0.2 GPM
Steam Req.	=	1,836 /	970		= 1.9 lb./hr
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	73.95	Dry bulb temperature:	70.72		
Wet bulb temperature:	62.18				
Relative humidity:	51.89				
Enthalpy:	27.94 Btu/lbm				
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	53.94	Dry bulb temperature:	95.00		
Wet bulb temperature:	53.13				
Relative humidity:	95.00				
Enthalpy:	22.11 Btu/lbm				

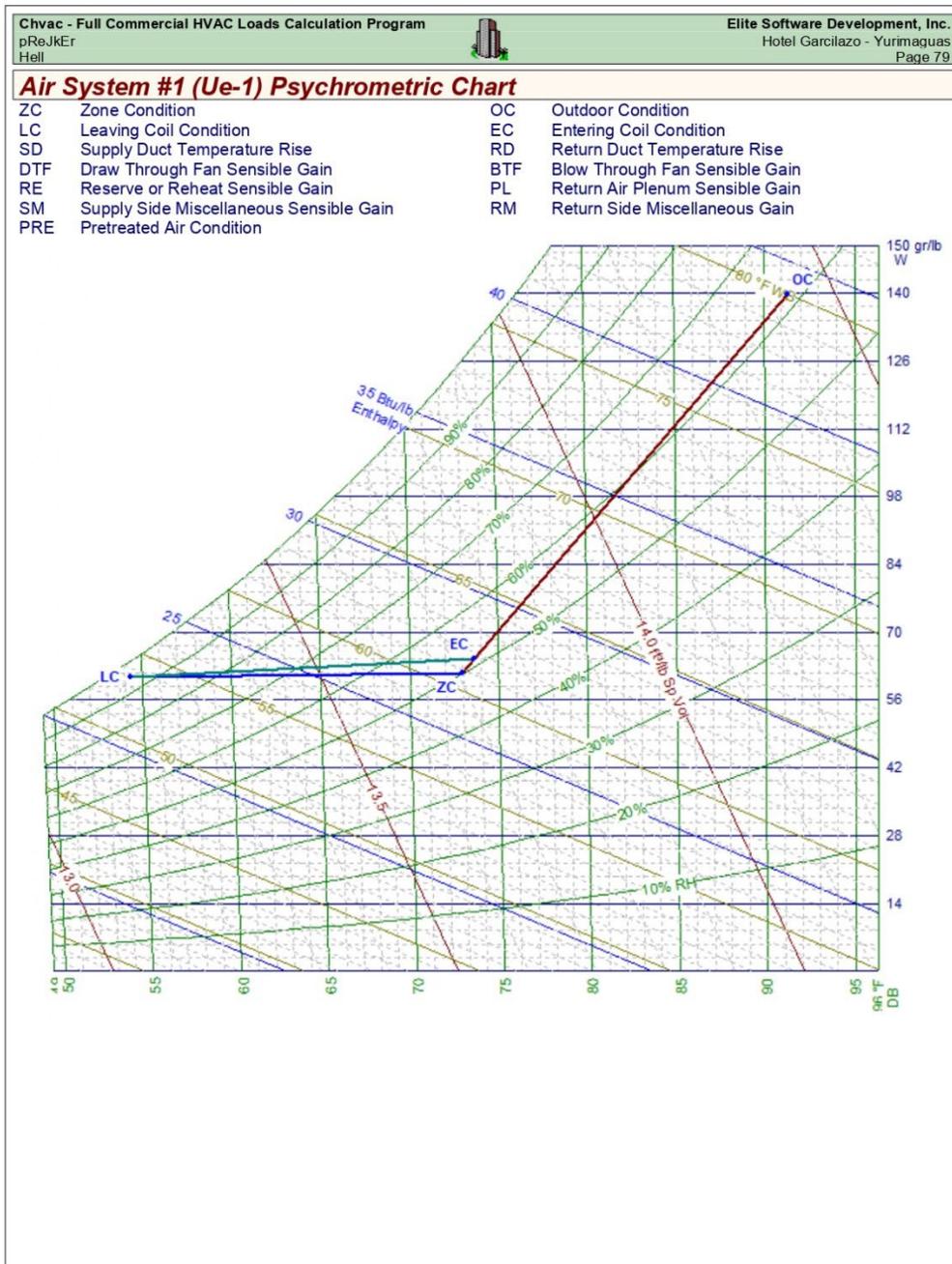
Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 74			
Air System #14 (Ue-14) Psychrometric Analysis (G)					
System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition		59.144		53.942	
Draw-Thru Fan			0	0.000	0
Misc Load on Supply Side			0	0.000	0
Supply Air Duct			0	0.000	0
Zone Loads	336	1.646	6,295	19.058	302
Sensible Reserve			0	0.000	0
Zone Condition	336	60.789	6,295	73.400	302
Return Air Duct			0	0.000	
Return Air Plenum			0	0.000	
Misc Load on Return Side			0	0.000	
Vent Air 18 CFM	902	4.418	315	0.953	
Blow-Thru Fan			0	0.000	
Entering Coil Condition	1,238	65.208	6,609	73.953	302
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	= 0.993 x	1.10 x	302 x (73.953 -	53.942) = 6,609 Btuh
TLH	= 0.993 x	0.68 x	302 x (65.208 -	59.144) = 1,238 Btuh
SUM					7,847 Btuh
GTH	= 0.993 x	4.50 x	302 x (27.940 -	22.115) = 7,871 Btuh
Total System Load					= 7,847 Btuh
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement					
Cooling GPM	=	7,871 / (10.00 x	500)	= 1.6 GPM
Heating GPM	=	1,836 / (20.00 x	500)	= 0.2 GPM
Steam Req.	=	1,836 /	970		= 1.9 lb./hr
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	73.95	Dry bulb temperature:	70.72		
Wet bulb temperature:	62.18				
Relative humidity:	51.89				
Enthalpy:	27.94 Btu/lbm				
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	53.94	Dry bulb temperature:	95.00		
Wet bulb temperature:	53.13				
Relative humidity:	95.00				
Enthalpy:	22.11 Btu/lbm				

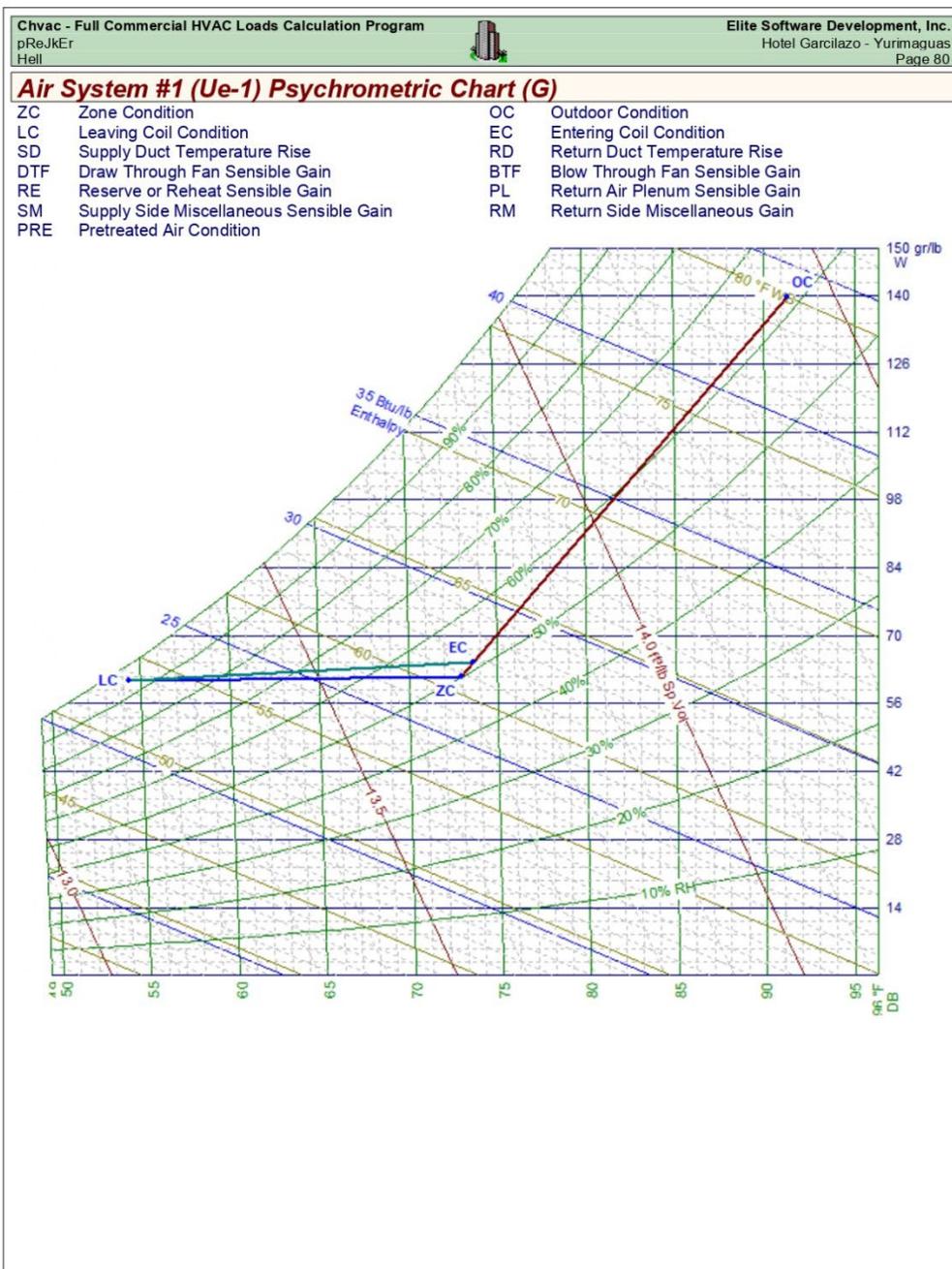
Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 75			
Air System #15 (Ue-15) Psychrometric Analysis					
System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition		59.144		53.942	
Draw-Thru Fan			0	0.000	0
Misc Load on Supply Side			0	0.000	0
Supply Air Duct			0	0.000	0
Zone Loads	336	1.646	6,295	19.058	302
Sensible Reserve			0	0.000	0
Zone Condition	336	60.789	6,295	73.400	302
Return Air Duct			0	0.000	
Return Air Plenum			0	0.000	
Misc Load on Return Side			0	0.000	
Vent Air 18 CFM	902	4.418	315	0.953	
Blow-Thru Fan			0	0.000	
Entering Coil Condition	1,238	65.208	6,609	73.953	302
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 = 0.993 x 1.10 x 302 x (73.953 - 53.942) = 6,609 Btuh					
TLH = 0.993 x 0.68 x 302 x (65.208 - 59.144) = 1,238 Btuh					
SUM = 7,847 Btuh					
GTH = 0.993 x 4.50 x 302 x (27.940 - 22.115) = 7,871 Btuh					
Total System Load = 7,847 Btuh					
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement					
Cooling GPM = 7,871 / (10.00 x 500) = 1.6 GPM					
Heating GPM = 1,836 / (20.00 x 500) = 0.2 GPM					
Steam Req. = 1,836 / 970 = 1.9 lb./hr					
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature: 73.95			Dry bulb temperature: 70.72		
Wet bulb temperature: 62.18					
Relative humidity: 51.89					
Enthalpy: 27.94 Btu/lbm					
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature: 53.94			Dry bulb temperature: 95.00		
Wet bulb temperature: 53.13					
Relative humidity: 95.00					
Enthalpy: 22.11 Btu/lbm					

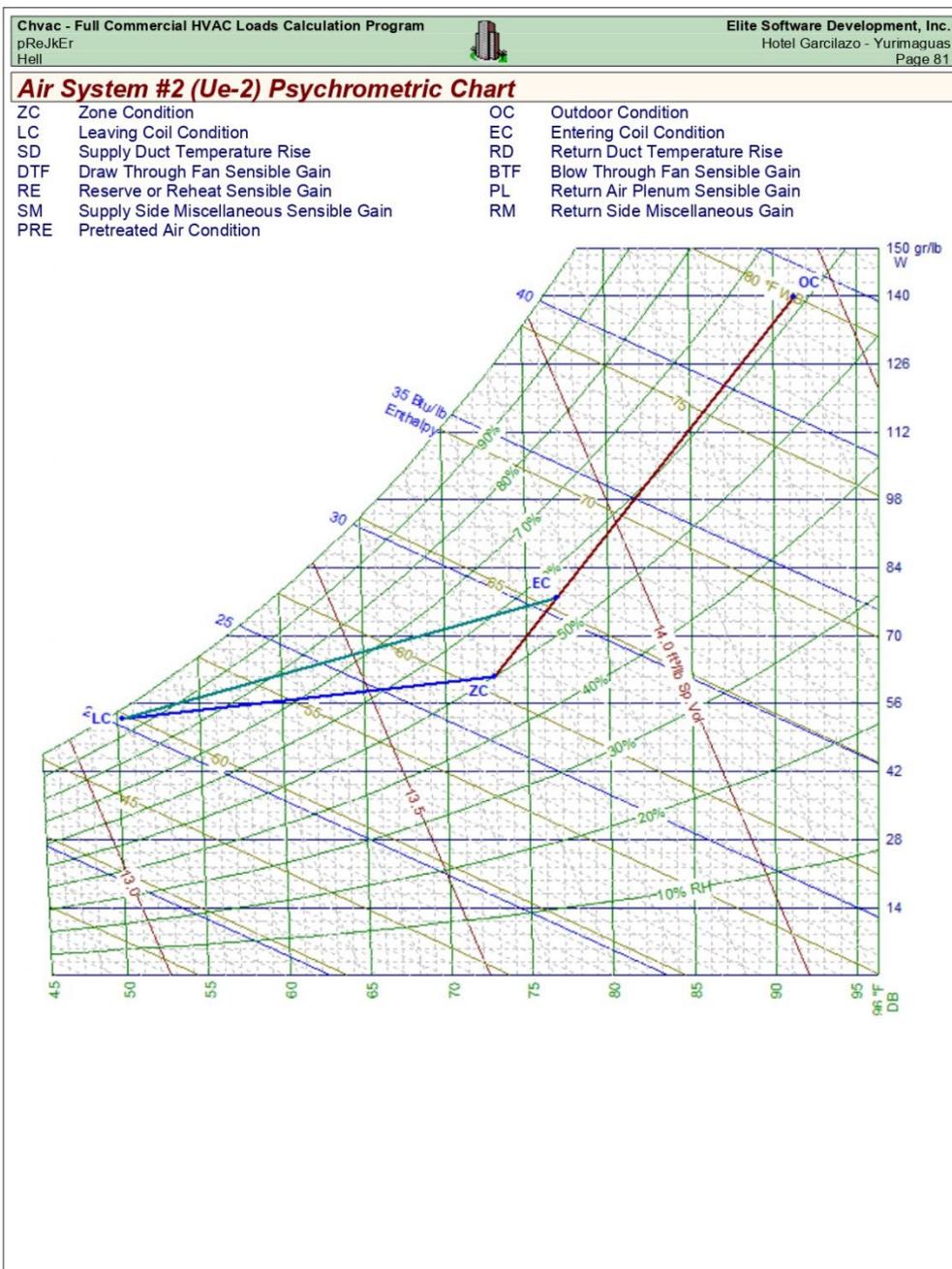
Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.			
pReJKEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 76			
Air System #15 (Ue-15) Psychrometric Analysis (G)					
System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition		59.144		53.942	
Draw-Thru Fan			0	0.000	0
Misc Load on Supply Side			0	0.000	0
Supply Air Duct			0	0.000	0
Zone Loads	336	1.646	6,295	19.058	302
Sensible Reserve			0	0.000	0
Zone Condition	336	60.789	6,295	73.400	302
Return Air Duct			0	0.000	
Return Air Plenum			0	0.000	
Misc Load on Return Side			0	0.000	
Vent Air 18 CFM	902	4.418	315	0.953	
Blow-Thru Fan			0	0.000	
Entering Coil Condition	1,238	65.208	6,609	73.953	302
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 = 0.993 x 1.10 x 302 x (73.953 - 53.942) = 6,609 Btuh					
TLH = 0.993 x 0.68 x 302 x (65.208 - 59.144) = 1,238 Btuh					
SUM = 7,847 Btuh					
GTH = 0.993 x 4.50 x 302 x (27.940 - 22.115) = 7,871 Btuh					
Total System Load = 7,847 Btuh					
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement					
Cooling GPM = 7,871 / (10.00 x 500) = 1.6 GPM					
Heating GPM = 1,836 / (20.00 x 500) = 0.2 GPM					
Steam Req. = 1,836 / 970 = 1.9 lb./hr					
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature: 73.95			Dry bulb temperature: 70.72		
Wet bulb temperature: 62.18					
Relative humidity: 51.89					
Enthalpy: 27.94 Btu/lbm					
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature: 53.94			Dry bulb temperature: 95.00		
Wet bulb temperature: 53.13					
Relative humidity: 95.00					
Enthalpy: 22.11 Btu/lbm					

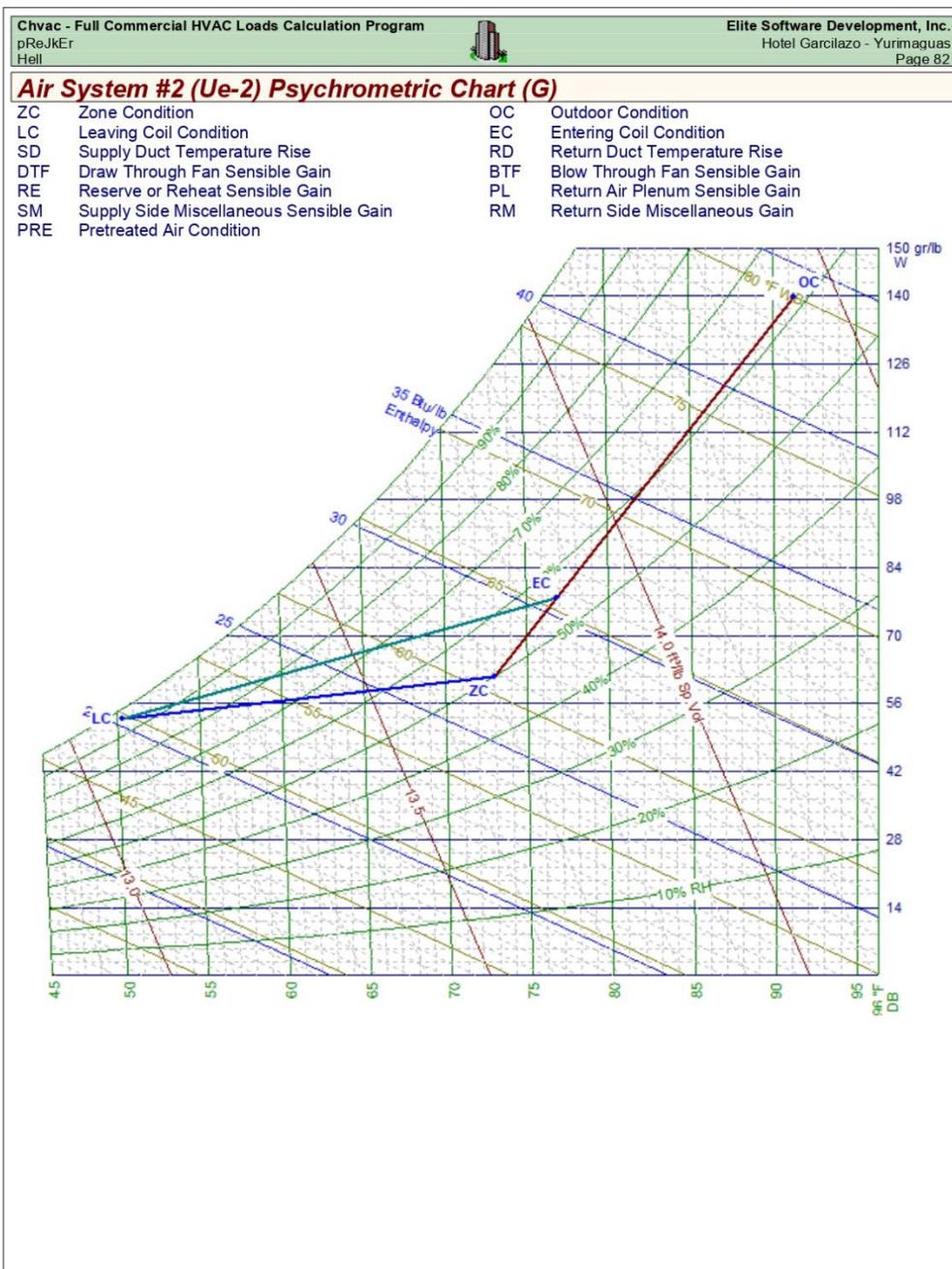
Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 77			
Air System #16 (Ue-16) Psychrometric Analysis					
System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition		59.382		54.051	
Draw-Thru Fan			0	0.000	0
Misc Load on Supply Side			0	0.000	0
Supply Air Duct			0	0.000	0
Zone Loads	504	1.408	10,969	18.949	530
Sensible Reserve			0	0.000	0
Zone Condition	504	60.790	10,969	73.400	530
Return Air Duct			0	0.000	
Return Air Plenum			0	0.000	
Misc Load on Return Side			0	0.000	
Vent Air 29 CFM	1,518	4.242	444	0.766	
Blow-Thru Fan			0	0.000	
Entering Coil Condition	2,022	65.032	11,412	73.766	530
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 = 0.993 x 1.10 x 530 x (73.766 - 54.051) = 11,412 Btuh					
TLH = 0.993 x 0.68 x 530 x (65.032 - 59.382) = 2,022 Btuh					
SUM = 13,434 Btuh					
GTH = 0.993 x 4.50 x 530 x (27.867 - 22.178) = 13,472 Btuh					
Total System Load = 13,372 Btuh					
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement					
Cooling GPM = 13,472 / (10.00 x 500) = 2.7 GPM					
Heating GPM = 2,834 / (20.00 x 500) = 0.3 GPM					
Steam Req. = 2,834 / 970 = 2.9 lb./hr					
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature: 73.77			Dry bulb temperature: 70.66		
Wet bulb temperature: 62.08					
Relative humidity: 52.07					
Enthalpy: 27.87 Btu/lbm					
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature: 54.05			Dry bulb temperature: 95.00		
Wet bulb temperature: 53.23					
Relative humidity: 95.00					
Enthalpy: 22.18 Btu/lbm					

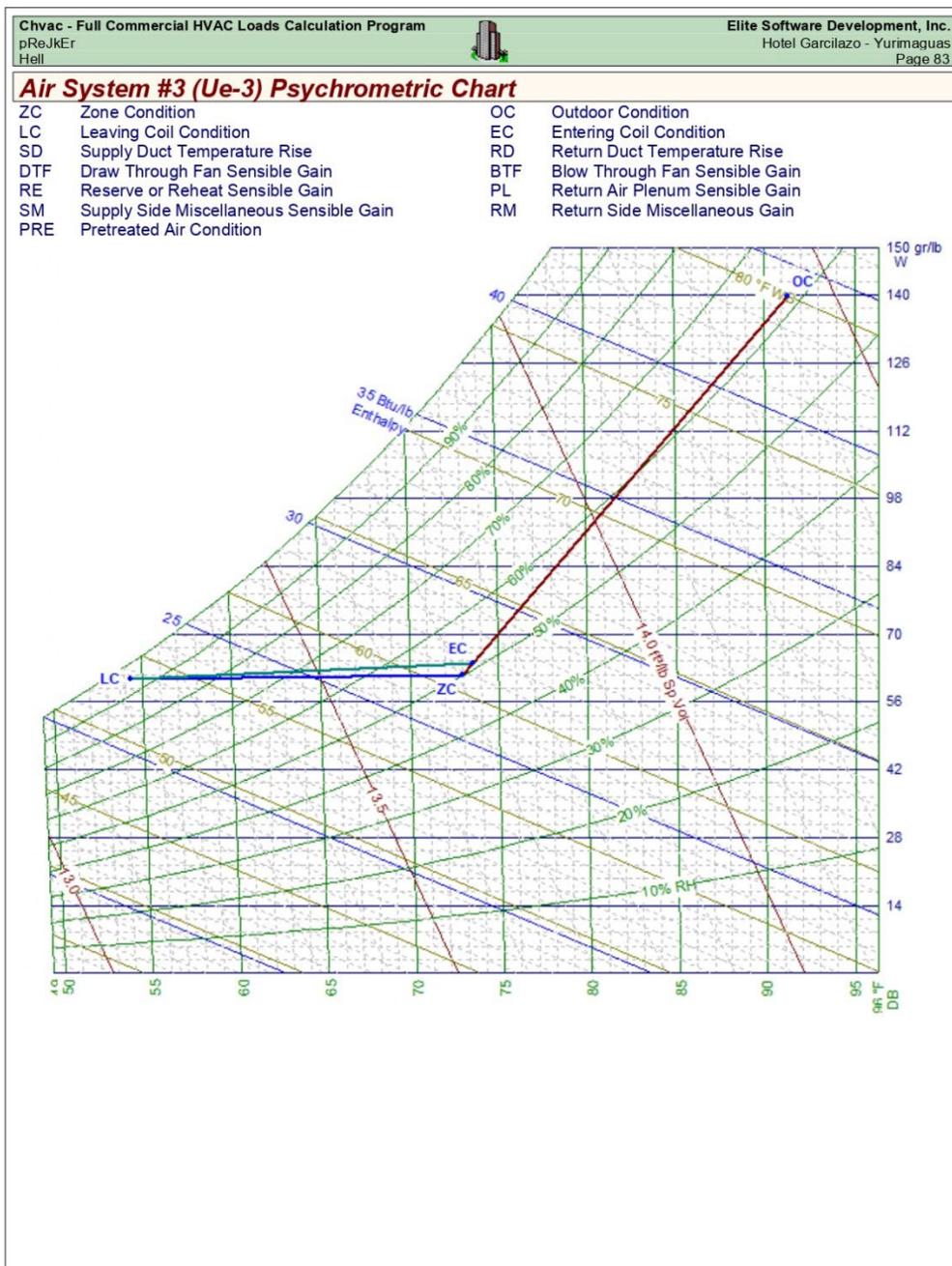
Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.			
pReJkEr Hell		Hotel Garcilazo - Yurimaguas Page 78			
Air System #16 (Ue-16) Psychrometric Analysis (G)					
System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition		59.382		54.051	
Draw-Thru Fan			0	0.000	0
Misc Load on Supply Side			0	0.000	0
Supply Air Duct			0	0.000	0
Zone Loads	504	1.408	10,969	18.949	530
Sensible Reserve			0	0.000	0
Zone Condition	504	60.790	10,969	73.400	530
Return Air Duct			0	0.000	
Return Air Plenum			0	0.000	
Misc Load on Return Side			0	0.000	
Vent Air 29 CFM	1,518	4.242	444	0.766	
Blow-Thru Fan			0	0.000	
Entering Coil Condition	2,022	65.032	11,412	73.766	530
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	= 0.993 x	1.10 x	530 x (73.766 -	54.051) = 11,412 Btuh
TLH	= 0.993 x	0.68 x	530 x (65.032 -	59.382) = 2,022 Btuh
SUM					-----
GTH	= 0.993 x	4.50 x	530 x (27.867 -	22.178) = 13,472 Btuh
Total System Load					= 13,372 Btuh
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement					
Cooling GPM	=	13,472 / (10.00 x	500)	= 2.7 GPM
Heating GPM	=	2,834 / (20.00 x	500)	= 0.3 GPM
Steam Req.	=	2,834 /	970		= 2.9 lb./hr
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	73.77	Dry bulb temperature:	70.66		
Wet bulb temperature:	62.08				
Relative humidity:	52.07				
Enthalpy:	27.87 Btu/lbm				
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions		
Dry bulb temperature:	54.05	Dry bulb temperature:	95.00		
Wet bulb temperature:	53.23				
Relative humidity:	95.00				
Enthalpy:	22.18 Btu/lbm				

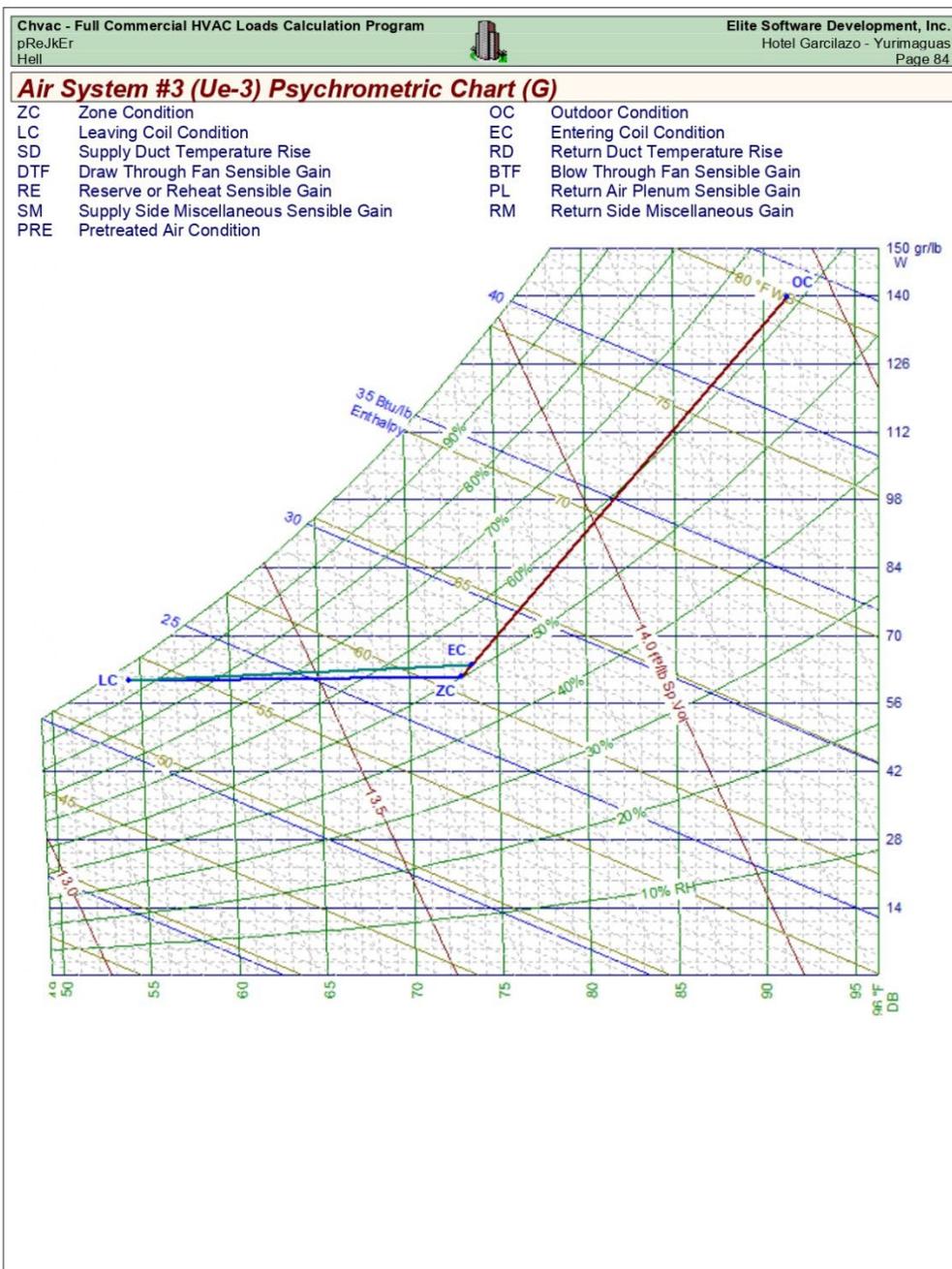


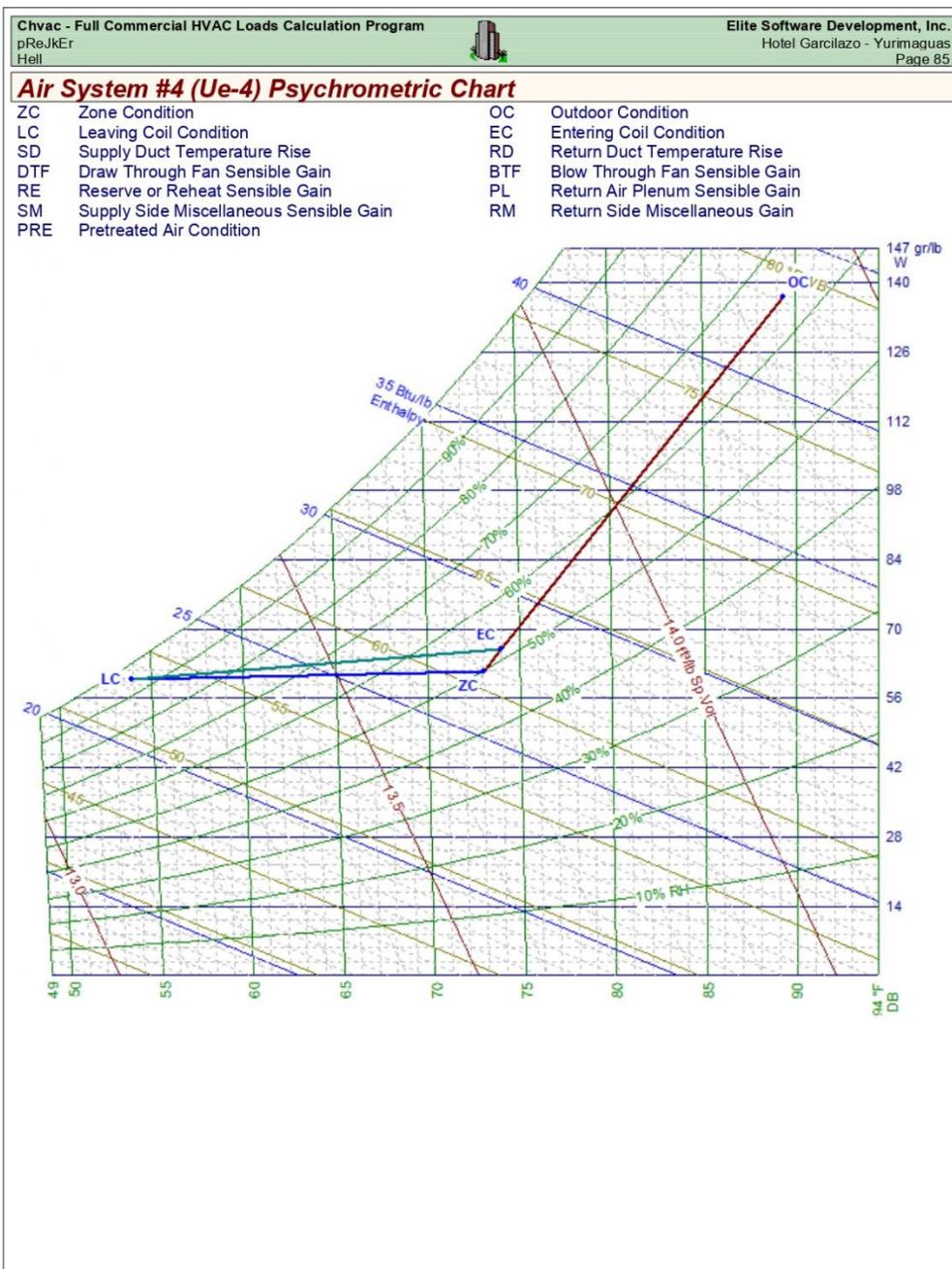


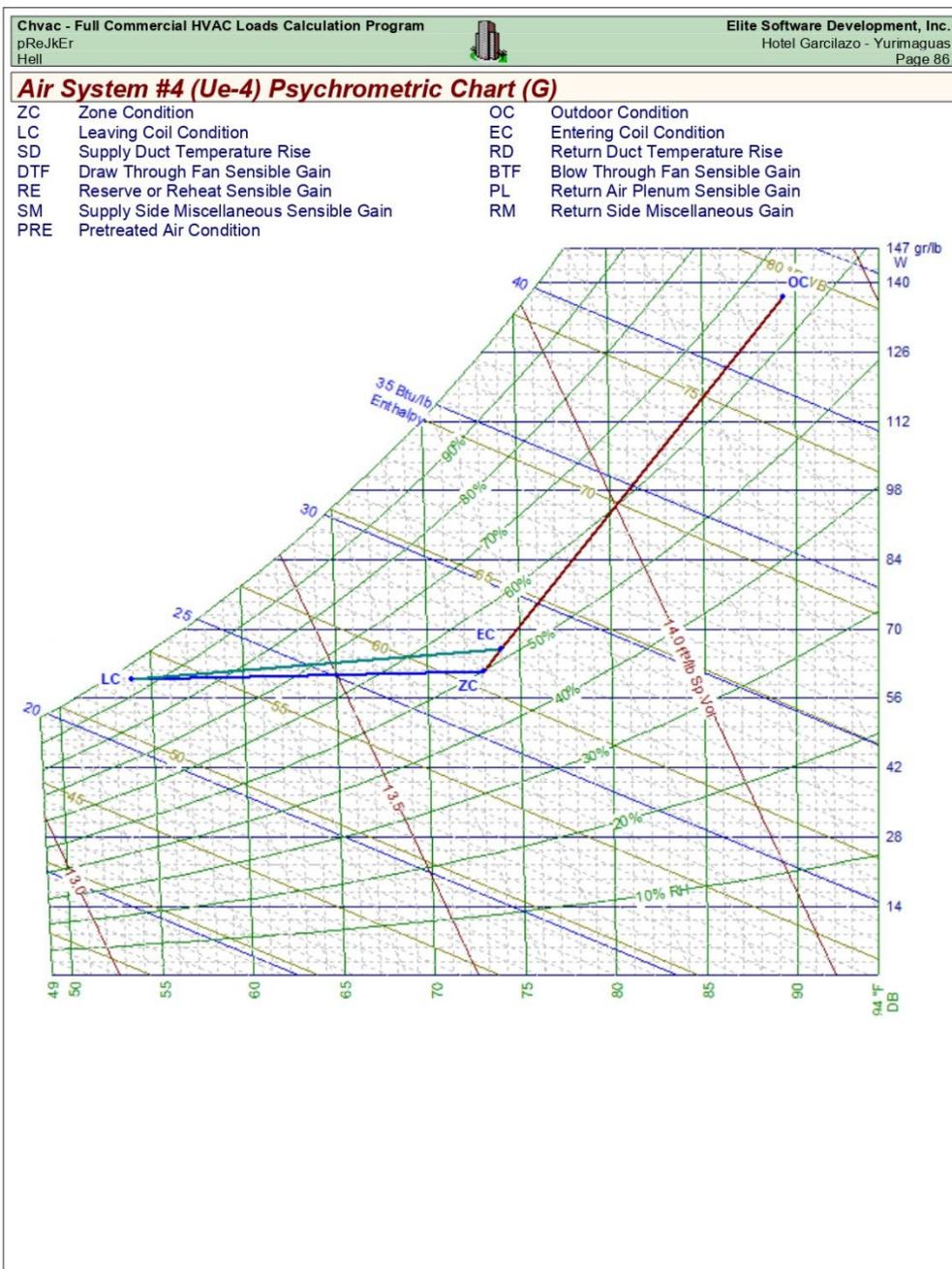


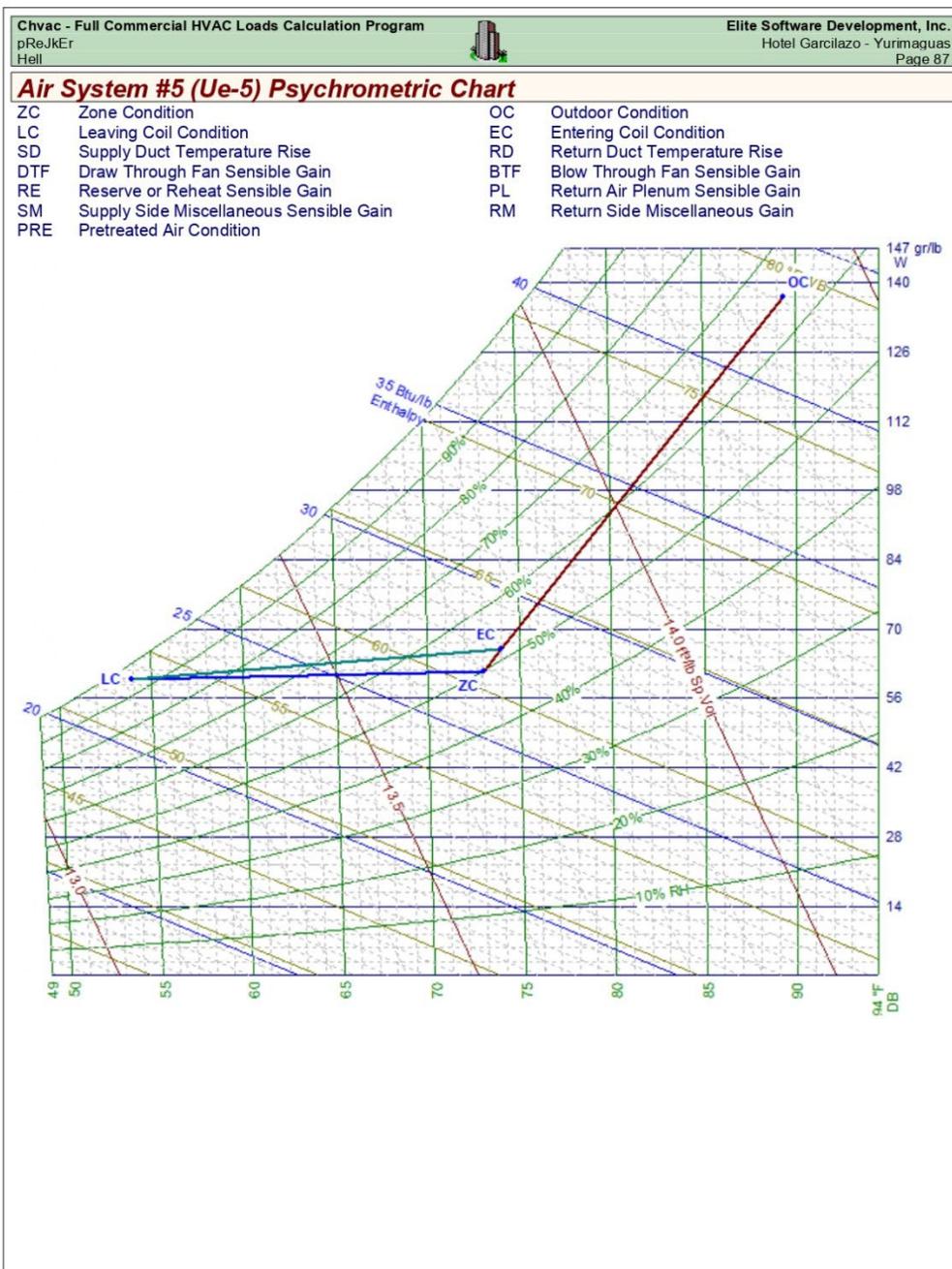


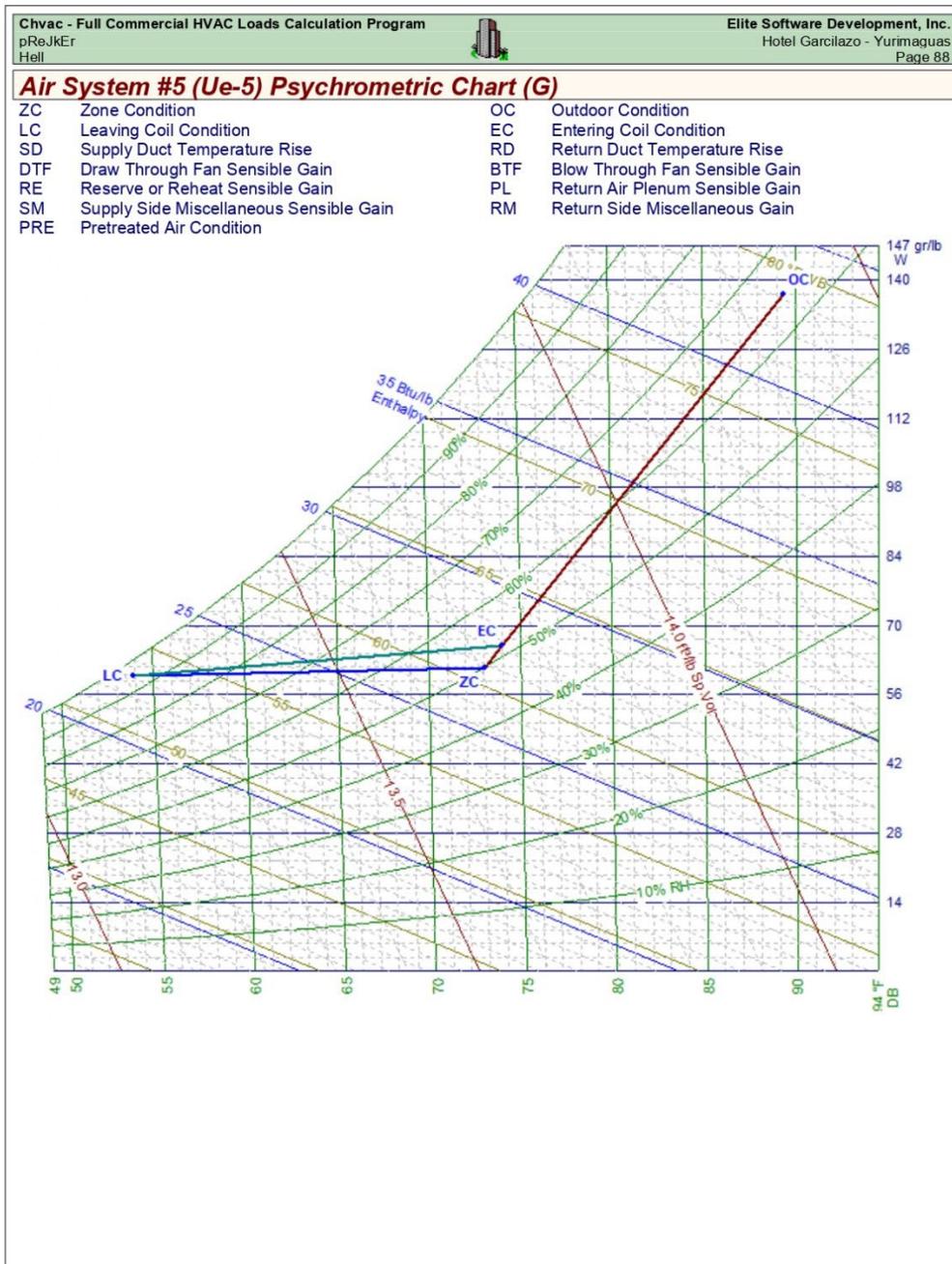


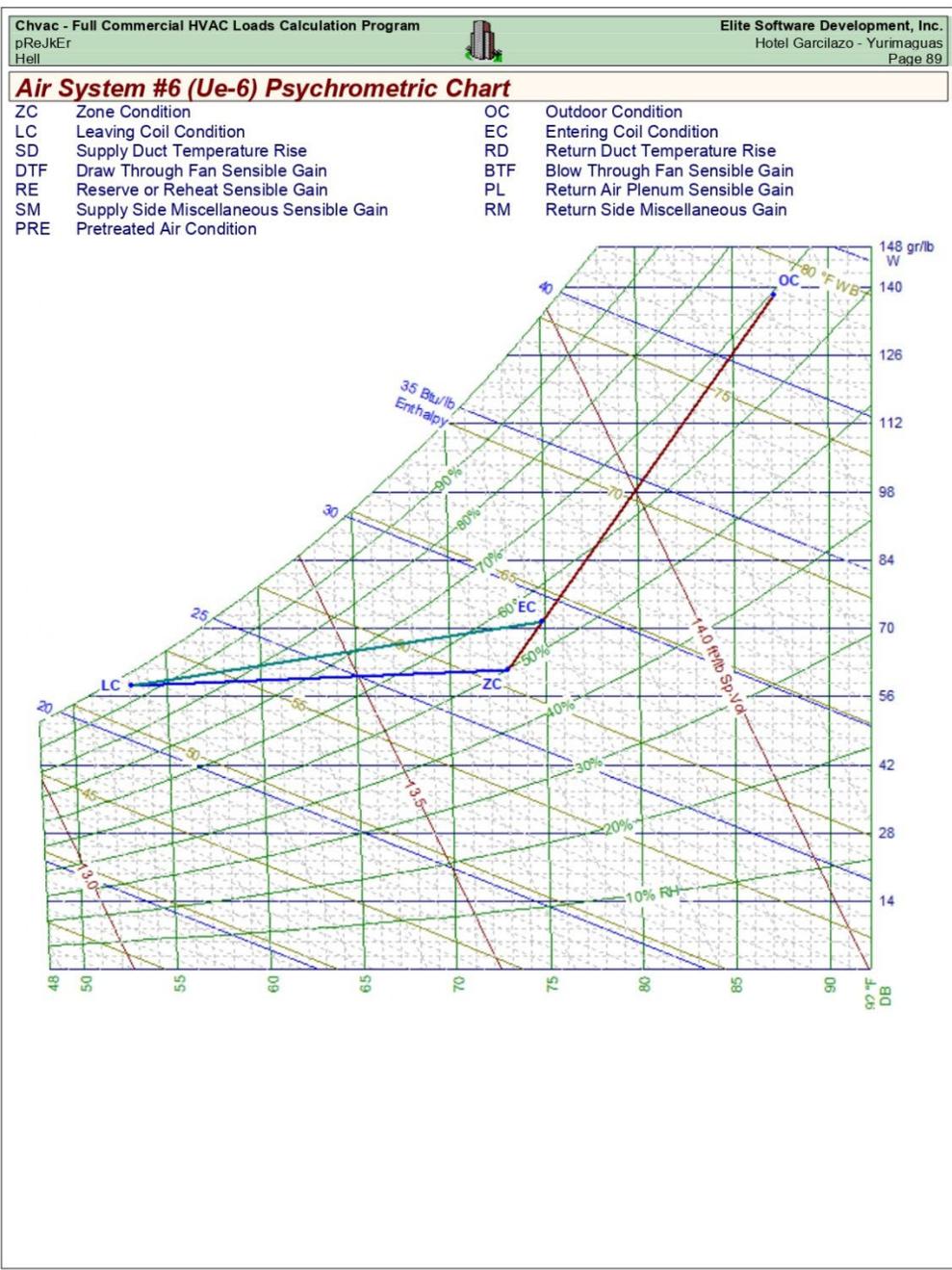


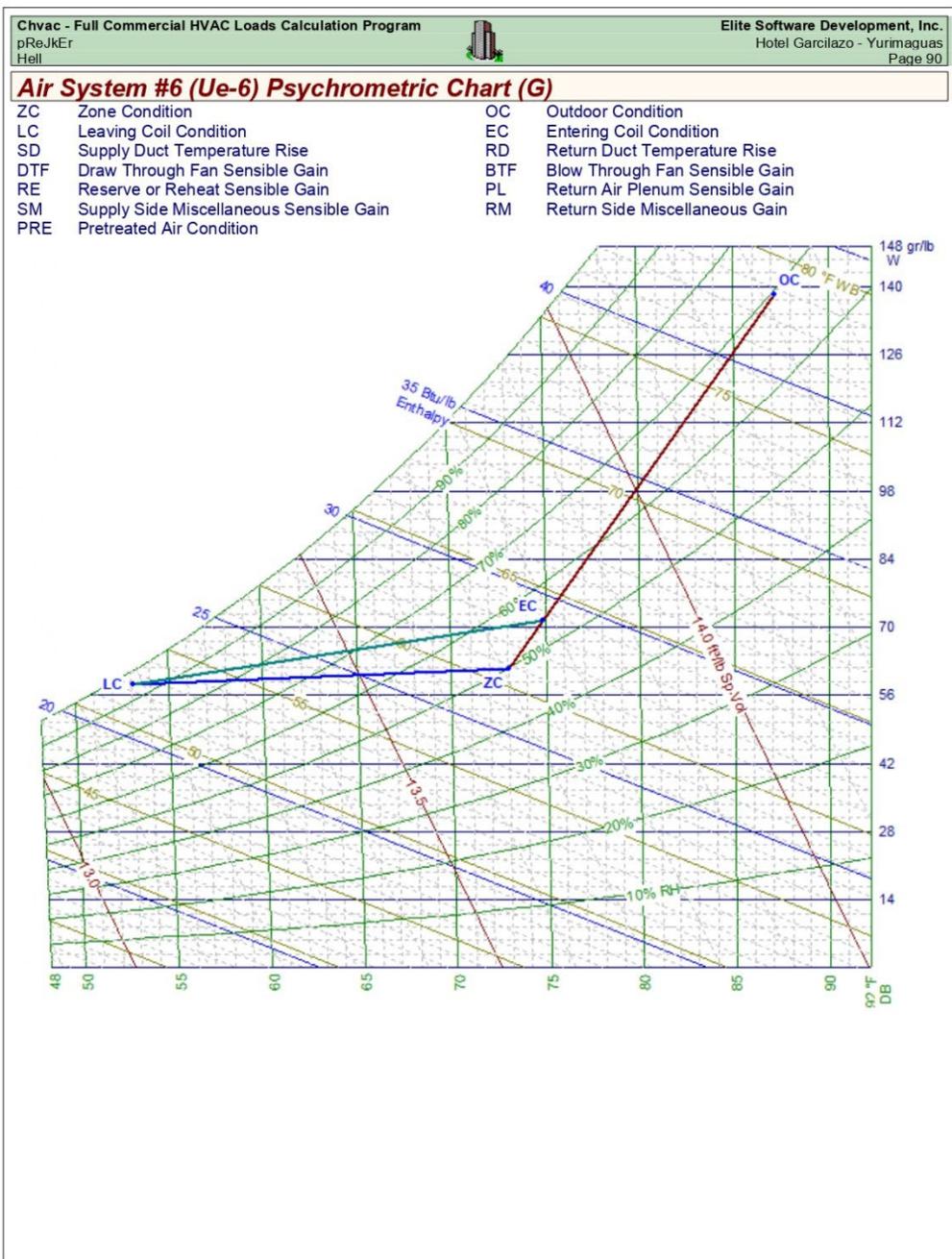


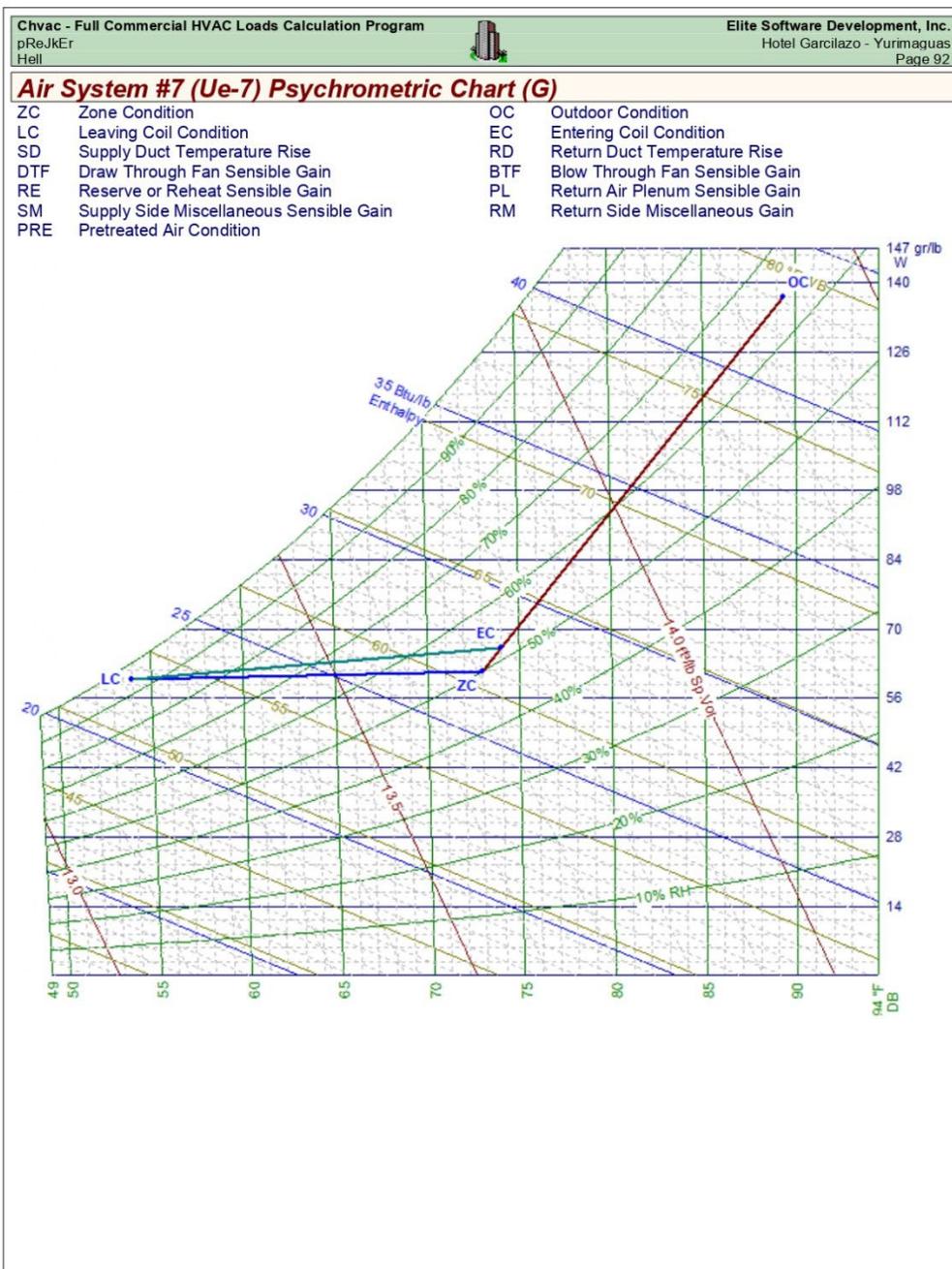


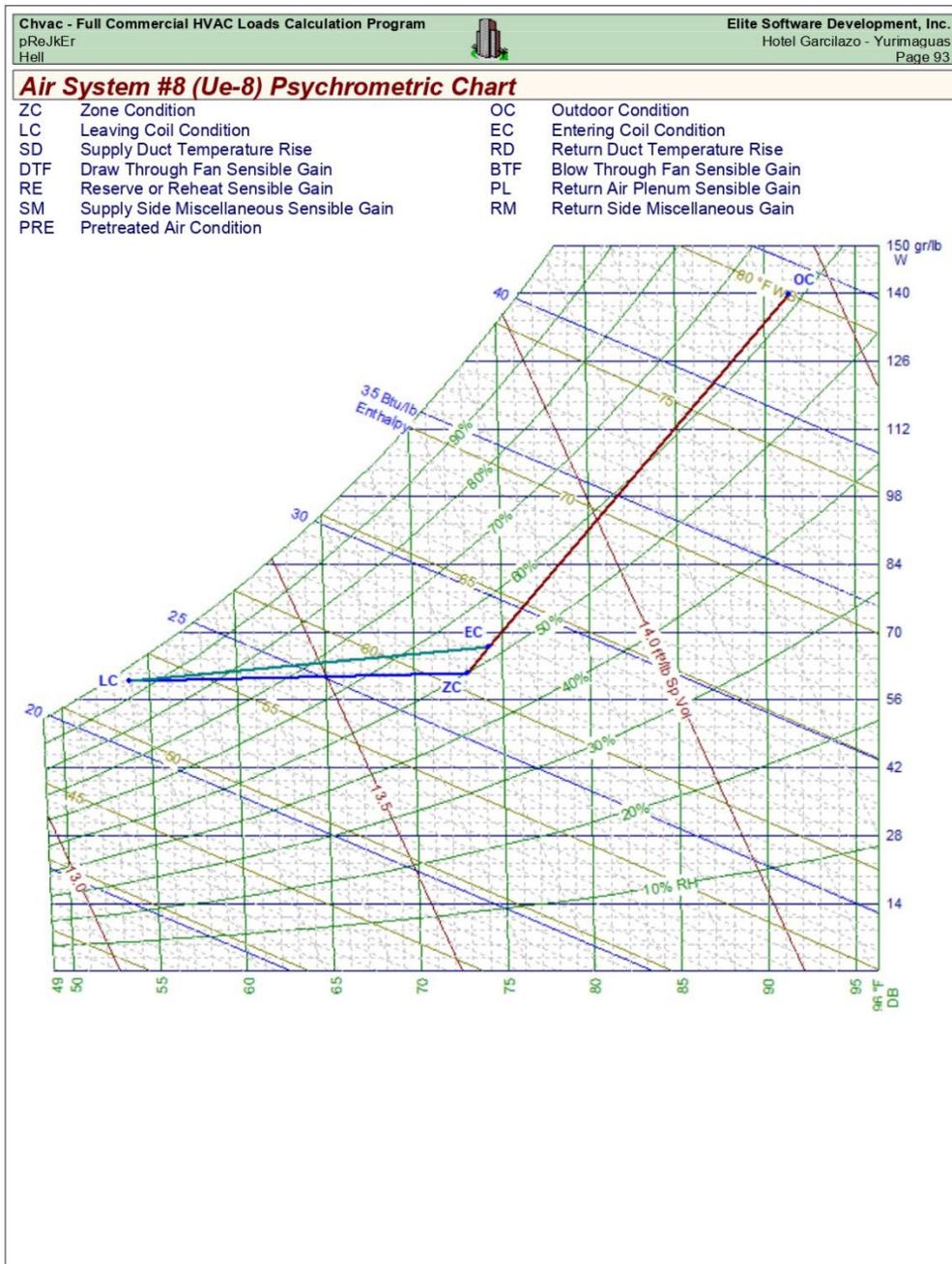


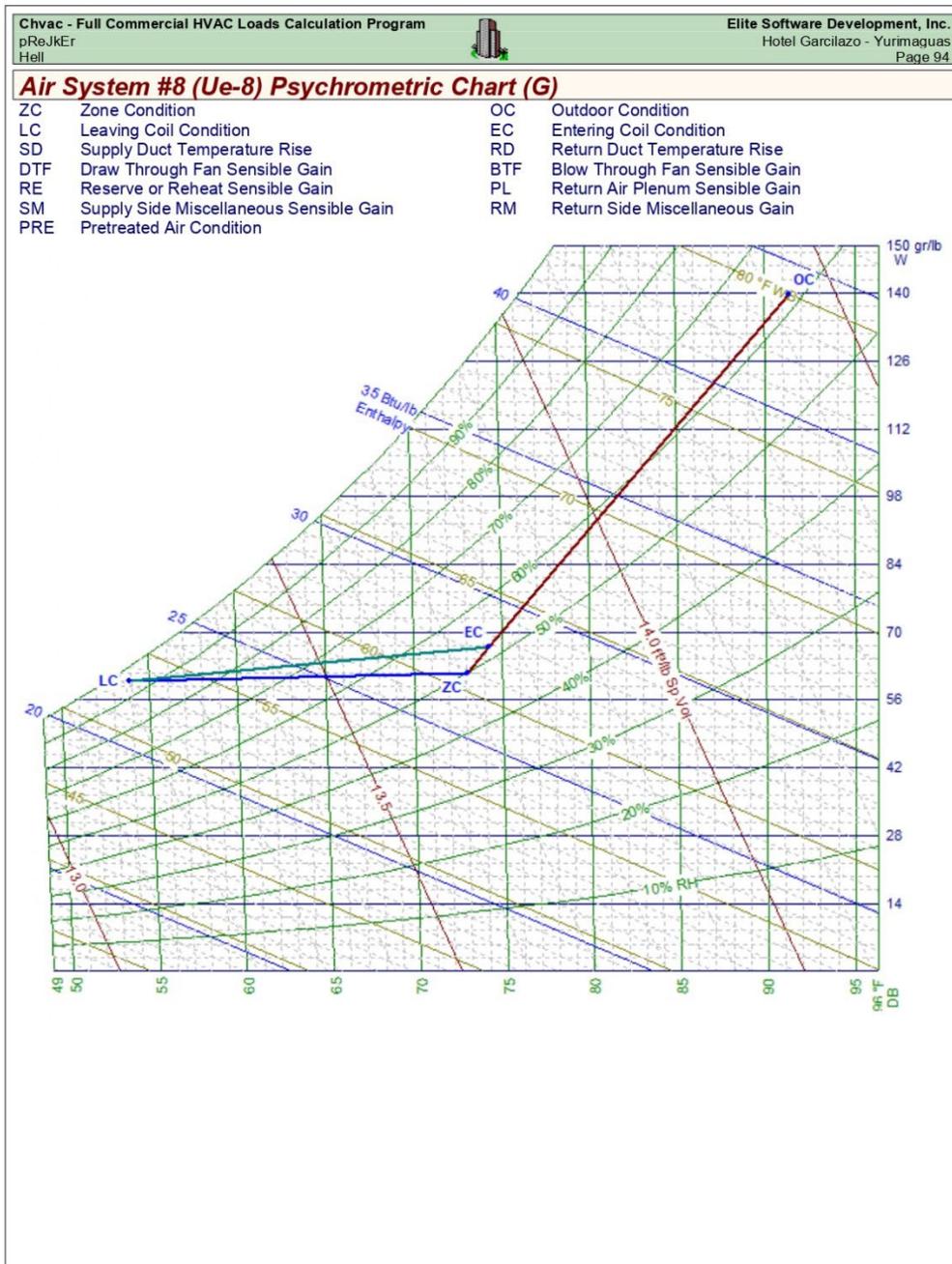


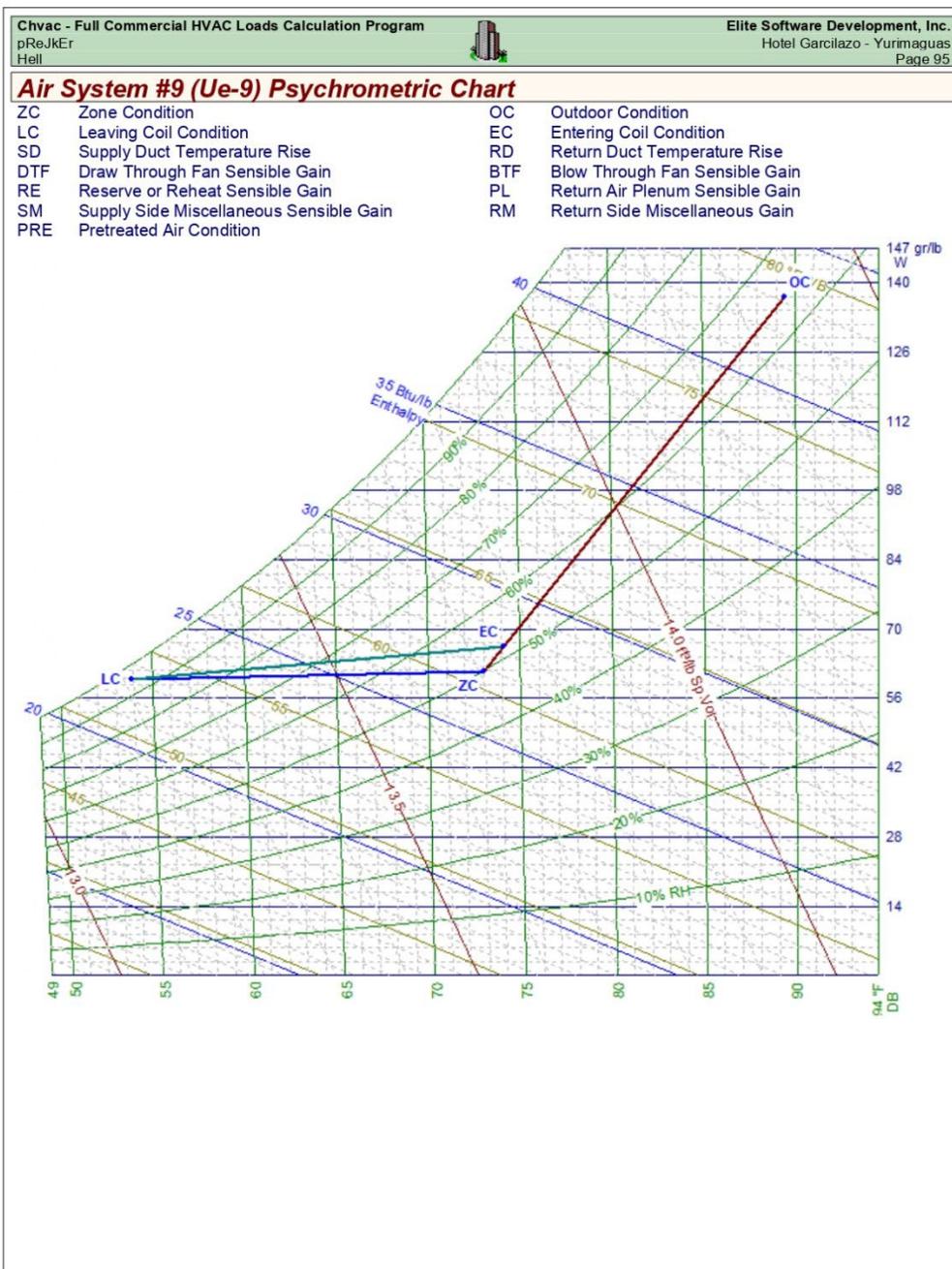


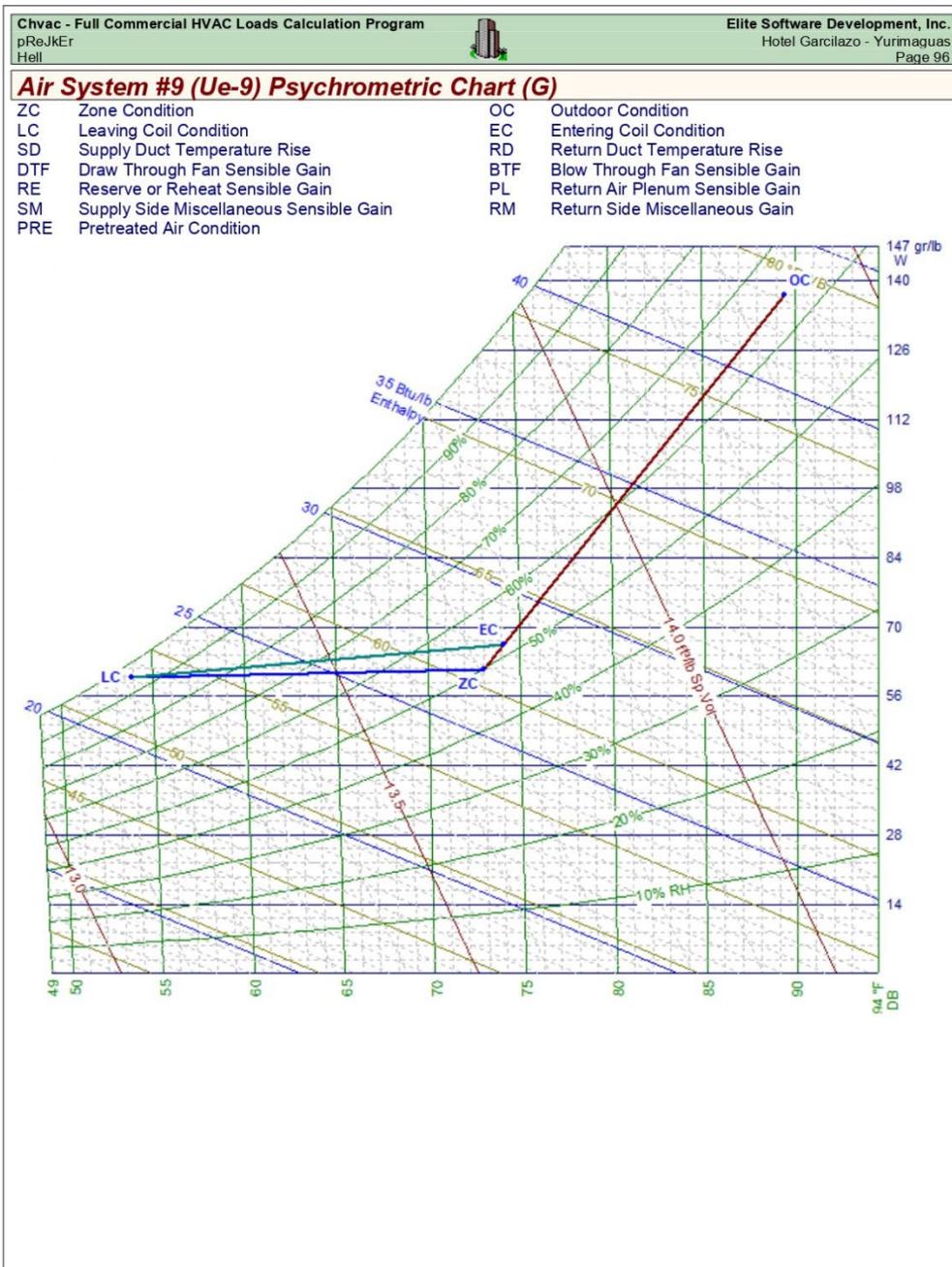


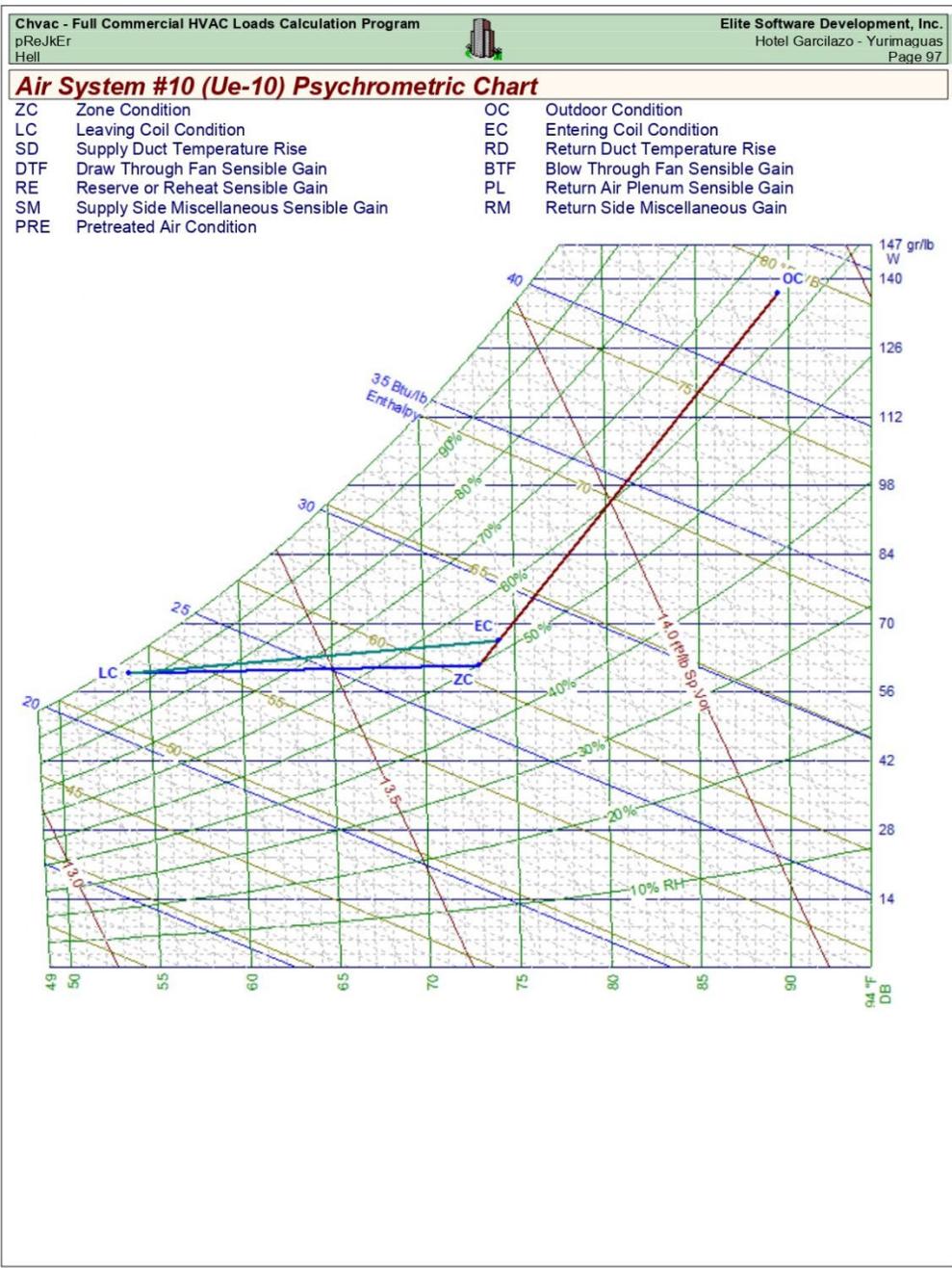


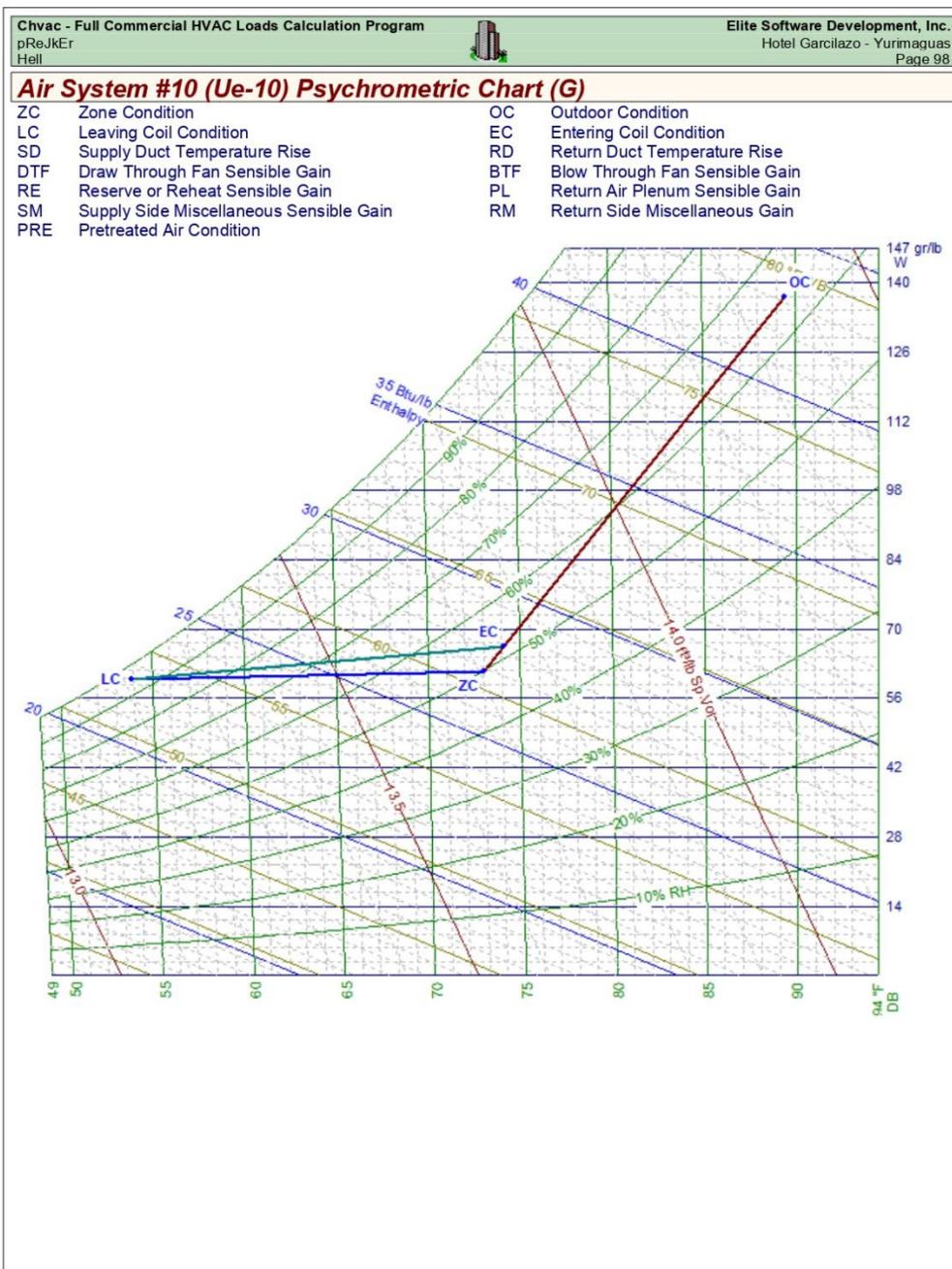


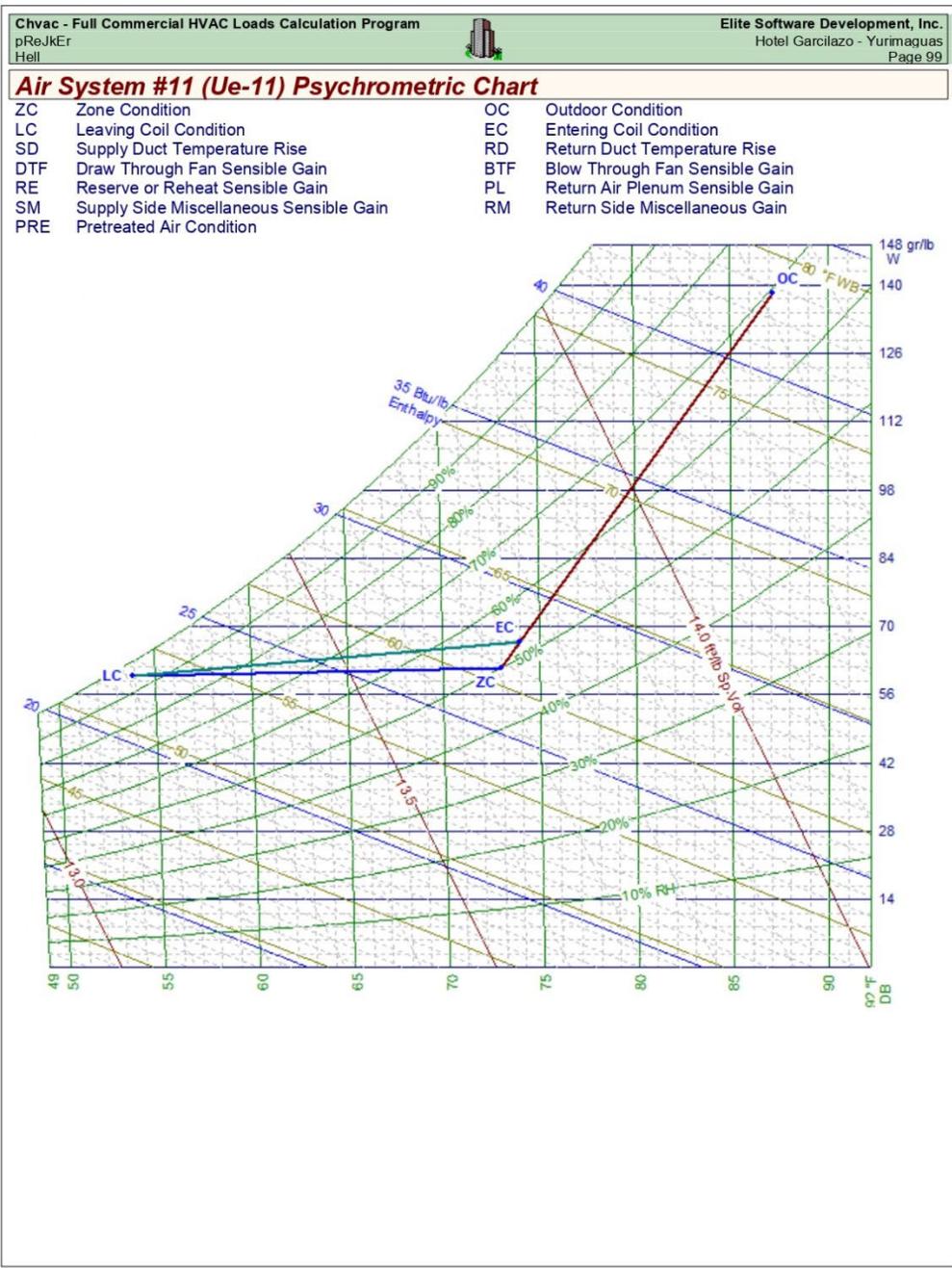


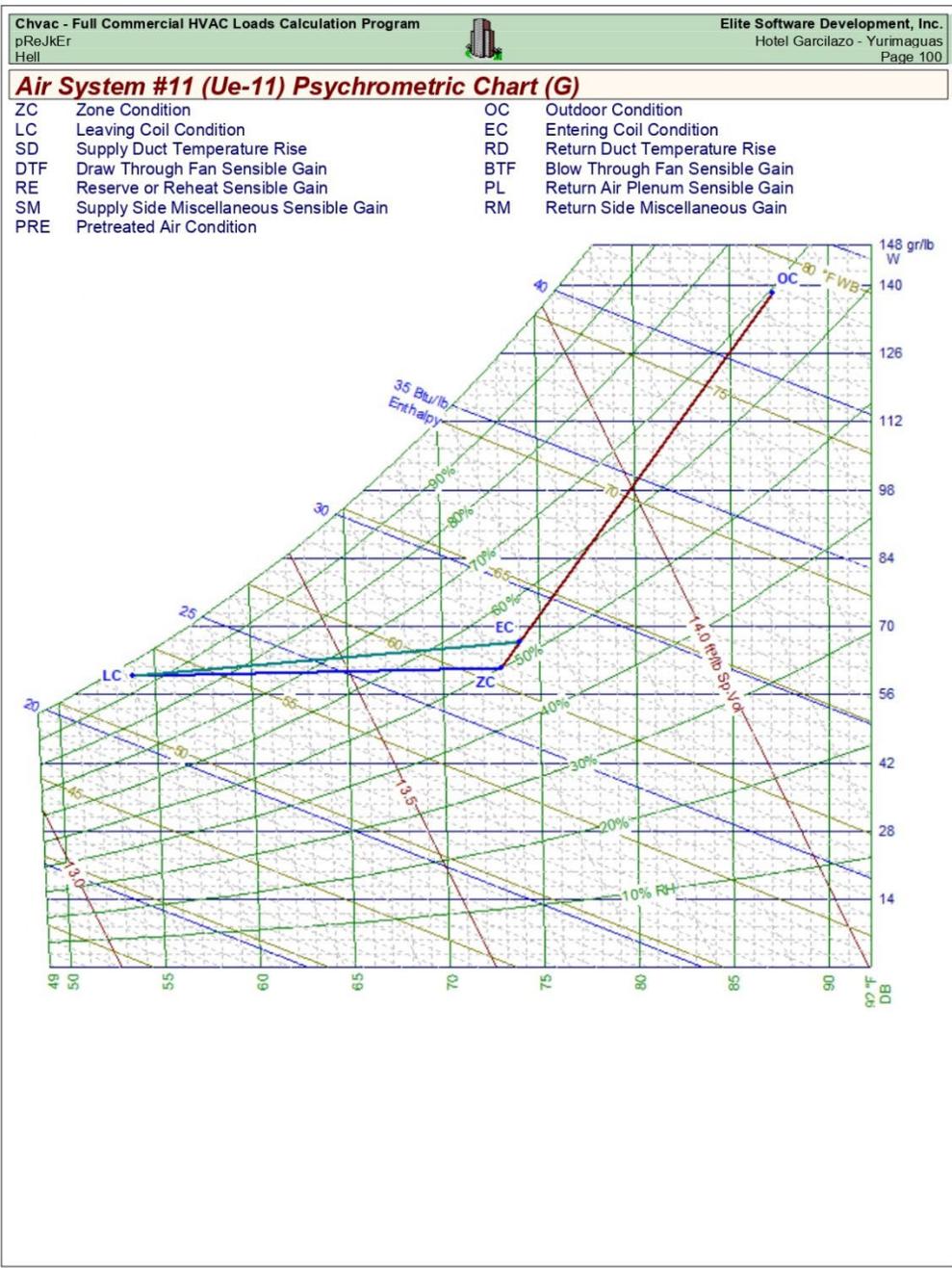


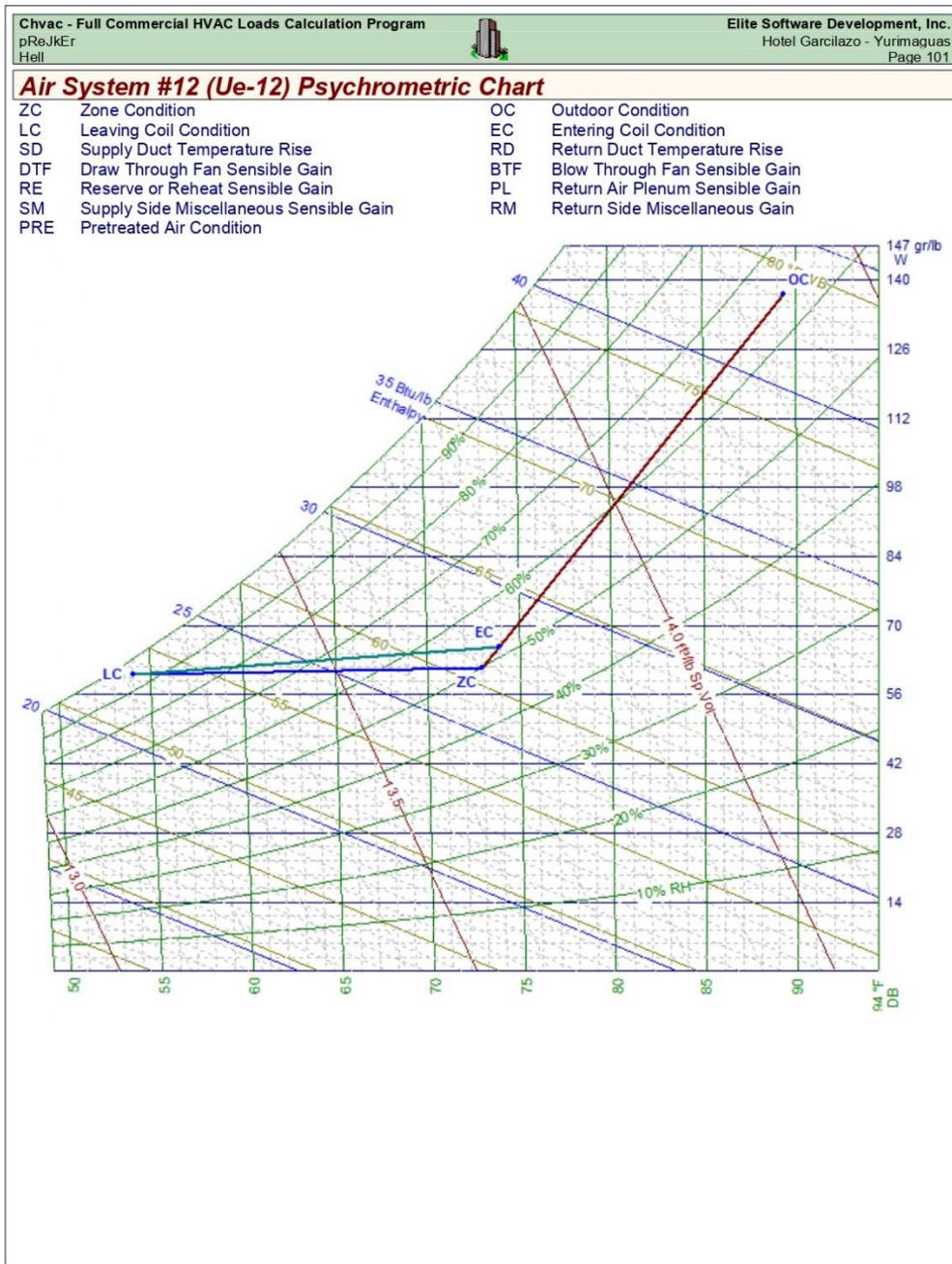


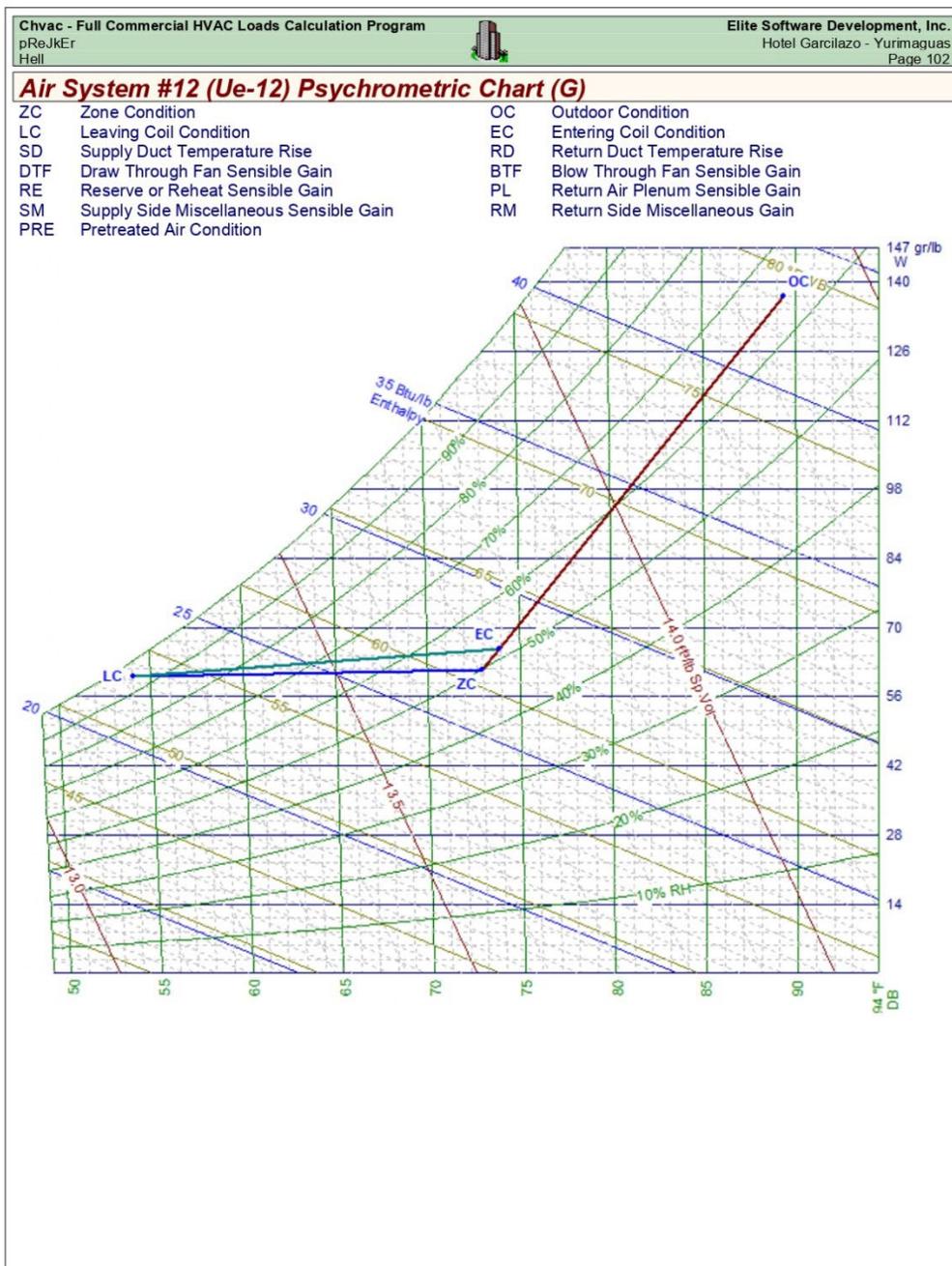


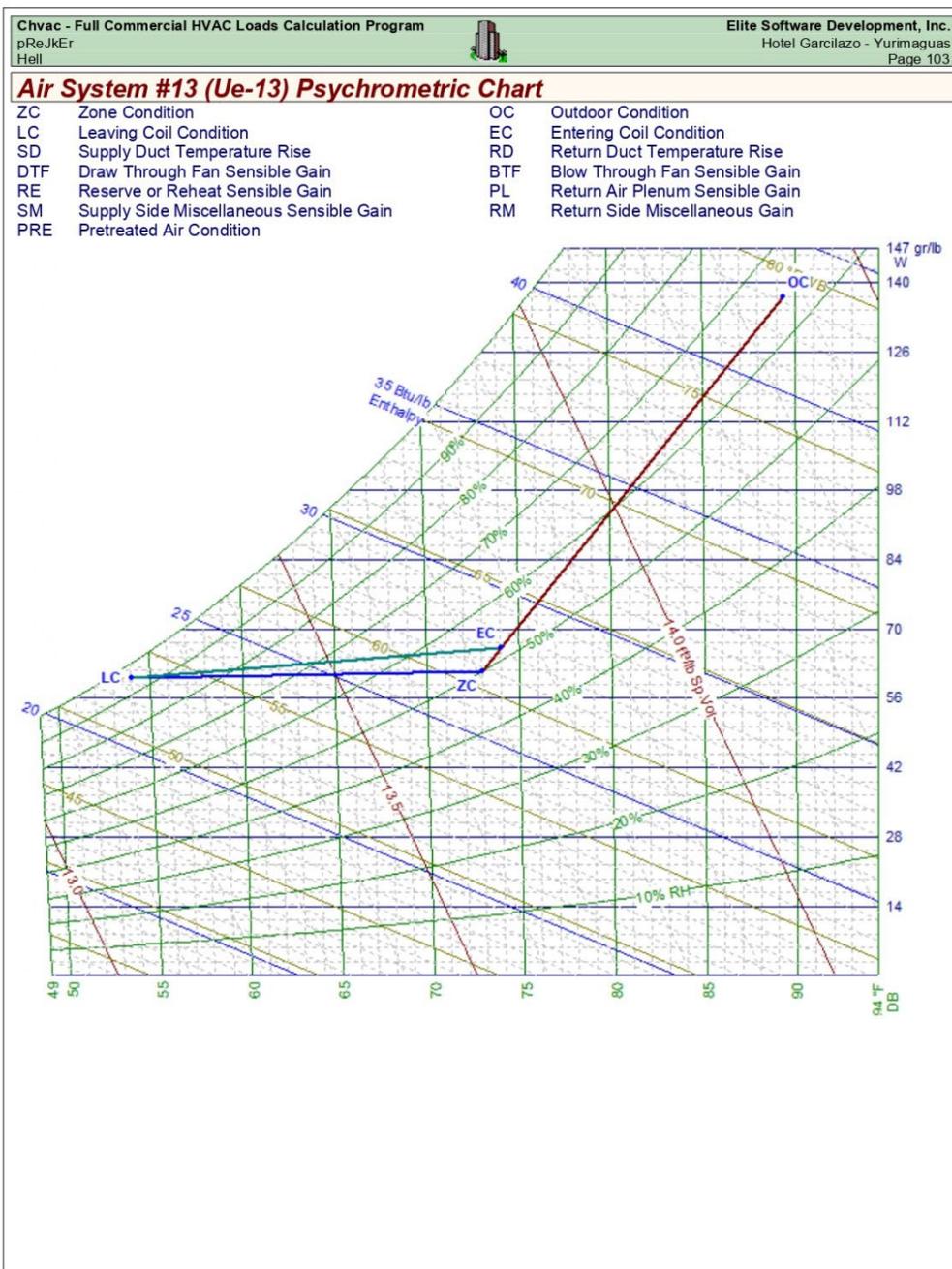


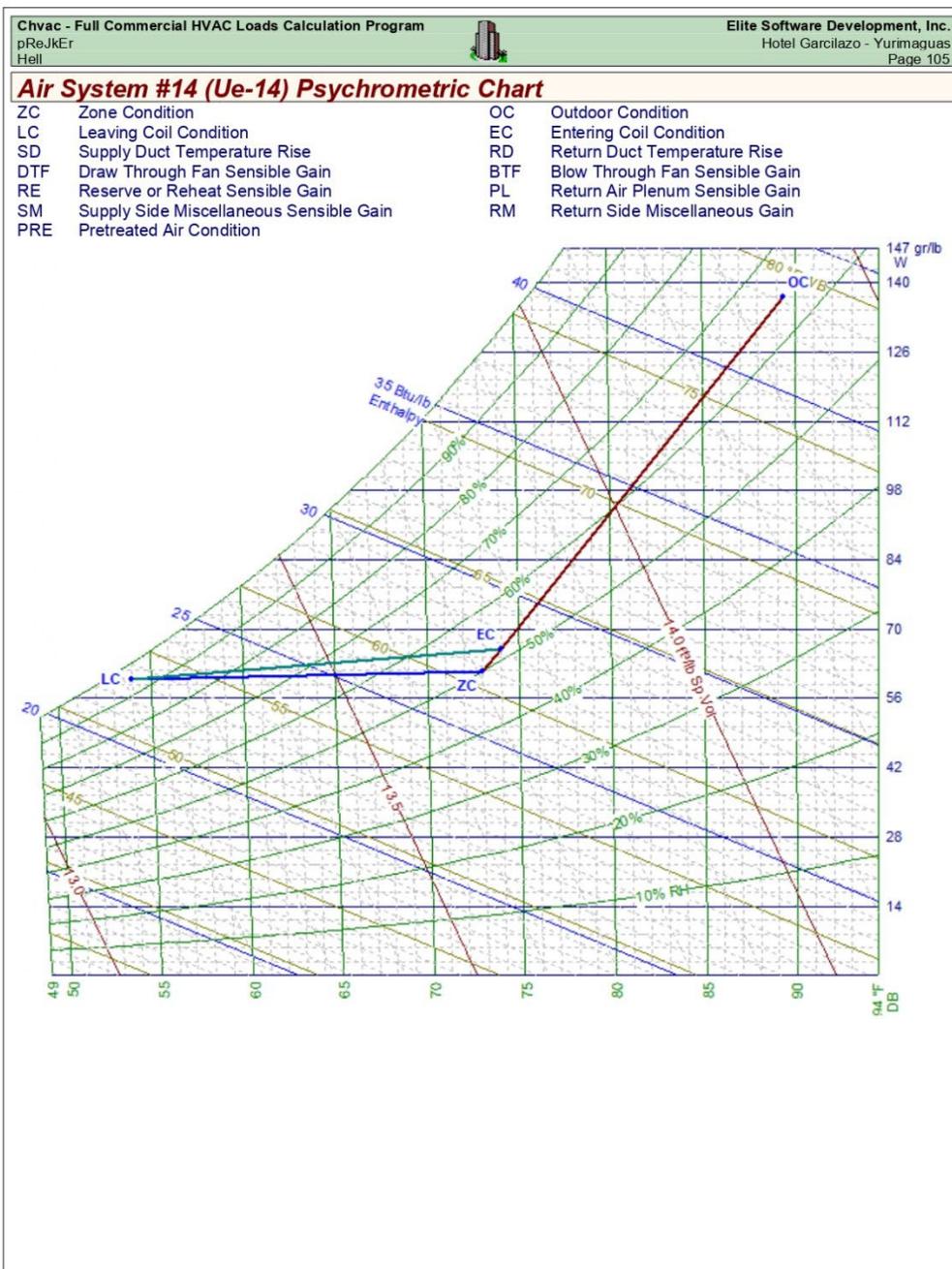


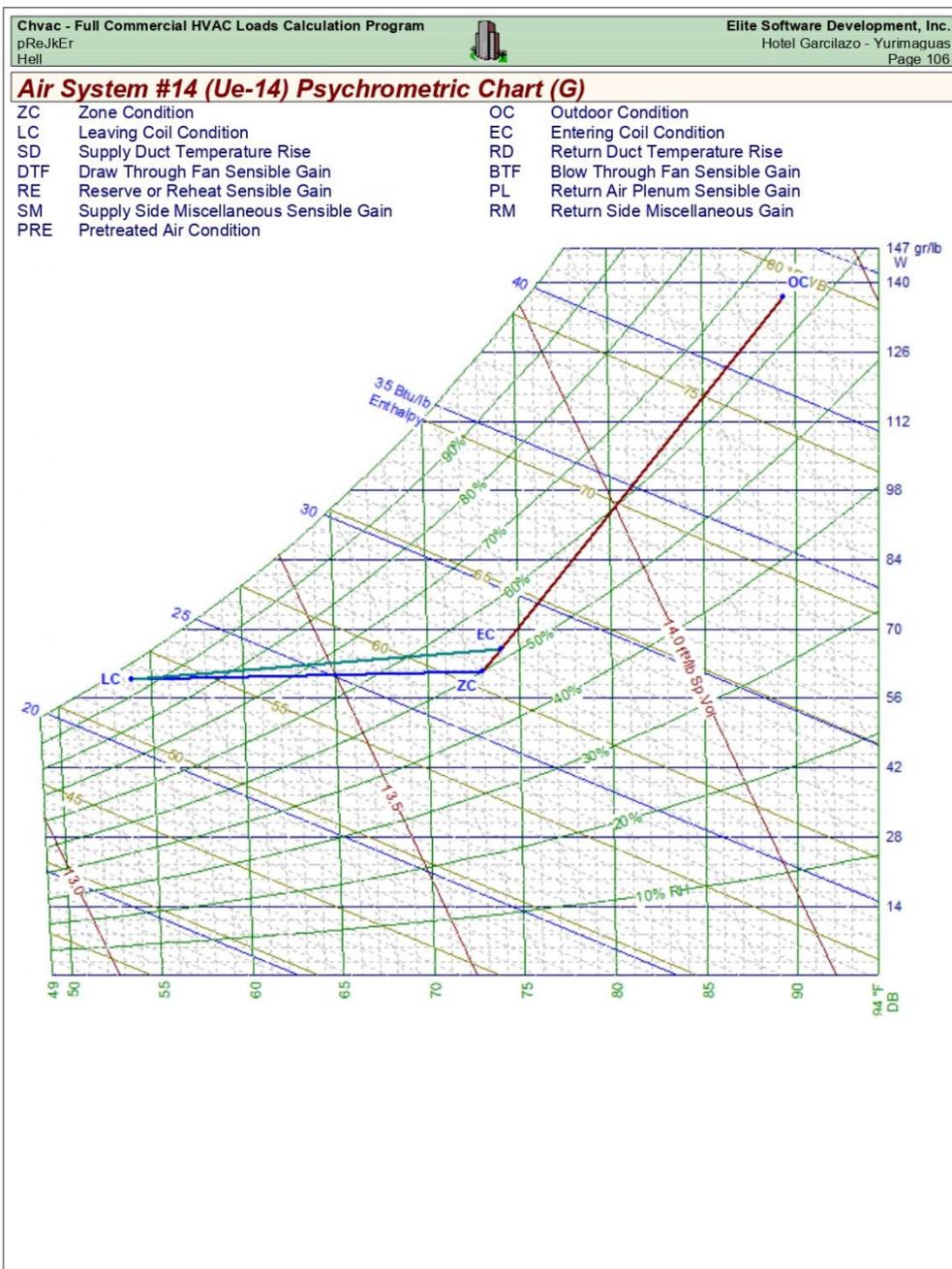


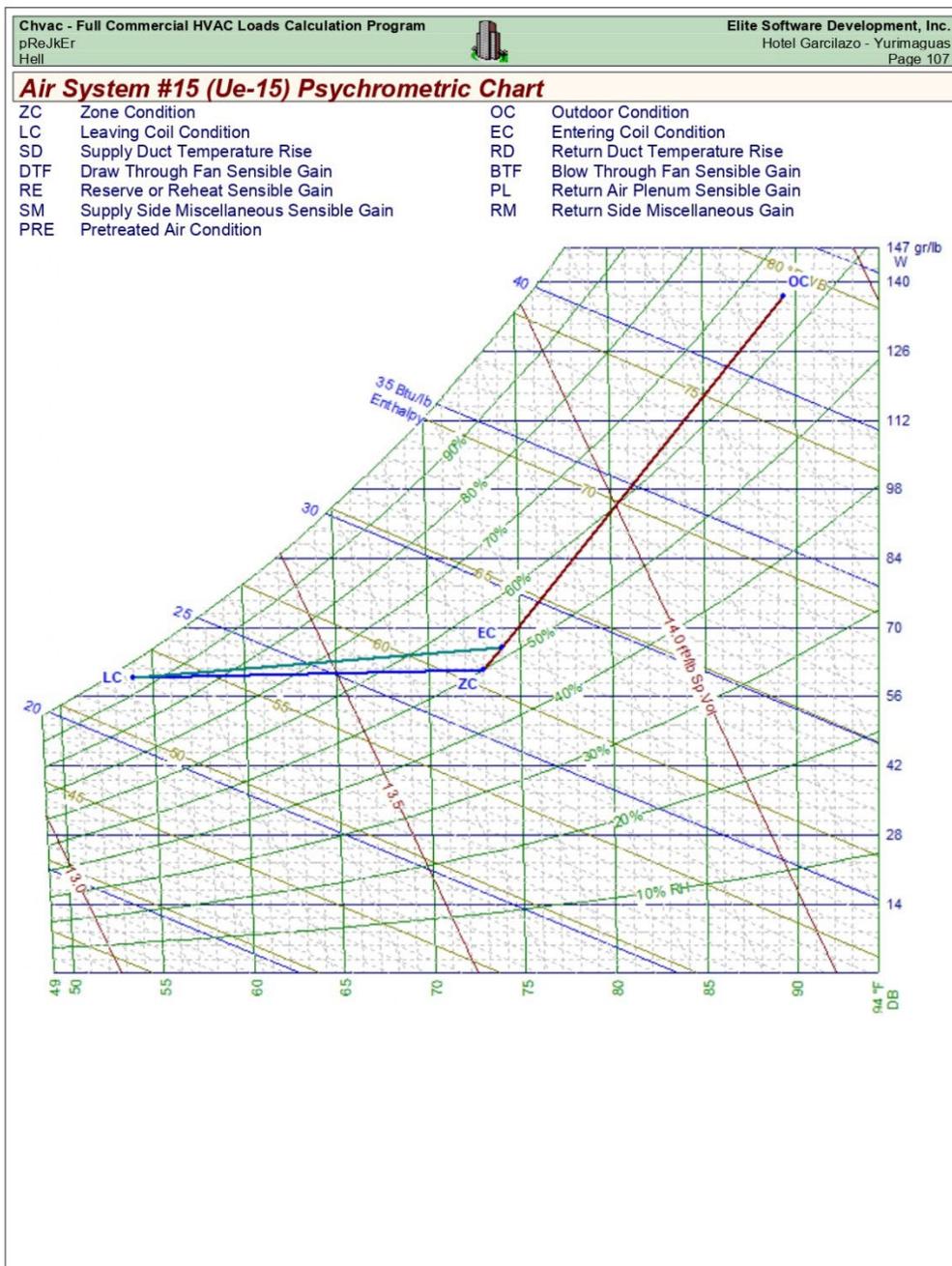


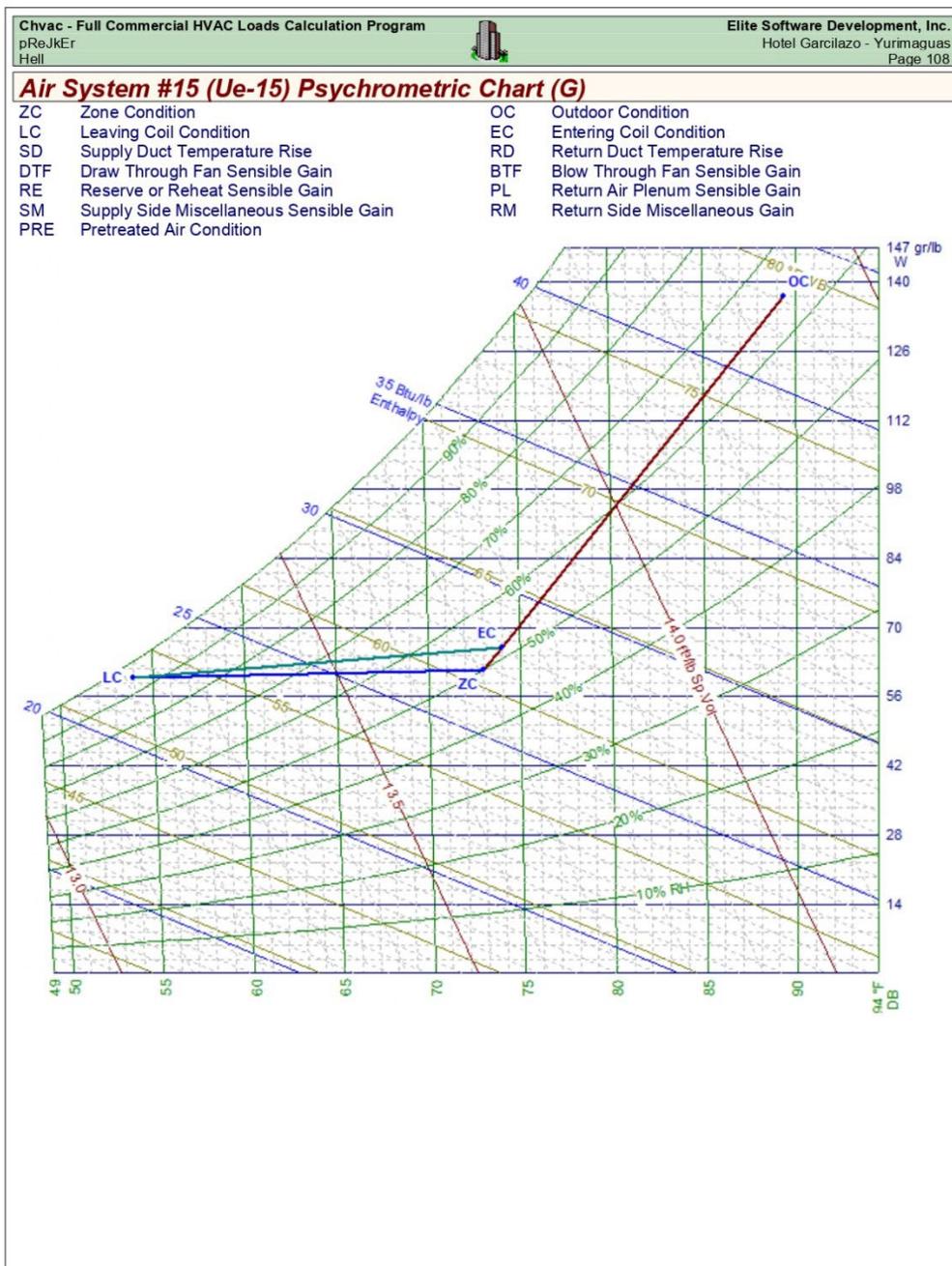


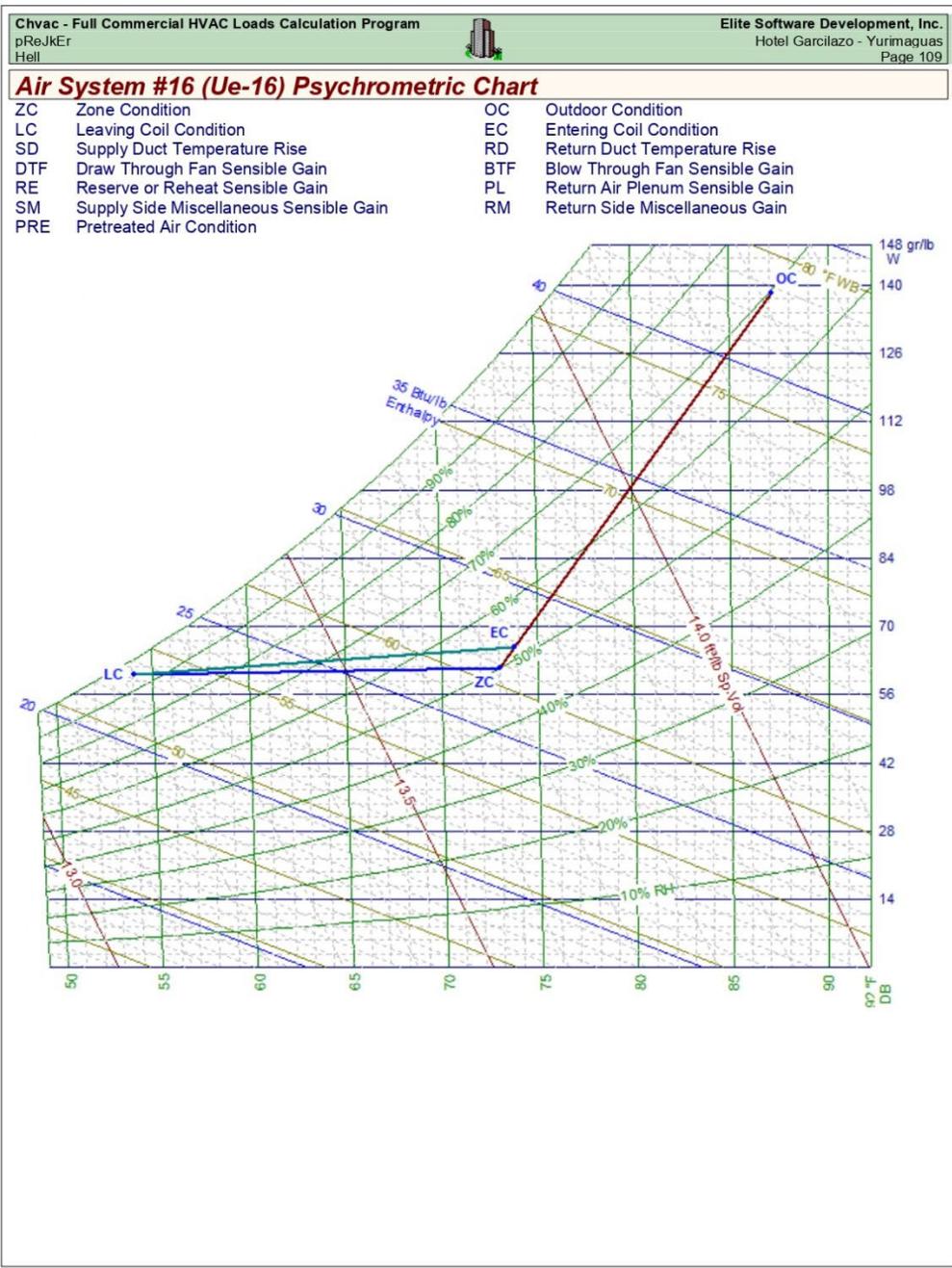


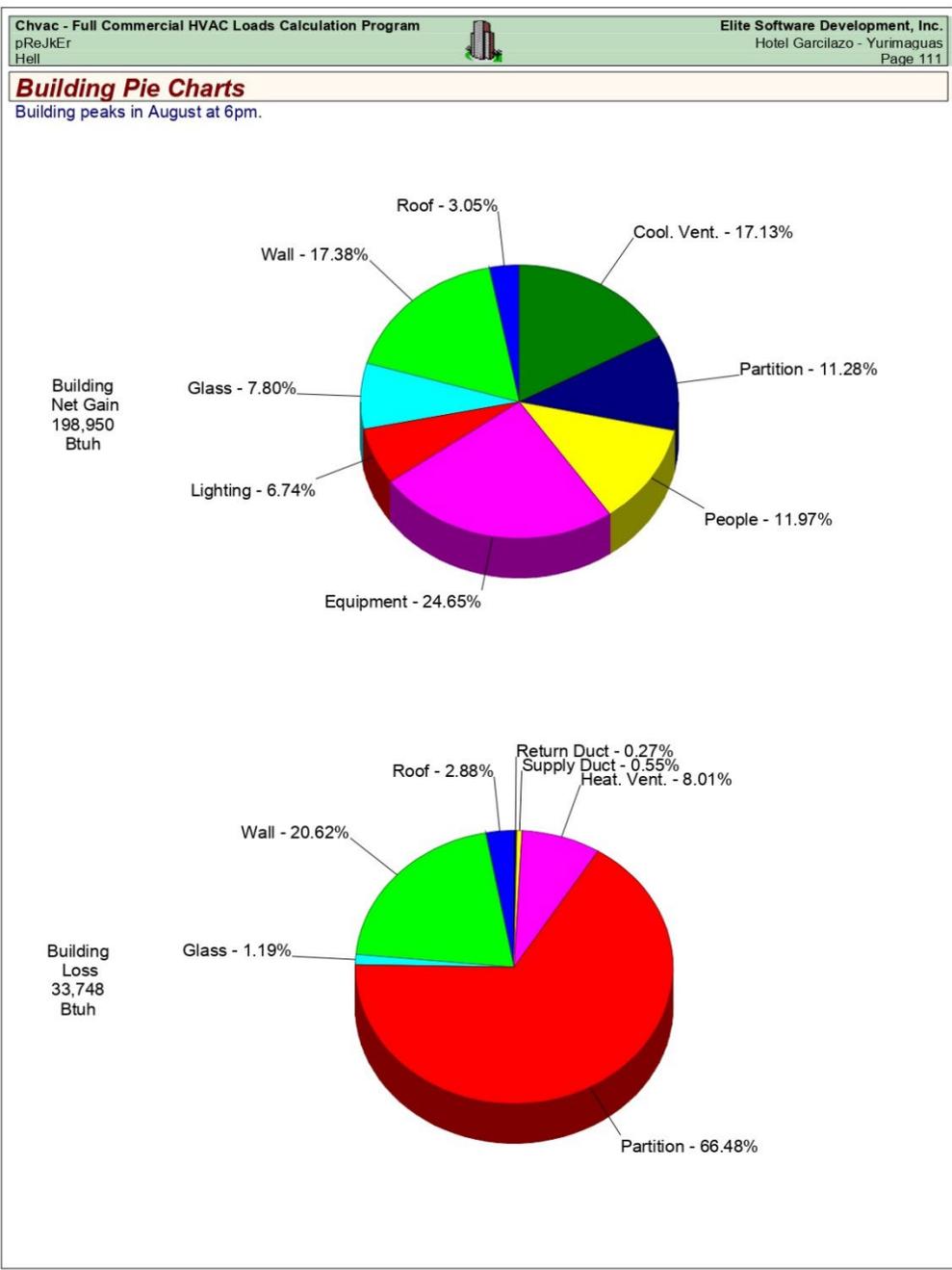








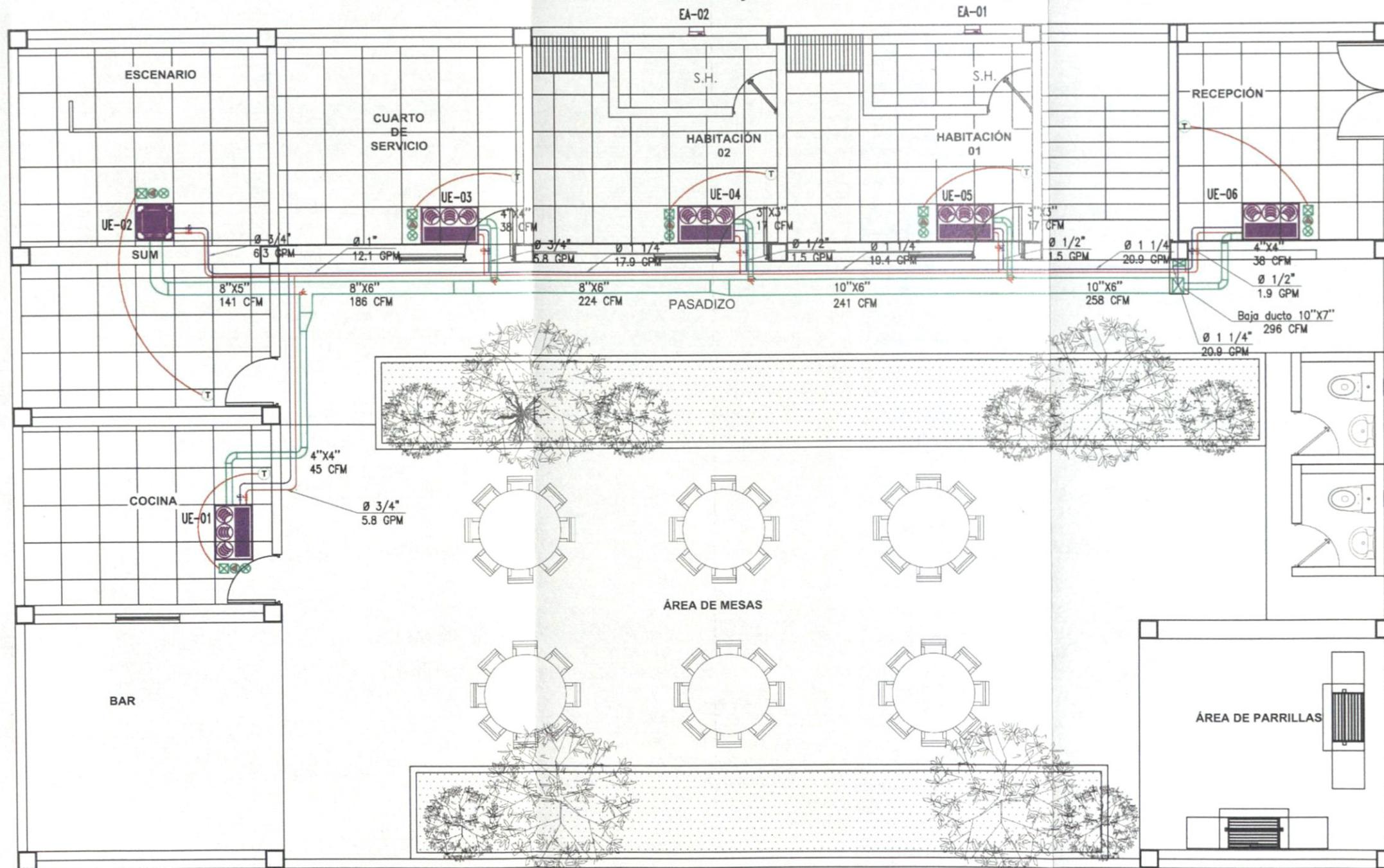




PLANOS

AA-01: Sistema de aire acondicionado y ventilación mecánica en primer piso	290
AA-02: Sistema de aire acondicionado y ventilación mecánica en segundo y tercer piso.....	291
AA-03: Sistema de aire acondicionado y ventilación mecánica en cuarto y quinto piso.....	292
AA-04: Sistema de aire acondicionado y ventilación mecánica en azotea .	293
AA-05: Vista frontal de Sistema de aire acondicionado	294
AA-06: Vista frontal de Sistema de ventilación	295
AA-07: Cuadros de equipos y leyendas.....	296

AA-01: Sistema de aire acondicionado y ventilación mecánica en primer piso



DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO

DISEÑADOR:	WILLIAMS DAVID VILLEGAS PUMA
REVISIÓN:	W.D.V.P.
ESCALA:	1/150
FECHA:	30-09-2021
REFERENCIA:	SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO Y VENTILACIÓN MECÁNICA

NOTAS GENERALES:
 1. TODOS LOS CONCEPTOS, DISEÑOS Y DIBUJOS ESTÁN PROTEGIDOS POR LEY (PROPIEDAD INTELECTUAL), POR TANTO NO PUEDE SER IMPRESO, DISTRIBUIDO O COPIADO SIN LA AUTORIZACIÓN ESCRITA DEL PROPIETARIO Y PROYECTISTA
 2. ESTOS DIBUJOS ESTÁN SUJETOS A POSIBLES CAMBIOS REQUERIDOS O RECOMENDADOS POR LAS AUTORIDADES O POR NECESIDAD DEL PROYECTO.
 3. TODOS LOS DIBUJOS ELABORADOS POR TERCEROS DEBEN SER APROBADOS POR EL PROPIETARIO Y PROYECTISTA ANTES DE SU CONSTRUCCIÓN.

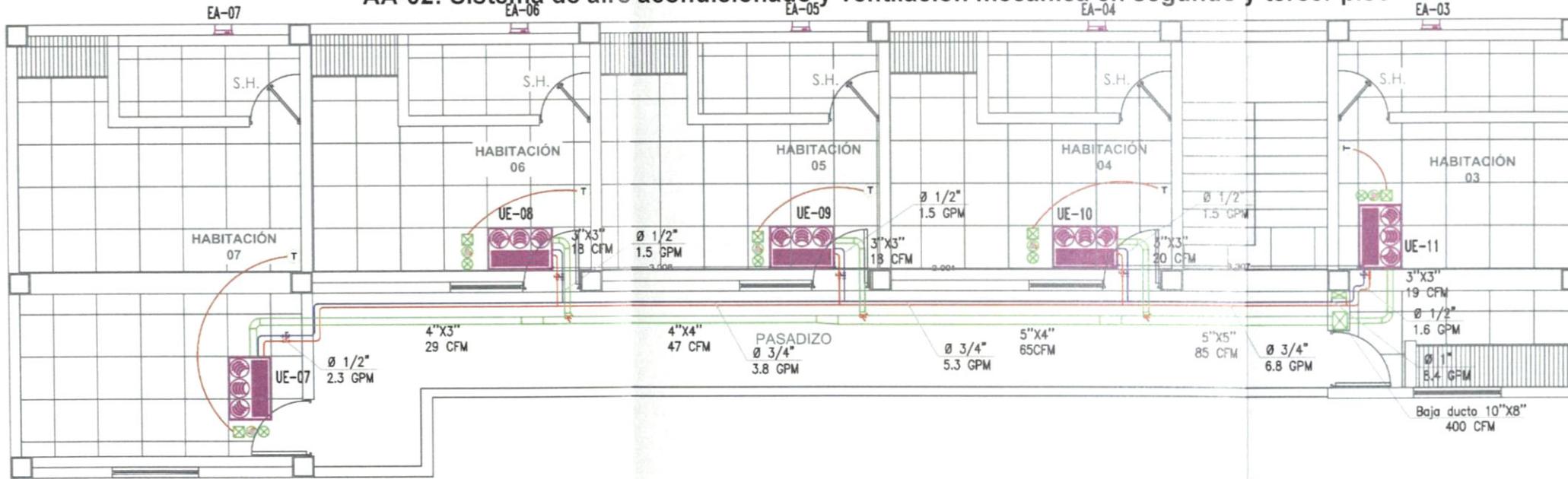
PLANO:
PRIMER PISO

PROYECTO:
 SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO PARA EL HOTEL GARCILASO
 ESPECIALIDAD:
 AIRE ACONDICIONADO Y VENTILACION MECANICA

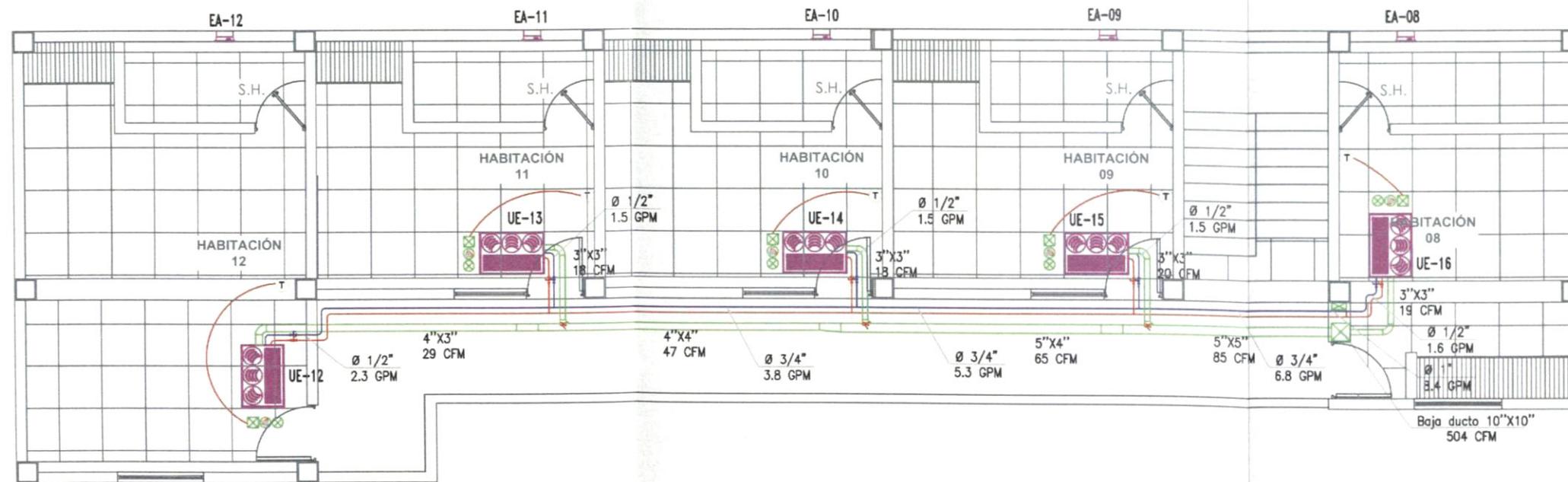
LAMINA Nº:

AA-01

AA-02: Sistema de aire acondicionado y ventilación mecánica en segundo y tercer piso



SEGUNDO PISO



TERCER PISO

DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO

DISEÑADOR	WILLIAMS DAVID VILLEGAS PUMA
REVISIÓN	W.D.V.P.
ESCALA	1/150
FECHA	30-09-2021
REFERENCIA	SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO Y VENTILACIÓN MECÁNICA

NOTAS GENERALES:
 1. TODOS LOS CONCEPTOS, DISEÑOS Y DIBUJOS ESTÁN PROTEGIDOS POR LEY DE PROPIEDAD INTELECTUAL, POR TANTO NO PUEDE SER IMPRESO, DISTRIBUIDO O COPIADO SIN LA AUTORIZACIÓN ESCRITA DEL PROPIETARIO Y PROYECTISTA.
 2. ESTOS DIBUJOS ESTÁN SUJETOS A POSIBLES CAMBIOS REQUERIDOS O RECOMENDADOS POR LAS AUTORIDADES O POR NECESIDAD DEL PROYECTO.
 3. TODOS LOS DIBUJOS ELABORADOS POR TERCEROS DEBEN SER APROBADOS POR EL PROPIETARIO Y PROYECTISTA ANTES DE SU CONSTRUCCIÓN.

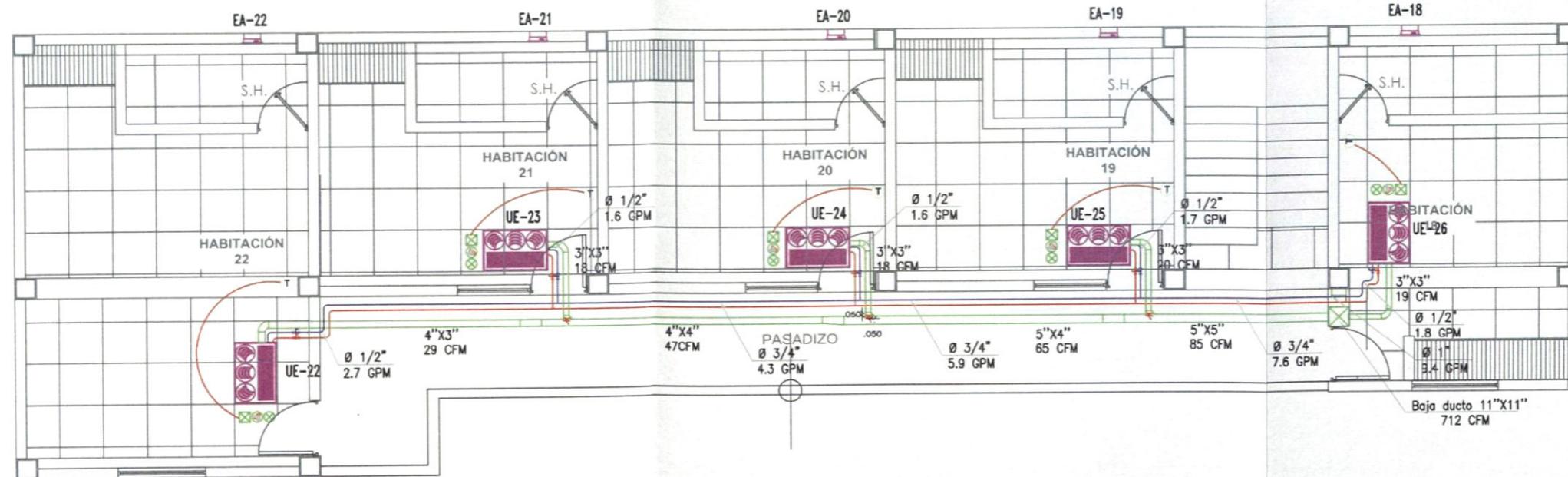
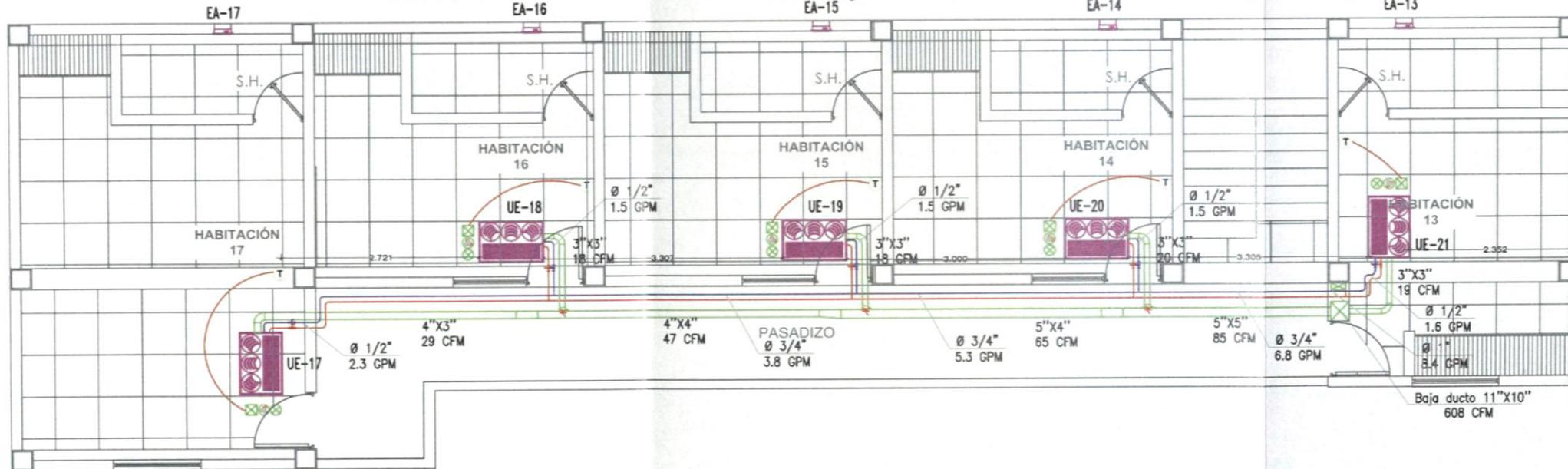
PLANO
 SEGUNDO Y TERCER PISO

PROYECTO:
 SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO PARA EL HOTEL GARCILASO
 ESPECIALIDAD:
 AIRE ACONDICIONADO Y VENTILACION MECANICA

LAMINA Nº

AA-02

AA-03: Sistema de aire acondicionado y ventilación mecánica en cuarto y quinto piso



DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO

DISEÑADOR: WILLIAMS DAVID VILLEGAS PUMA
 REVISOR: W.D.V.P.
 ESCALA: 1/150
 FECHA: 30-09-2021
 REFERENCIA: SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO Y VENTILACIÓN MECÁNICA

NOTAS GENERALES:
 1. TODOS LOS CONCEPTOS, DISEÑOS Y DIBUJOS ESTÁN PROTEGIDOS POR LEY (PROPIEDAD INTELECTUAL) POR TANTO NO PUEDE SER IMPRESO, DISTRIBUIDO O COPIADO SIN LA AUTORIZACIÓN ESCRITA DEL PROPIETARIO Y PROYECTISTA.
 2. ESTOS DIBUJOS ESTÁN SUJETOS A POSIBLES CAMBIOS REQUERIDOS O RECOMENDADOS POR LAS AUTORIDADES O POR NECESIDAD DEL PROYECTO.
 3. TODOS LOS DIBUJOS ELABORADOS POR TERCEROS DEBEN SER APROBADOS POR EL PROPIETARIO Y PROYECTISTA ANTES DE SU CONSTRUCCIÓN.

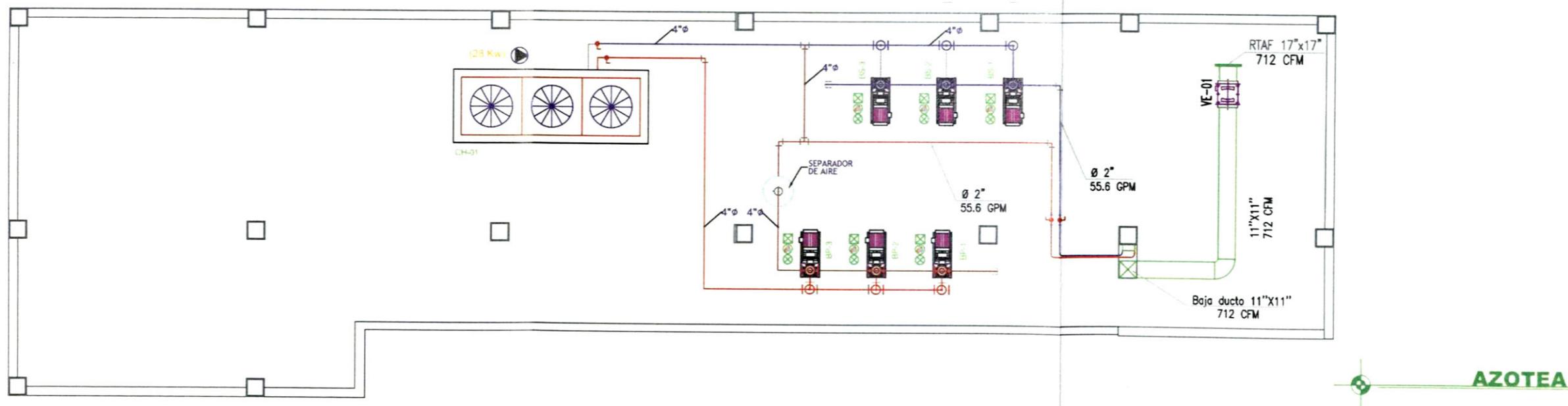
PLANO: CUARTO Y QUINTO PISO

PROYECTO: SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO PARA EL HOTEL GARCILASO
 ESPECIALIDAD: AIRE ACONDICIONADO Y VENTILACION MECANICA

LÁMINA N°:

AA-03

AA-04: Sistema de aire acondicionado y ventilación mecánica en azotea



DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO

DISEÑADOR	WILLIAMS DAVID VILLEGAS PUMA
REVISIÓN	W.D.V.P.
ESCALA	1/150
FECHA	30-09-2021
REFERENCIA	SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO Y VENTILACIÓN MECÁNICA

NOTAS GENERALES
 1. TODOS LOS CONCEPTOS, DISEÑOS Y DIBUJOS ESTÁN PROTEGIDOS POR LEY (PROPIEDAD INTELECTUAL), POR TANTO NO PUEDE SER IMPRESO, DISTRIBUIDO O COPIADO SIN LA AUTORIZACIÓN ESCRITA DEL PROPIETARIO Y PROYECTISTA.
 2. ESTOS DIBUJOS ESTÁN SUJETOS A POSIBLES CAMBIOS REQUERIDOS O RECOMENDADOS POR LAS AUTORIDADES O POR NECESIDAD DEL PROYECTO.
 3. TODOS LOS DIBUJOS ELABORADOS POR TERCEROS DEBEN SER APROBADOS POR EL PROPIETARIO Y PROYECTISTA ANTES DE SU CONSTRUCCIÓN.

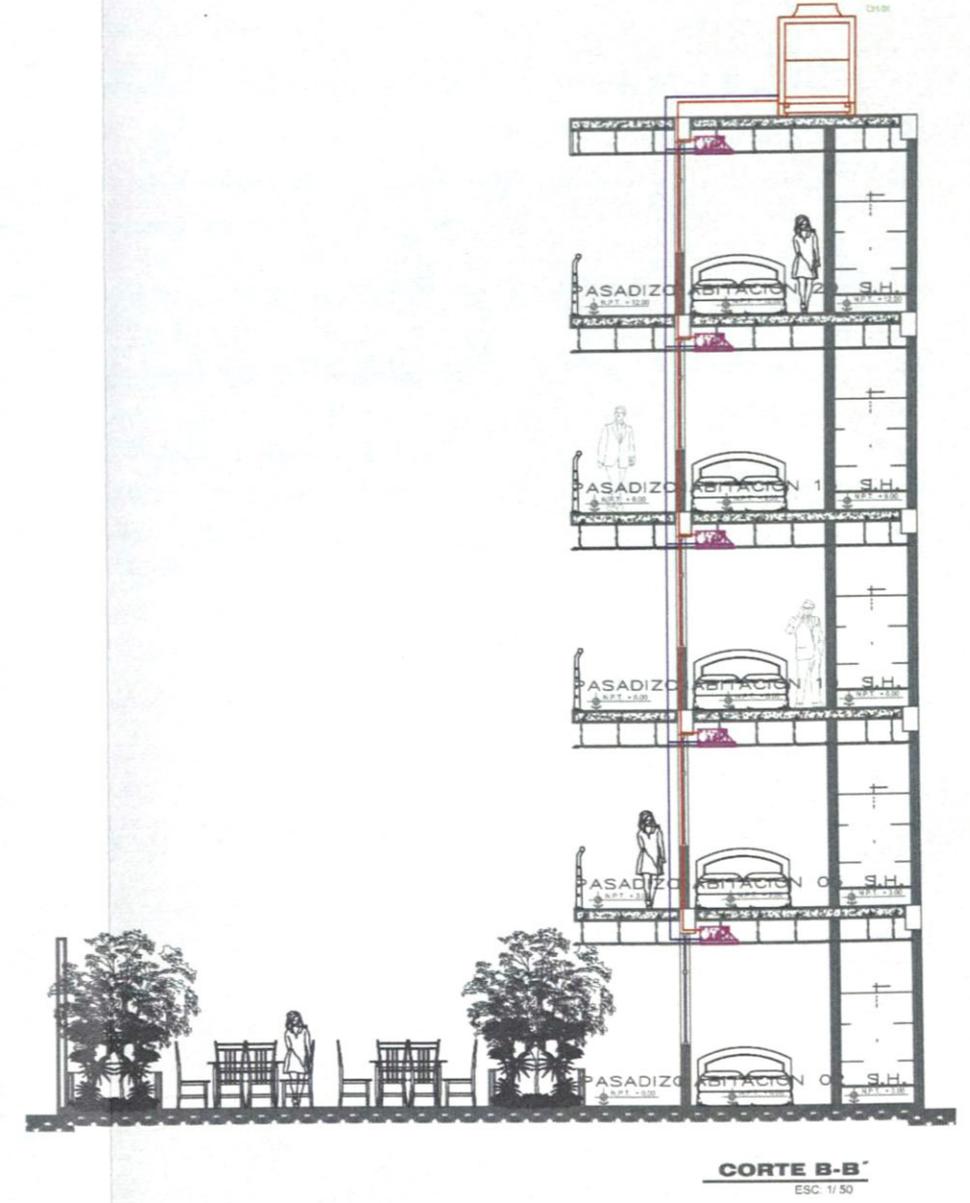
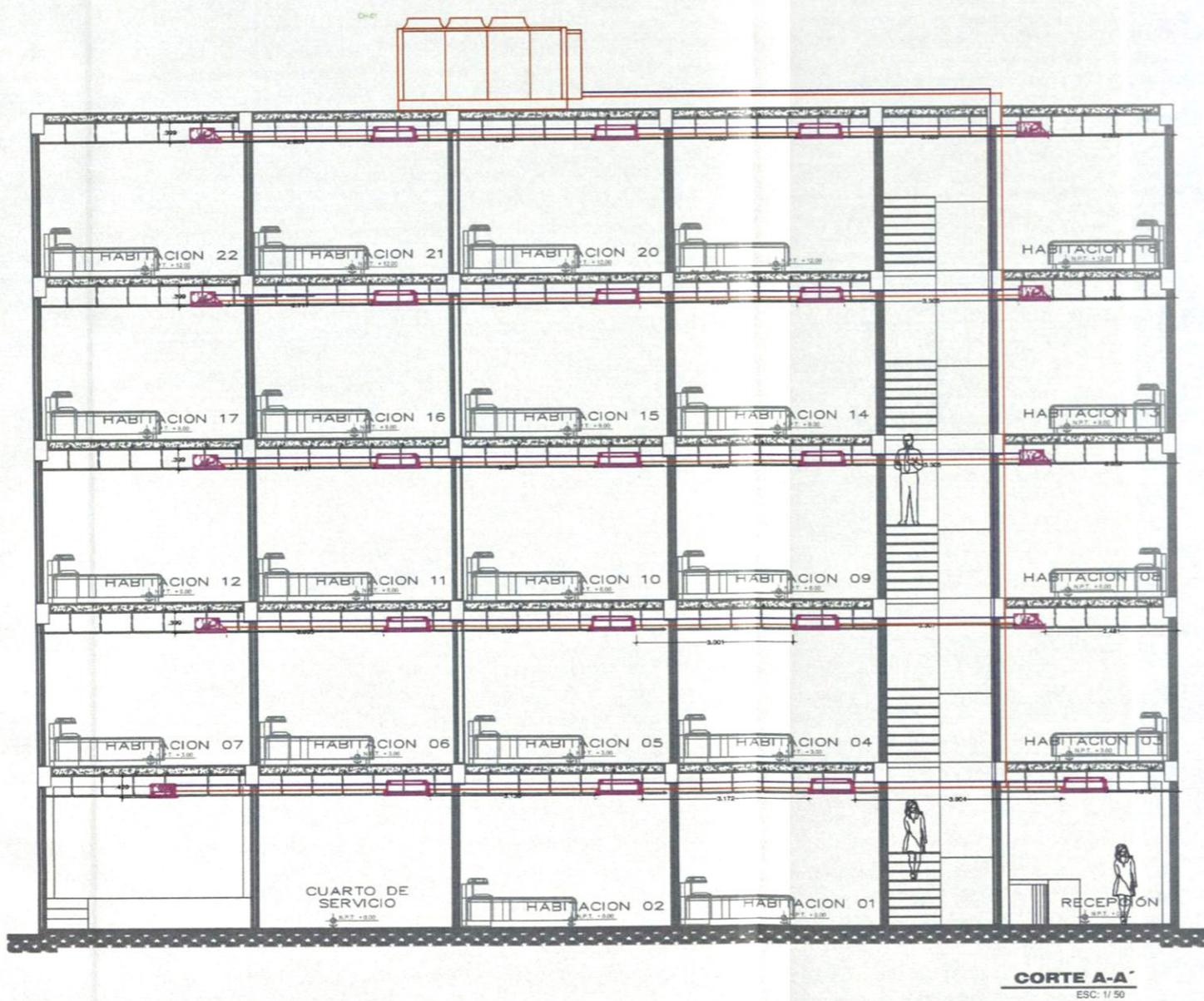
PLANO
AZOTEA

PROYECTO
SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO PARA EL HOTEL GARCILASO
 ESPECIALIDAD
AIRE ACONDICIONADO Y VENTILACION MECANICA

LAMINA N°

AA-04

AA-05: Vista frontal de Sistema de aire acondicionado



DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO

DISEÑADOR: WILLIAMS DAVID VILLEGAS PUMA
 REVISIÓN: W.D.V.P.
 ESCALA: 1/100
 FECHA: 30-09-2021
 REFERENCIA: SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO Y VENTILACIÓN MECÁNICA

NOTAS GENERALES:
 1. TODOS LOS CONCEPTOS, DISEÑOS Y DIBUJOS ESTÁN PROTEGIDOS POR LEY (PROPIEDAD INTELECTUAL), POR TANTO NO PUEDE SER IMPRESO, DISTRIBUIDO O COPIADO SIN LA AUTORIZACIÓN ESCRITA DEL PROPIETARIO Y PROYECTISTA.
 2. ESTOS DIBUJOS ESTÁN SUJETOS A POSIBLES CAMBIOS REQUERIDOS O RECOMENDADOS POR LAS AUTORIDADES O POR NECESIDAD DEL PROYECTO.
 3. TODOS LOS DIBUJOS ELABORADOS POR TERCEROS DEBEN SER APROBADOS POR EL PROPIETARIO Y PROYECTISTA ANTES DE SU CONSTRUCCIÓN.

PLANO:

VISTA FRONTAL DE SISTEMA DE AGUA HELADA

PROYECTO:

SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO PARA EL HOTEL GARCILASO

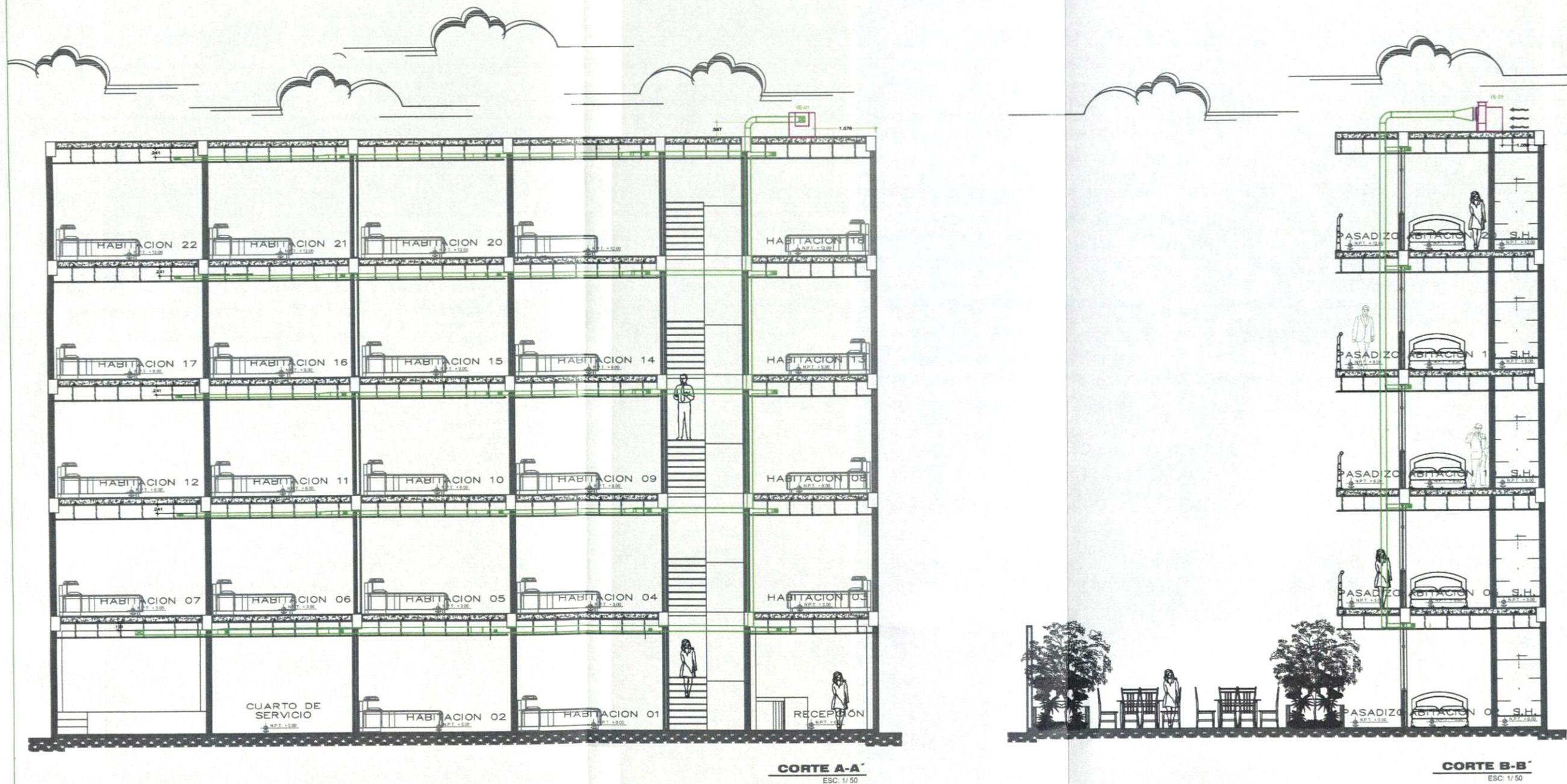
ESPECIALIDAD:

AIRE ACONDICIONADO Y VENTILACION MECANICA

LAMINA N°:

AA-05

AA-06: Vista frontal de Sistema de ventilación



DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO

DISEÑADOR: WILLIAMS DAVID VILLEGAS PUMA
 REVISOR: W.D.V.P.
 ESCALA: 1/100
 FECHA: 30-09-2021
 REFERENCIA: SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO Y VENTILACIÓN MECÁNICA

NOTAS GENERALES:
 1. TODOS LOS CONCEPTOS, DISEÑOS Y DIBUJOS ESTÁN PROTEGIDOS POR LEY (PROPIEDAD INTELLECTUAL), POR TANTO NO PUEDE SER IMPRESO, DISTRIBUIDO O COPIADO SIN LA AUTORIZACIÓN ESCRITA DEL PROPIETARIO Y PROYECTISTA.
 2. ESTOS DIBUJOS ESTÁN SUJETOS A POSIBLES CAMBIOS REQUERIDOS O RECOMENDADOS POR LAS AUTORIDADES O POR NECESIDAD DEL PROYECTO.
 3. TODOS LOS DIBUJOS ELABORADOS POR TERCEROS DEBEN SER APROBADOS POR EL PROPIETARIO Y PROYECTISTA ANTES DE SU CONSTRUCCIÓN.

PLANO:

VISTA FRONTAL DE SISTEMA DE VENTILACION

PROYECTO:

SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO PARA EL HOTEL GARCILASO

ESPECIALIDAD:

AIRE ACONDICIONADO Y VENTILACION MECANICA

LAMINA Nº:

AA-06

AA-07: Cuadros de equipos y leyendas

TABLA DE CAPACIDAD DE UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE PARA AGUA HELADA (UMA)

EQUIPO	CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO		VENTILADOR		SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO (AGUA HELADA)								POTENCIA ELECTRICA (VENTILADOR)	CARACTERISTICAS ELECTRICAS	AMBIENTES	FILTRO
					CONDICIONES DEL AIRE				CONDICIONES DEL AGUA							
					ENTRADA		SALIDA		CAUDAL		TEMPERATURA					
UE-01	28005.00	28062.86	1127.00	45	73.08	81.74	54.32	53.00	5.80	54	44	178	220V-1φ-60Hz	COCINA	MERV 8	
UE-02	19418.00	31943.08	884.00	141	78.71	85.54	55.34	48.28	6.30	54	44	178	220V-1φ-60Hz	SALA SUM	MERV 8	
UE-03	28041.00	28703.88	1243.00	38	73.88	81.80	54.33	52.91	5.80	54	44	178	220V-1φ-60Hz	CUARTO DE SERVIDO	MERV 8	
UE-04	8238.00	7412.44	284.00	17	73.88	82.19	53.80	53.08	1.90	54	44	37.00	220V-1φ-60Hz	HABITACION 02	MERV 8	
UE-05	8238.00	7412.44	284.00	17	73.88	82.19	53.80	53.08	1.90	54	44	37.00	220V-1φ-60Hz	HABITACION 01	MERV 8	
UE-06	8882.00	8883.80	294.00	28	74.81	83.87	53.14	52.33	1.90	54	44	57	380V-3φ-60Hz	RESEPCION	MERV 8	
UE-07	8222.00	11278.70	422.00	29	73.88	82.38	53.89	53.07	2.30	54	44	57	220V-1φ-60Hz	HABITACION 07	MERV 8	
UE-08	8888.00	7222.83	271.00	18	74.08	82.33	53.88	53.08	1.90	54	44	57	220V-1φ-60Hz	HABITACION 08	MERV 8	
UE-09	8888.00	7222.83	271.00	18	74.08	82.33	53.88	53.08	1.90	54	44	57	220V-1φ-60Hz	HABITACION 05	MERV 8	
UE-10	8238.00	7718.41	284.00	20	74.27	82.82	53.89	53.08	1.90	54	44	43	220V-1φ-60Hz	HABITACION 04	MERV 8	
UE-11	8887.00	8140.38	314.00	19	73.87	82.30	53.87	53.07	1.90	54	44	43	220V-1φ-60Hz	HABITACION 03	MERV 8	
UE-12	8222.00	11278.70	422.00	29	73.88	82.38	53.89	53.07	2.30	54	44	57	220V-1φ-60Hz	HABITACION 12	MERV 8	
UE-13	8888.00	7222.83	271.00	18	74.08	82.33	53.88	53.08	1.90	54	44	57	220V-1φ-60Hz	HABITACION 11	MERV 8	
UE-14	8888.00	7222.83	271.00	18	74.08	82.33	53.88	53.08	1.90	54	44	57	380V-3φ-60Hz	HABITACION 10	MERV 8	
UE-15	8238.00	7718.41	284.00	20	74.27	82.82	53.89	53.08	1.90	54	44	43	220V-1φ-60Hz	HABITACION 09	MERV 8	
UE-16	8887.00	8140.38	314.00	19	73.87	82.30	53.87	53.07	1.90	54	44	43	220V-1φ-60Hz	HABITACION 08	MERV 8	
UE-17	8222.00	11278.70	422.00	29	73.88	82.38	53.89	53.07	2.30	54	44	57	220V-1φ-60Hz	HABITACION 17	MERV 8	
UE-18	8888.00	7222.83	271.00	18	74.08	82.33	53.88	53.08	1.90	54	44	57	220V-1φ-60Hz	HABITACION 16	MERV 8	
UE-19	8888.00	7222.83	271.00	18	74.08	82.33	53.88	53.08	1.90	54	44	57	380V-3φ-60Hz	HABITACION 14	MERV 8	
UE-20	8238.00	7718.41	284.00	20	74.27	82.82	53.89	53.08	1.90	54	44	43	220V-1φ-60Hz	HABITACION 13	MERV 8	
UE-21	8887.00	8140.38	314.00	19	73.87	82.30	53.87	53.07	1.90	54	44	43	220V-1φ-60Hz	HABITACION 22	MERV 8	
UE-22	11300.00	13487.28	13487.28	28	01	82.08	54.08	53.23	2.70	54	44	150	220V-1φ-60Hz	HABITACION 21	MERV 8	
UE-23	8888.00	7824.04	7824.04	18	01	82.18	53.84	53.13	1.90	54	44	43	220V-1φ-60Hz	HABITACION 17	MERV 8	
UE-24	8888.00	7824.04	7824.04	18	01	82.18	53.84	53.13	1.90	54	44	43	220V-1φ-60Hz	HABITACION 20	MERV 8	
UE-25	7078.00	8288.15	3288.1500	20	01	82.23	53.88	53.18	1.70	54	44	57	220V-1φ-60Hz	HABITACION 19	MERV 8	
UE-26	7818.00	8803.32	8803.32	19	01	82.08	54.04	53.22	1.90	54	44	57	220V-1φ-60Hz	HABITACION 18	MERV 8	

LEYENDA

	TUBERIA DE COBRE
	DUCTERIA DE VENTILACION
	PUNTO DE FUERZA Y CONTROL
	FANCOIL TIPO CASSETTE
	FANCOIL VENTILOCONVECTOR
	VENTILADOR AXIAL
	CHILLER
	BOMBA
	VENTILADOR
	VALVULA DE BOLA
	TERMOMETRO
	DAMPER VOLUMETRICO

TABLA DE CAPACIDAD DE VENTILADOR AXIAL

EQUIPO	CAUDAL (CFM)	MOTOR	PRESION SONORA (dB)	PESO (Kg)	AMBIENTE	
EA-01	88	20W	220V-1φ-60Hz	38.00	1.00	SARCO-HAB 01
EA-02	88	20W	220V-1φ-60Hz	38.00	1.00	SARCO-HAB 02
EA-03	73	20W	220V-1φ-60Hz	38.00	1.00	SARCO-HAB 03
EA-04	88	20W	220V-1φ-60Hz	38.00	1.00	SARCO-HAB 04
EA-05	88	20W	220V-1φ-60Hz	38.00	1.00	SARCO-HAB 05
EA-06	73	20W	220V-1φ-60Hz	38.00	1.00	SARCO-HAB 06
EA-07	88	20W	220V-1φ-60Hz	38.00	1.00	SARCO-HAB 07
EA-08	88	20W	220V-1φ-60Hz	38.00	1.00	SARCO-HAB 08
EA-09	88	20W	220V-1φ-60Hz	38.00	1.00	SARCO-HAB 09
EA-10	88	20W	220V-1φ-60Hz	38.00	1.00	SARCO-HAB 10
EA-11	73	20W	220V-1φ-60Hz	38.00	1.00	SARCO-HAB 11
EA-12	88	20W	220V-1φ-60Hz	38.00	1.00	SARCO-HAB 12
EA-13	73	20W	220V-1φ-60Hz	38.00	1.00	SARCO-HAB 13
EA-14	88	20W	220V-1φ-60Hz	38.00	1.00	SARCO-HAB 14
EA-15	88	20W	220V-1φ-60Hz	38.00	1.00	SARCO-HAB 15
EA-16	88	20W	220V-1φ-60Hz	38.00	1.00	SARCO-HAB 16
EA-17	88	20W	220V-1φ-60Hz	38.00	1.00	SARCO-HAB 17
EA-18	73	20W	220V-1φ-60Hz	38.00	1.00	SARCO-HAB 18
EA-19	88	20W	220V-1φ-60Hz	38.00	1.00	SARCO-HAB 19
EA-20	88	20W	220V-1φ-60Hz	38.00	1.00	SARCO-HAB 20
EA-21	88	20W	220V-1φ-60Hz	38.00	1.00	SARCO-HAB 21
EA-22	88	20W	220V-1φ-60Hz	38.00	1.00	SARCO-HAB 22

TABLA DE CAPACIDADES DEL CHILLER ENFRIADO POR AIRE

EQUIPO	CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	COMPRESOR	COOLER				CONDENSADOR	POTENCIA ELECTRICA	EQUIPO DE RESPUESTA A UNA EMERGENCIA
			CAUDAL		TEMPERATURA				
			TON	TIPO	CANTIDAD	GPM			
CH-01	28.4	SCROLL	2	63.7	54	44	83	28.28-220V-3φ-60Hz	EQUIPO DE EMERGENCIA

TABLA DE CAPACIDAD DE VENTILADOR

EQUIPO	CAUDAL (CFM)	MOTOR	PRESION SONORA (dB)	CAIDA DE PRESION (in Kg)	REVOLUCIONES (RPM)	
VE-01	738	4 HP	220V-1φ-60Hz	88.00	1.38	1100.00

TABLA DE CAPACIDAD DE ELECTROBOMBAS DE AGUA

EQUIPO	CAUDAL (GPM)	ALTURA TOTAL	MOTOR	APLICACION	PESO (Kg)	CONDICION
BP-01	480	80	10.0 HP	380V-3φ-60Hz	400.00	OPERATIVO
BP-02	480	80	10.0 HP	380V-3φ-60Hz	400.00	OPERATIVO
BP-03	480	80	10.0 HP	380V-3φ-60Hz	400.00	STAND BY
BS-01	480	110	20.0 HP	380V-3φ-60Hz	800.00	OPERATIVO
BS-02	480	110	20.0 HP	380V-3φ-60Hz	800.00	OPERATIVO
BS-03	480	110	20.0 HP	380V-3φ-60Hz	800.00	STAND BY

DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO

DISEÑADOR	WILLIAMS DAVID VILLEGAS PUMA
REVISION	W.D.V.P.
ESCALA	-
FECHA	30-09-2021
REFERENCIA	SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO Y VENTILACION MECANICA

NOTAS GENERALES:
 1. TODOS LOS CONCEPTOS, DISEÑOS Y DIBUJOS ESTAN PROTEGIDOS POR LEY (PROPIEDAD INTELLECTUAL), POR TANTO NO PUEDE SER IMPRESO, DISTRIBUIDO O COPIADO SIN LA AUTORIZACION ESCRITA DEL PROPIETARIO Y PROYECTISTA.
 2. ESTOS DIBUJOS ESTAN SUJETOS A POSIBLES CAMBIOS REQUERIDOS O RECOMENDADOS POR LAS AUTORIDADES O POR NECESIDAD DEL PROYECTO.
 3. TODOS LOS DIBUJOS ELABORADOS POR TERCEROS DEBEN SER APROBADOS POR EL PROPIETARIO Y PROYECTISTA ANTES DE SU CONSTRUCCION.

PLANO: **CUADROS DE EQUIPOS Y LEYENDA**

PROYECTO: **SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO PARA EL HOTEL GARCILASO**

ESPECIALIDAD: **AIRE ACONDICIONADO Y VENTILACION MECANICA**

AA-07