

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERÚ

Facultad de Ciencias e Ingeniería



DISEÑO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DE UNA OFICINA ZONAL PUBLICA EN PUCALLPA

Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico

Presentado por

GUSTAVO DORREGARAY PORTILLA

Febrero 2008
Lima - Perú

RESUMEN

La presencia del aire acondicionado es de vital importancia, sobretodo en las edificaciones publicas situadas en locaciones de climas tropicales, como es el caso de la ciudad de Pucallpa. En esta bella e importante ciudad se planea acondicionar un edificio que funcionara como una oficina zonal de una entidad publica, sirviendo también como agencia de aduanas.

Previamente al desarrollo del proyecto se establecen definiciones relacionadas con los sistemas de aire acondicionado, sus componentes y accesorios. A su vez se mencionan normas y recomendaciones a seguir para el diseño.

Luego se describe el proyecto, evaluando las condiciones climáticas del lugar al igual que la orientación de la edificación, la configuración de los ambientes las cuales junto a otros aspectos técnicos se detallan en la presente tesis y la importancia de este proyecto, el es una edificación de 4 pisos, la cual beneficiará a 400 personas en la ciudad de Pucallpa. También se ha seleccionado una opción de equipo de aire acondicionado adecuada para este proyecto, siendo en este caso un chiller refrigerado por aire de 315 kW (90 TR), evaluando las ventajas y desventajas frente a otras opciones para corroborar lo adecuado de la opción seleccionada.

Se han realizado cálculos de carga térmica y de ha seleccionado un chiller refrigerado por aire y sus accesorios los cuales son parte del sistema de aire acondicionado de este proyecto.

Por ultimo se presenta una evaluación económica de la opción seleccionada comparándola con una opción mas eficiente la cual lamentablemente no se utilizo por el espacio disponible. Se incluyen precios de adquisición, instalación, ingeniería, operación y mantenimiento.

DEDICATORIA

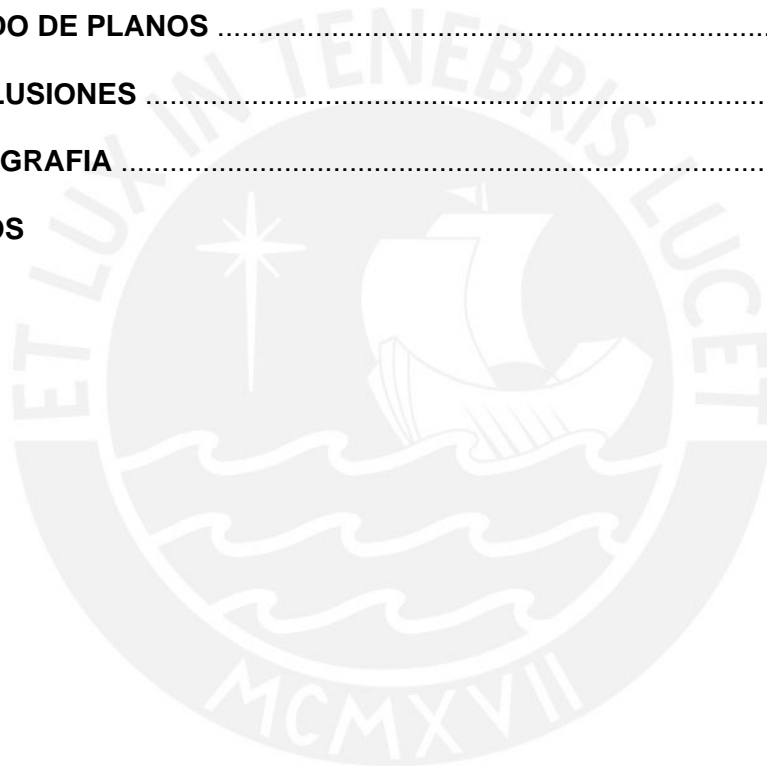
“QUIERO DEDICAR ESTE TRABAJO A MIS PADRES POR HABERME INCULCADO DESDE MUY JOVEN EL AFAN POR EL ESTUDIO COMO UNICO CAMINO AL ÉXITO Y A PATRICIA POR HABERME AYUDADO A NO DEJARME VENCER”.



INDICE DE CONTENIDOS

<u>INTRODUCCION</u>	1
<u>CAPITULO 1 – REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA</u>	
1.1 Definiciones previas	2
1.1.1 Equipo de aire acondicionado	4
1.1.2 Ductos metalicos	6
1.1.3 Aislamientos	9
1.1.3.1 Aislamiento para ductos de aire acondicionado	10
1.1.3.2 Aislamiento para tuberías de agua helada	11
1.1.4 Termostato Ambiental	12
1.1.5 Difusores y rejillas para descarga y retorno	12
1.1.5.1 Difusores	12
1.1.5.2 Rejillas para extracción o retorno de aire	13
1.1.6 Ventiladores.....	13
1.1.6.1 Unidades Fan coil	13
1.1.6.2 Ventiladores centrífugos en línea	14
1.1.7 Tuberías de agua helada	14
1.1.8 Colgadores y soportes	14
1.1.9 Cimentación de los equipos	15
1.1.10 Bombas de recirculación de agua helada	15
1.2 Tipos de equipos de aire acondicionado	15
1.3 Descripción del proyecto	17
1.4 Descripción de los ambientes	19
1.5 Datos de materiales involucrados en la construcción	21
1.6 Descripción del lugar	23
1.7 Datos climatológicos	24
1.8 Ayudas auxiliares utilizadas en el calculo y diseño	25
1.9 Selección de equipos de aire acondicionado	28

<u>CAPITULO 2 – DISEÑO DEL SISTEMA</u>	33
2.1 Determinación de la carga térmica del caso de estudio	33
2.2 Selección del equipo de aire acondicionado	41
2.2.1 Selección del chiller refrigerado por aire	41
2.2.2 Dimensionamiento del sistema de tuberías de agua helada	44
2.2.3 Selección de bomba de distribución	45
2.3 Diseño de ductos de aire acondicionado para suministro y extracción	49
2.4 Selección de ventiladores centrifugos para aire fresco	50
<u>CAPITULO 3 – PRESUPUESTO Y EVALUACION DEL PROYECTO</u>	54
LISTADO DE PLANOS	63
CONCLUSIONES	64
BIBLIOGRAFIA	66
ANEXOS	



LISTA DE SIMBOLOS Y SIGLAS

a.m.	Antes del meridiano
ARI	Air-Conditioning and Refrigeration Institute
ASHRAE	American Society of Heating, refrigeration and Air-conditioning Engineers
ASTM	American Society for Testing and Materials
Btu	British Thermal Unit
°C	Grados Celsius
Ca	Caudal
Ce	Calor específico
CFM	Cubic Feet per Meter (Pies cúbicos por minuto)
CHVAC	Commercial Heating, Ventilation and Air conditioning
CLTD	Cooling Load Temperature Difference
Cw	Caudal de agua
ΔT	Diferencia de temperatura
\varnothing	Diámetro
°F	Grados Fahrenheit
FC	Fan Coil
FPM	Feet per meter (Pies por minuto)
granos	granos (Unidad de masa)
h	Hora
hp	Caballos de fuerza
in H ₂ O	Pulgadas de columna de agua
kcal	Kilo calorías
kg	Kilogramo
kW	Kilovatios
λ	Conductividad térmica
m	Metros
min	minutos
mm	milímetro
MT3	Sistema Tarifario Eléctrico para Media Tensión
PR	Factor de corrección de presión
p.m.	Posterior al meridiano
Q _{di}	Calor sensible aportado por el ducto de ingreso
Q _e	Calor sensible debido a los equipos
Q _i	Calor sensible debido a la iluminación
Q _l	Calor latente total
Q _{la}	Calor latente aportado por el aire fresco y recirculante
Q _{lp}	Calor latente total del ambiente
Q _m	Calor sensible aportado por el motor

Qplenum	Calor sensible aportado por el plenum
Qps	Calor sensible aportado por las personas
Qs	Calor sensible aportado por el medio ambiente
Qse	Calor sensible del espacio
Qst	Calor sensible Total
Qt	Calor Total
ρ	Densidad
RPM	Revoluciones por minuto
RTS	Radiant Time Series
SMACNA	Sheet metal and Air conditioning Contractors National Association
TBH	Temperatura de bulbo húmedo
TBS	Temperatura de bulbo seco
TEV	Válvula termostática
Ton	Toneladas de Refrigeración (aprox. 3.5 kW)
TR	Tonelada de Refrigeración (aprox. 3.5 kW)
U	Coficiente global de transmisión de calor
V	Voltios
Vp	Velocidad promedio



INTRODUCCION

Los sistemas de acondicionamiento de aire son en la actualidad de una amplia utilización en los países del primer mundo en los cuales se tienen temperaturas fuera de valores de confort humano.

Por esto día a día van tomando parte del paquete de requerimientos básicos de una edificación. Por otro lado el uso del aire acondicionado debe realizarse con juicio debido a que ellos causan un importante consumo energético sobretodo cuando se utilizan de manera indiscriminada o sobredimensionada.

En estos países se vienen llevando a cabo campañas para controlar el uso del aire acondicionado pues hay personas que buscan temperaturas mas bajas a la del promedio para estar placidos lo cual es ecológicamente inaceptable dado los problemas de calentamiento global que se viene atravesando.

Todos estos criterios deben considerarse en el Perú pues esta realidad no tardara en presentarse debido a que cada verano es más calido que el anterior y ante esto se buscara introducir sistemas de aire acondicionado en edificios de entidades publicas y privadas, pero en un futuro no muy lejano este proceso podrá alcanzar la mayoría de edificaciones.

CAPITULO 1

REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA

1.1 – Definiciones previas

Un sistema de aire acondicionado es un todo que agrupa a su vez diferentes subsistemas, que hacen que este sistema mayor cumpla con las expectativas trazadas al inicio del proyecto.

Se debe controlar simultáneamente la temperatura, humedad, limpieza y distribución del aire. Con el aire acondicionado las personas viven más confortables y muchos procesos industriales se realizan de una manera más eficiente.

Antes de ingresar en la descripción del proyecto, se considera necesario definir dos conceptos importantes del diseño para así poder citarlos en el transcurso del mismo. La carga térmica y la ganancia de calor en un edificio.

a) Carga Térmica: La Carga Térmica es un tópico fundamental en todo diseño de aire acondicionado, pero este debe ser interpretado adecuadamente para así ayudar a seleccionar la mejor alternativa al momento de seleccionar un equipo de aire acondicionado.

Para la determinación de la carga térmica deben tenerse en cuenta los siguientes factores:

- Temperaturas históricas del lugar donde se realiza la edificación.
- Temperatura interna de diseño.
- Humedad Relativa promedio en el lugar.
- Orientación de la edificación.

- Equipos presentes en la edificación y carga de iluminación.
- Concentración de personas.
- Detalles de construcción (Paredes, Techo, Piso, Ventanas y Puertas).
- Factores de ganancia de calor para los diferentes materiales.

La carga térmica esta formada a su vez de dos componentes, el calor sensible y el calor latente. El primero de los dos componentes mencionados anteriormente hace referencia al calor que adquiere o cede un ambiente y puede ser medido por termómetro de bulbo seco, a continuación se adiciona el siguiente extracto: “Si el proceso de añadir o quitar calor a una sustancia puede ser medida con un termómetro de bulbo seco, este calor se denomina calor sensible (Air Conditioning and Refrigeration Institute, 1987, tomo 3)” [1].

El segundo de los componentes mencionados se entiende como un factor de carga que se adiciona para considerar la humedad presente en el ambiente y la cual debe ser retirada por el equipo de acondicionamiento de aire. Si el proceso de añadir o quitar calor a una sustancia no cambia su temperatura pero da como resultado un cambio de estado de líquido a vapor, se habla entonces de calor latente.

b) Ganancia de calor en una estructura: La ganancia de calor se calcula para todos los ambientes que van a ser enfriados en la edificación. Para el caso de este trabajo, será un edificio de 4 pisos y un sótano los cuales tendrán requerimientos diversos.

La radiación solar a través de las ventanas puede constituir la mayor parte de la ganancia de calor de una estructura. La energía solar transmitida y absorbida dependerá del tipo de vidrio y además del grosor de las paredes. En el caso de las ventanas, se presentan normalmente de un mismo tipo, pero no siempre de una misma área. Estas ventanas podrían tener matices oscuros o reflexivos que le permitan reducir el calor ganado del ambiente. La ganancia de calor total en un ambiente no es más que la suma de la ganancia total de Calor Sensible y la carga de Calor Latente.

A continuación se presentan los subsistemas o partes de un sistema de aire acondicionado.

1.1.1 - Equipo de Aire Acondicionado

Un sistema de acondicionamiento de aire debe ser capaz de extraer calor y humedad del espacio a acondicionarse, para esto se tiene como punto central un equipo de aire acondicionado el cual debe ser capaz, mediante procesos psicrométricos, de dar al aire ciertas características deseadas y planteadas al iniciarse cada proyecto. En la Figura 1.1 se puede apreciar un ciclo típico de acondicionamiento de un ambiente.

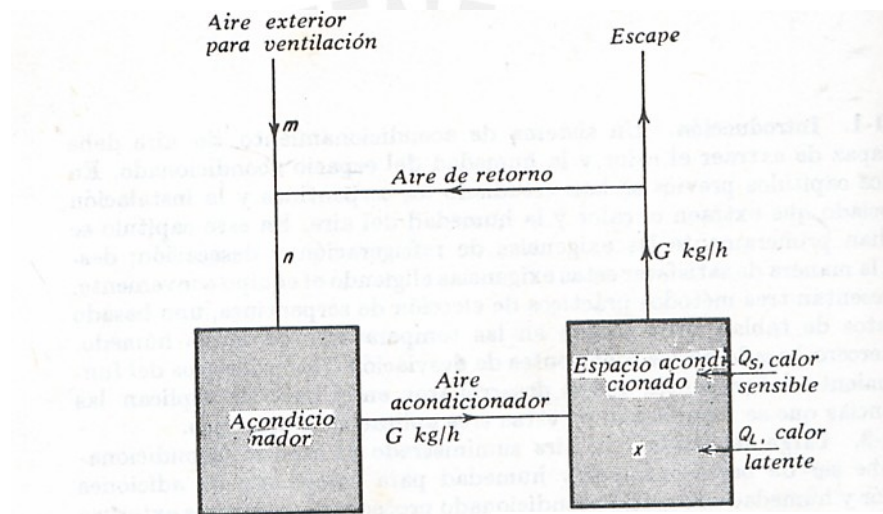


Figura 1.1 – Esquema de acondicionamiento en un ambiente [2]

Un equipo de aire acondicionado a su vez tiene los siguientes equipos mecánicos los cuales se describirán brevemente.

a) El compresor: Es el corazón del sistema de compresión de vapor y por ende el primer componente que se analiza. Actualmente los dos tipos de compresores para refrigeración más comunes son: Alternativo y Rotativo o de Tornillo, los cuales se menciona a continuación. Cabe indicar que también hay compresores del tipo scroll (de hélice o de caracol) y de pistón rotativo u oscilante.

Los dos tipos de compresores se listan a continuación:

El compresor alternativo; es un tipo de compresor sencillo de desplazamiento positivo y se fabrican de diferentes tamaños. Los compresores alternativos modernos son de simple efecto y pueden ser de un cilindro o de múltiples cilindros estando estos últimos dispuestos en V o en W, radialmente o en línea. Durante la carrera de admisión el gas refrigerante de baja presión es aspirado a través de la válvula de admisión, que puede estar en el pistón o en la culata. Durante la carrera de escape, el pistón comprime el refrigerante y después lo empuja a través de la válvula de escape que usualmente forma parte de la culata. La velocidad de funcionamiento en estos equipos ha ido incrementándose paulatinamente en los últimos años desde 100 RPM iniciales hasta 3600 RPM actuales que casi no se han alterado mucho. Normalmente, los agujeros en las carcazas del compresor son fuente de fugas dado que se debe transmitir potencia al cigüeñal desde el motor eléctrico, por lo que se está tendiendo a tener el motor acoplado dentro de la carcaza.

El compresor rotativo o de tornillo; es usual para cargas completas, es decir que estos equipos son buenos para trabajar a valores cercanos a la capacidad de diseño y además para aplicaciones con grandes volúmenes. Requieren poco mantenimiento y producen poco ruido al operar, todo esto hace que sean más costosos. Las características del compresor de tornillo hacen que sea ideal para utilizarlo en industrias y, en general, a gran escala, dada sobretodo su durabilidad, gran rendimiento energético y utilización para refrigerar grandes volúmenes (a partir de 400 m³/h). Este tipo de compresor es el que se utiliza mayormente en los chillers.

b) Los condensadores: Son los que reciben el vapor refrigerante sobrecalentado proveniente del compresor eliminando el recalentamiento del vapor y a continuación lo condensan, disminuyendo así el valor de entalpía.

Se mencionaran tres tipos de condensadores, el primero de ellos es el condensador refrigerado por agua, condensador refrigerado por aire y del tipo evaporativo.

El condensador refrigerado por agua; en este equipo el refrigerante caliente procedente del compresor se enfría utilizando agua, la cual a su vez se enfría en una torre de enfriamiento.

El condensador refrigerado por aire; en este equipo se cede calor a un flujo de aire el cual se suministra mediante grandes ventiladores de aire que atraviesan los tubos y aletas. Dentro de los tubos circula el vapor del refrigerante que al ceder calor sufrirá un cambio de fase a líquido.

El condensador evaporativo; es el condensador muy eficiente y confiable. El enfriamiento del aire de esta unidad se realiza mediante la evaporación del agua, a través de un flujo de aire a contraflujo, el que disminuye su temperatura de bulbo seco. La evaporación del agua extrae calor del refrigerante el cual circula por unos tubos al interior de la carcasa.

c) Dispositivos de expansión: Después del compresor y del condensador, el elemento fundamental que sigue en el sistema de compresión de vapor es el dispositivo de expansión. La finalidad del dispositivo de expansión es doble dado a que debe reducir la presión del líquido refrigerante y además debe regular el paso del refrigerante hacia el evaporador, pues vendría a funcionar como una válvula de control de flujo. Los dispositivos de expansión más utilizados son los tubos capilares pues es utilizado en casi todos los dispositivos de refrigeración de potencia menores a 3.7 kW, sin embargo se viene utilizando en algunos dispositivos de mayor potencia. Un tubo capilar es de una longitud desde 0.5 hasta 5 m y de un diámetro interno de 0.6 a 2.3 mm. Dentro de estos tubos capilares se genera una gran fricción la cual origina una caída de presión lo cual nos permite obtener el efecto deseado. Otro dispositivos utilizados en los sistemas de aire acondicionado se tienen los restrictores y las válvulas de expansión. Dentro del grupo de válvulas de expansión hay de varios tipos, como: Manual, automática y termostática (TEV). De este grupo las válvulas automáticas y termostáticas (TEV) son las de mayor uso en equipos de aire acondicionado como equipos del tipo split decorativos y chillers. En el caso de las válvulas automáticas mantienen la presión en el evaporador constante sin importar la carga térmica, mientras las válvulas termostáticas (TEV) están regidas por la presencia de un tubo capilar el cual sensibiliza el sobrecalentamiento y aumenta así la presión en la tubería de refrigerante, lo que a su vez, origina la expansión de la válvula o membrana, aumentando la entrada de refrigerante líquido al evaporador para compensar el aumento de carga térmica.

d) Evaporadores: Un evaporador de un sistema de refrigeración es un intercambiador de calor en el que pasa desde la sustancia que se va a enfriar hasta el refrigerante en ebullición. El fin de un sistema de refrigeración, caso específico de

un sistema de aire acondicionado, es el de absorber calor del aire y esta se lleva a cabo en el evaporador. A continuación se mencionan 4 tipos de evaporador.

El evaporador de circulación natural; normalmente utilizados en cámaras de almacenamiento en frío y utilizan las fuerzas gravitacionales para su funcionamiento.

El evaporador inundado; es un equipo que trabaja con un flotador actuante en una válvula de expansión haciendo que el fluido refrigerante circule por todo el serpentín ganando calor a través de las paredes de este.

El enfriador de líquido; es un sistema similar al evaporador inundado pues posee una válvula de expansión accionado por un flotador de nivel pero este se va depositando no en tubos sino en la carcasa, siendo atravesado por tubos portadores del fluido a refrigerarse.

El evaporador de expansión directa; es un evaporador seco que puede tener circulación natural o forzada. En este tipo de evaporador no hay fluidos portadores intermedios, como podría ser el agua, sino que es el mismo refrigerante el que enfría directamente el aire. El aire se suele soplar transversalmente a los tubos que normalmente tienen aletas.

Principalmente para equipos de aire acondicionado se utilizan los evaporadores de enfriador de liquido y de expansión directa (Figura 1.2).

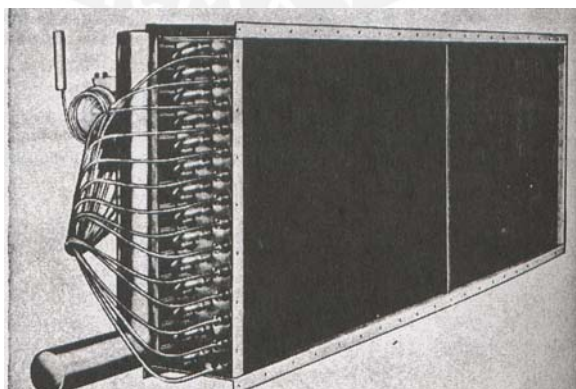


Figura 1.2 – Evaporador de expansión directa [3]

e) Los refrigerantes: Es un fluido que absorbe calor al evaporarse a baja presión y lo cede al condensarse a alta temperatura y presión.

Se han utilizado varios refrigerantes a lo largo de la historia, habiendo demostrado que algunos son mejores que otros en ciertos aspectos. Se podría afirmar que cada uno tiene sus factores a favor y en contra. En estos tiempos, se introduce un criterio importantísimo que quizás no se manejaba antes con tanto esmero y es el cuidado del medio ambiente, ante esto han aparecido nuevos refrigerantes denominados ecológicos como es el caso del R-134^a, R-410^a y el R-140^a o PURON®.

1.1.2 - Ductos metálicos

Los ductos de aire acondicionado son los medios por donde se transporta el aire desde uno o más equipos de aire acondicionado hacia los ambientes que se desea acondicionar. Estos ductos se fabrican de plancha galvanizada de la mejor calidad tipo ZINC – GRIP o similar y tienen por la parte externa material aislante el cual restringe la transferencia de calor. Para la fabricación se siguen las recomendaciones SMACNA de 1985 [4] y para la instalación de los ductos metálicos se da en conformidad al estándar ASHRAE/NFPA 90 [5].

Para la ejecución de los ductos se siguen las siguientes recomendaciones SMACNA de 1985, tal como se mencionó líneas arriba:

Para ductos hasta 304.8 mm (12”) en el lado mayor se utilizará plancha de 0.47 mm (1/54”) de espesor, unidos por correderas de 25.4 mm (1”) a máximo 2.40 m entre ellas.

Para ductos de 330.2 mm (13”) hasta 762 mm (30”) en el lado mayor se utilizará plancha de 0.64 mm (1/40”) de espesor, unidos por correderas de 25.4 mm (1”) a máximo 2.40 m entre ellas.

Para ductos de 787.4 mm (31”) hasta 1143 mm (45”) en el lado mayor se utilizará plancha de 0.94 mm (1/27”) de espesor, unidos por correderas de 25.4 mm (1”) a máximo 2.40 m entre ellas.

La unión entre el ducto y equipo será con juntas flexibles de lona del tipo 8 onzas de por lo menos 15 cm de largo, aseguradas con abrazaderas.

Mediante la determinación del área necesaria se busca obtener una velocidad aceptable dentro de los ductos para mantener los niveles de ruido y vibración

dentro de los rangos aceptables para trabajos de oficina. Cabe indicar que el aislamiento térmico de los ductos también incluye una capa para aislamiento acústico. Para esto tomaremos valores recomendados tanto para inyección como para la extracción del aire. Ver tabla 1.1.

Tabla 1.1 Recomendaciones de velocidad en ductos [6]

Para tomas de Aire	300 m/min
En los Filtros	110 m/min
Serpentines	150 m/min
Para la descarga	120 m/min

La tabla anteriormente mostrada es el fragmento de una tabla de ASHRAE fundamentals [6], que además líneas mas abajo recomienda mantener un rango de velocidad en ductos de alimentación entre 366 m/min (1200 FPM) a 457 m/min (1500 FPM) y para ramales que terminan en difusores 183 m/min (600 FPM) a 274 m/min (900FPM). Lo práctico para diseñar estos ductos es mantener los valores de perdidas por unidad de longitud en un valor constante simplemente validando que estén dentro del rango de velocidades. Para esto puede utilizarse un ductulador, en el cual se tienen todas las variables presentes en el diseño, o un diagrama de perdidas.

1.1.3 - Aislamientos

El aislamiento es de gran importancia en los sistemas de aire acondicionado, debido a que estos restringen la transferencia de calor y por tanto ayudan a tener al aire y al agua con temperaturas algo parecidas a las que se tienen a la salida de los equipos de acondicionamiento de las mismas.

Estos aislamientos deben contar con las siguientes propiedades y deben seguir algunas recomendaciones.

a) Conductividad térmica: La habilidad de un material para retardar el flujo de calor, está dado por su conductividad térmica. Un material con una baja conductividad térmica es un material aislante y dependiendo de si valor es alto o bajo se define la eficiencia del mismo. Por lo tanto el diseñador debe consultar los datos obtenidos en pruebas de laboratorio que proporcionan los diferentes

fabricantes, para determinar el tipo, espesor, densidad y la temperatura de operación del aislamiento que va considerar y tomarlo en cuenta en sus cálculos

b) Resistencia a diferentes cargas: Algunos aislamientos no tienen suficiente resistencia a cargas concentradas, cargas de compresión, al corte a la tensión ó a la intemperie, por lo que se debe especificar el acabado de los mismos de acuerdo a su ubicación y a los elementos a que estén expuestos.

c) Resistencia a la intemperie y medio ambiente: Los aislamientos térmicos deben ser resistentes a su descomposición por formación de bacterias, hongos ó provocar enfermedades como el caso del asbesto, prevenir ó retardar el fuego, resistir la erosión, puesto que las partículas arrastradas por el aire provocan irritación en la piel, ser inodoros, no retener ó absorber olores, ser dimensionalmente estables, resistentes a la acción de los químicos, tener buena resistividad eléctrica, atenuar los ruidos, absorber las vibraciones y no producir humos tóxicos.

1.1.3.1 - Aislamiento para ductos de aire acondicionado

Para el aislamiento interior de ductos se usa las placas fabricadas con largas fibras de vidrio de alta densidad comprimidas con una resina termoendurecida con acabado resistente a la erosión y al fuego logrando un aislamiento térmico y acústico que evita la propagación del ruido de los equipos y del flujo del aire. Se debe utilizar en los ductos que conectan a los equipos y en los sistemas de alta velocidad. Se debe tener cuidado cuando se utilice éste aislamiento, en señalar que las dimensiones del ducto respectivo son interiores tomando en cuenta el espesor del aislamiento.

Para el aislamiento exterior de los ductos de Aire Acondicionado se utiliza colchonetas de fibra de vidrio con una densidad de 16 kg /m^3 (1 lb /pie^3). Si la dimensión del lado mayor del ducto excede los 100 cm. se deberán utilizar accesorios de fijación (clips) ó placas de una densidad de 24 kg /m^3 (1.5 lb /pie^3) de densidad para evitar el abolsamiento del aislamiento.

Los ductos que conducen aire frío además del uso de colchonetas de fibra de vidrio deben ser recubiertos con una barrera de papel kraft y aluminio de 0.025 mm (0.001") de espesor con un traslape de 50 mm sellado en sus juntas. Es

recomendable el uso de la colchoneta de fibra de vidrio integrada con el papel kraft y el papel aluminio reforzado, con cinta en sus uniones, pues es más económica, resistente, fácil de aplicar y tiene una apariencia más uniforme.

El espesor del aislamiento para ductos instalados en los interiores de los edificios debe ser de 25.4 mm (1") y una densidad de 24 kg /m³ (1.5 lb/pie³) y debe tener un recubrimiento de neopreno para evitar su erosión.

1.1.3.2 - Aislamiento para tuberías de agua helada

Para el aislamiento en tuberías de agua helada es muy común el uso de espuma elastomérica de espumas cerradas o de alta densidad, también se utiliza espuma de poliuretano y fibra de vidrio. Este componente no solo debe resistir la condensación en las tuberías sino que también previene la penetración de la humedad atmosférica. La humedad suele ser un problema serio, debido a que suele causar fallas en el sistema, reparaciones, desperdicio de energía, aparición de moho y algunas veces el cierre del inmueble.

La humedad puede invadir una instalación de agua helada debido a varias razones como por ejemplo que no se cuente con el espesor adecuado de aislamiento lo cual genera que haya una condensación otra puede ser que se hayan dejado espacios sin aislar o también que haya un daño en el elastómero el cual permita el ingreso de la humedad.

Los espesores de aislamiento varían en función de diversos factores como:

- Temperatura ambiental
- Humedad Relativa (HR)
- Temperatura de instalación
- Coeficiente de conductividad térmica (λ)
- Coeficiente superficial de transmisión de calor (h)

El fabricante (ARMAFLEX) recomienda para el Aislamiento de las tuberías los siguientes espesores en función del diámetro:

- Para tuberías hasta 1"Ø, espesor de 1/2".

- Para tuberías de 1 1/4"Ø hasta 2"Ø, espesor de 3/4".
- Para tuberías de 2 1/8"Ø a más, espesor de 1".

1.1.4 - Termostato Ambiental

Tienen un funcionamiento por componentes electrónicos, para las modalidades frío/calor, controlando el funcionamiento del compresor. El rango aproximado será de 10 °C (50 °F) a 32 °C (90 °F).

En el frente mostrará una pantalla indicadora de la temperatura de sala, con control del ventilador (ON-OFF-AUTOMATICO) y control de la modalidad frío/calor (HEAT-OFF-COOL) mediante un programador. Este equipo trabaja con 24 V. Adicionalmente se le protege mediante un gabinete de plástico irrompible, con llave.

1.1.5 - Difusores y rejillas para descarga y retorno

1.1.5.1 - Difusores

Son de doble juego de aletas direccionales (doble deflexión), regulables, fabricadas de plancha de acero galvanizado con uniones de plancha por soldadura de punto, de acuerdo a las siguientes indicaciones:

Hasta 457 mm (18") en el lado mayor, con marco de plancha de 0.94 mm (1/27") y aletas de plancha de 0.47 mm (1/54").

De 483 mm (19") hasta 914 mm (36") en el lado mayor, con marco de plancha de 1 mm (1/24") y aletas de plancha de 0.64 mm (1/40").

La medida máxima de una pieza es de 913 mm x 913 mm (36" x 36"). Medidas mayores se construirán en varias piezas.

Los difusores serán pintados con dos manos de pintura base zincromato y dos manos de pintura de acabado

1.1.5.2 - Rejillas para extracción o retorno de aire

Son de aletas inclinadas fijas, fabricadas de plancha de fierro galvanizado con uniones de plancha por soldadura de punto, de acuerdo a las siguientes indicaciones:

Hasta 457 mm (18") en el lado mayor, con marco de plancha de 0.94 mm (1/27") y aletas de plancha de 0.47 mm (1/54").

De 483 mm (19") hasta 914 mm (36") en el lado mayor, con marco de plancha de 1 mm (1/24") y aletas de plancha de 0.64 mm (1/40").

1.1.6 - Ventiladores

Los ventiladores a los que se hace mención en este proyecto son referidos a unidades Fan Coil (FC), unidades manejadoras de aire (UMA) y a ventiladores centrífugos que son utilizados para ventilar los diferentes ambientes contemplados en el presente proyecto.

1.1.6.1 - Unidades Fan Coil

Tal como refiere su nombre, un Fan Coil es un ventilador con un serpentín por el que circula el fluido que absorberá calor o que cederá calor. Estas unidades manejan caudales menores o iguales a 81 m³/min (3000 CFM), para caudales de aire mayores se suele utilizar unidades manejadoras de aire.

Las unidades Fan Coil cuentan con un ventilador centrífugo el cual tiene el motor externo a la unidad o dentro de la unidad pero con un aislamiento que proteja la calidad del aire. Se muestra una vista de un Fan Coil en la Figura 1.3.

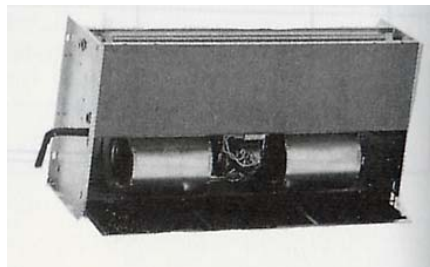


Figura 1.3 – Unidad evaporadora Fan Coil [7]

1.1.6.2 – Ventiladores centrífugos en línea

Es un extractor e inyector centrífugo silencioso de simple entrada, con alabes inclinadas hacia adelante tipo “siroco” balanceado estáticamente y dinámicamente como un solo conjunto con su eje. El eje de acero esta apoyado en rodamientos montados rígidamente a la estructura metálica. El rodete y envolvente estan contruidos de plancha de acero galvanizado.

Poseen un motor eléctrico de una velocidad acciona los ventiladores. El sistema de accionamiento esta compuesto de fajas y poleas regulables con protector de faja.

Las partes metálicas suelen protegerse contra la corrosión por medio de limpieza química, luego tienen una aplicación de dos manos de base zincromato y dos manos de pintura esmalte.

1.1.7 - Tuberías de agua helada

Estas tuberías serán de diferentes diámetros y serán dimensionadas principalmente por el caudal que vaya a circular por ellas, serán fabricadas de acero al carbon según norma ASTM A53 GR A o B. Estos son tubos sin costura (Seamless) y Sch 40. Los codos y Tees son fabricados según ASTM A234. Debe mantenerse una pendiente minima de 0.5% en dirección del flujo del fluido.

1.1.8 - Colgadores y soportes

Están fabricados a partir de perfiles de Acero “L” 1.1/4” x 3/16” con tirantes al techo de varillas de 3/8”, según SMACNA (Sheet Metal and Air Conditioning Contractors National Association) 1985.

Los soportes van fijados a las paredes y/o techos por medio de pernos de anclaje con rosca instalados con disparo o de anclaje tipo HILTI®.

Todos los soportes se pintarán con dos manos de pintura anticorrosiva color negro.

La distancia entre soportes no será mayor de 1.50 m.

1.1.9 - Cimentación de los equipos

Serán construidas conformando una losa flotante con la finalidad de absorber las vibraciones provenientes del funcionamiento de los equipos. Su detalle constructivo se demuestra claramente en planos de obras civiles.

1.1.10 - Bombas de recirculación de agua helada

Las bombas deben ser del tipo centrífugo de doble succión con carcasa bipartida, succión lateral o para instalaciones en línea según se especifique. Serán de una etapa, tendrán sello mecánico, acople flexible y accesorios de bronce. Las curvas certificadas de las bombas serán entregadas por el contratista, indicando capacidad, carga, potencia y eficiencia a flujos desde cero hasta 125% del de diseño. La bomba y el motor deben estar montados en una base común de acero estructural. Normalmente se suele instalar 2 bombas en paralelo en caso que la principal deje de funcionar.

1.2 - Tipos de equipo de Aire acondicionado

Luego de haber listado todos los componentes presentes en un sistema de refrigeración se procederá a mencionar los paquetes que agrupan a estos elementos.

Los equipos que se comercializan actualmente, utilizan el equipamiento mecánico mencionado anteriormente en diversas combinaciones dependiendo del uso al que vayan a ser sometidos.

Equipos tipo Paquete (Roof Top).- Es un equipo de expansión directa donde el refrigerante se evapora en el circuito primario de una batería. Se dice de tipo paquete pues tiene todo el sistema de acondicionamiento de aire en un solo bloque, en el cual se encuentra un soplador de aire y una cámara de mezcla en la cual ingresa también el aire recirculado del ambiente. La unidad condensadora y evaporadora se encuentran incluidas en un solo paquete. Además posee filtros al ingreso del equipo para asegurar la limpieza del aire.

Equipos Split Ducto.- Es un sistema también de expansión directa en el que se mejoran las condiciones del aire mediante un intercambiador de calor apropiado y

luego se distribuyen mediante ductos a los ambientes. La diferencia con una unidad del tipo paquete es que la unidad condensadora o Condensador se encuentra normalmente en una zona externa a la edificación para así estar ventilada, mientras que la unidad evaporadora o evaporador se encuentra ubicada en el falso cielo o piso destinado a cuarto de equipos. Ver figura 1.4 y Figura 1.5

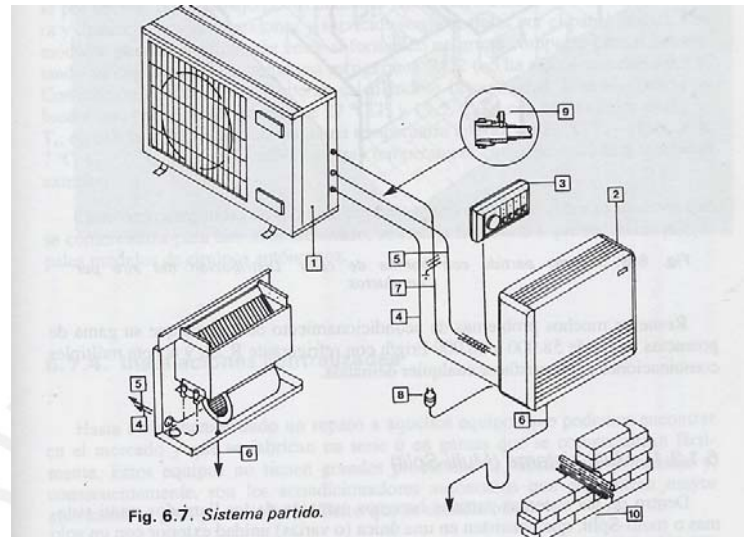


Figura 1.4 – Unidad Evaporadora y condensadora [8]

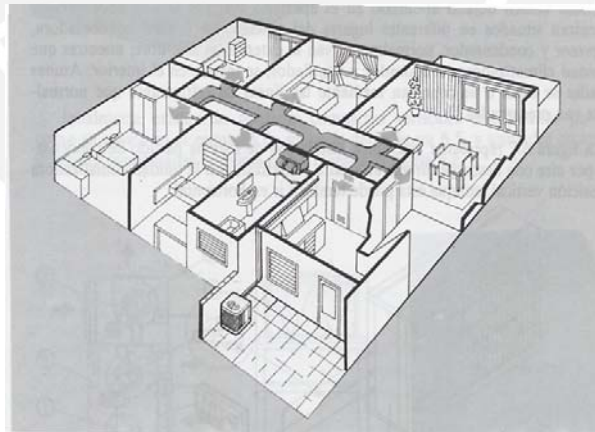


Figura 1.5 – Instalación de sistema split [9]

Equipos Chiller refrigerados por aire.- Es un sistema parecido a un split ducto, pero con gran tamaño y gran peso. Este equipo requiere mucho espacio libre encima del mismo pues posee ventiladores de gran tamaño los cuales son los encargados de condensar el vapor sobrecalentado de gas refrigerante.

Equipos Chiller refrigerados por agua.- Es un sistema similar al anteriormente mencionado de refrigeración por aire, solo que este hace uso de una torre de enfriamiento para enfriar el agua que se utiliza para extraer calor del refrigerante, evitándose así la necesidad de los grandes ventiladores. Esto ultimo disminuye los costos operativos del uso de ventiladores de grandes potencias eléctricas, pero elevando el costo de mantenimiento e instalación. Ver figura 1.6.

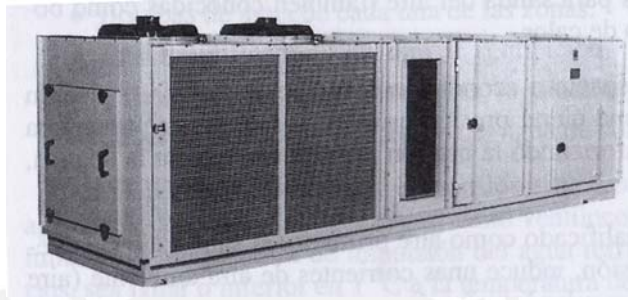


Figura 1.6 – Chiller refrigerado por aire [10]

1.3 - Descripción del proyecto

El presente proyecto busca acondicionar diversos ambientes de un edificio situado en la ciudad de Pucallpa. Este edificio se encuentra en fase de remodelación tanto en interiores como en exteriores. Solo hay construidos 2 pisos por lo cual se trabajaran los 2 siguientes desde condiciones iniciales. Se mantendrá la misma arquitectura para no alterar el estilo inicialmente existente en el edificio.

La edificación albergará a cerca de 400 personas, entre visitantes y trabajadores de una entidad publica. Tiene 395 m² de área construida, tendrá amplias salas de reuniones y de espera. Debido a las condiciones climáticas del lugar se ha considerado necesario acondicionar el aire para beneficio de los trabajadores y visitantes a la edificación. Se debe seleccionar la opción mas adecuada y realizar la ingeniería básica, ingeniería de detalle, planos y entregarlos para revisión de la entidad que financia este proyecto.

La edificación se encuentra situada en el cruce del Jr. Ucayali y del Jr. Antonio Raymondi como se muestra en la figura 1.7.



1.4 – Descripción de los ambientes

Los ambientes se encuentran conformados por útiles, muebles y equipamiento de oficina. Este equipamiento está conformado por computadoras, faxes y fotocopiadoras las cuales liberan en conjunto una considerable cantidad de calor sensible en los diferentes ambientes pertenecientes a este proyecto y los cuales se busca acondicionar. Además se considerará la carga aportada por la iluminación y también la carga aportada por los equipos computacionales. Para estos 2 casos se utilizarán valores recomendados por áreas, debido a que el cliente no ha proporcionado una cantidad definida de computadores ni de luminarias en lugar.

Un caso aislado pero relacionado con equipamiento es que el edificio cuenta con una sala de servidores en los cuales se procesa toda la información para todas las oficinas de todo el edificio, este recinto debe mantenerse a una temperatura acorde a lo que indica el fabricante para que los componentes, llámense tarjetas computacionales, no sufran dilatación ni contracción por cambios bruscos de temperatura. Esto último nos indica que los cambios de temperatura deben realizarse lentamente y de manera progresiva conservando valores de humedad relativa controlada de 18° C y 60 % de humedad relativa. Con tal fin se utilizarán equipos de aire acondicionado de precisión los cuales no serán tema de estudio de este proyecto, pues fue realizado por otra empresa al igual que la presurización de las escaleras y la ventilación del sótano.

Por otro lado las personas también aportan calor a los ambientes en función a la actividad que estos se encuentren realizando. En los ambientes de esta edificación las labores son en su totalidad administrativas por lo cual no significan un valor muy elevado de calor latente, pues no hay personas que estén ejercitándose ni haciendo ningún ejercicio físico, mas si una presencia de calor sensible debido al aporte de una persona normal bajo esas condiciones de trabajo. Para las personas se toma el valor de 250 (Btu/h)/persona como aporte sensible y 200 (Btu/h)/persona como aporte latente, estos valores son estándares obtenidos por recomendación del manual ARI para personas en trabajos de oficina. Ver tabla 1.2, para trabajo en oficina.

Se presurizó además las escaleras para no tener pérdidas de aire acondicionado por ellas.

Tabla 1.2. Ganancia de calor por personas(*) [11]

Grado de Actividad	Aplicación típica	Calor Total W (Btu/h)	Calor Sensible W (Btu/h)	Calor Latente W (Btu/h)
Sentadas descansando	Teatro / Matinée. Salón de clases, escuela elemental	97(330)	66(225)	31(105)
	Teatro / Tarde	103(350)	72(245)	31(105)
Sentadas, trabajo liviano	Oficina, Hotel, apartamento. Salón de clases escuela secundaria	117(400)	72(245)	45(155)
Trabajo de oficina Moderadamente activo	Oficina, Hotel, apartamento. Salón de clases de universidad.	132(450)	73(250)	59(200)
De pie, trabajo liviano. Caminando lentamente.	Droguería, Banco	146(500)	73(250)	73(250)
Trabajo sedentario	Restaurante	162(550)	81(275)	81(275)
Trabajo de banco liviano	Fabrica	220(750)	81(275)	139(475)
Baile moderado	Pista de baile	249(850)	89(305)	160(545)
Caminando a 5 km/h; trabajo moderadamente pesado	Fabrica	293(1000)	110(375)	183(625)
Bolos Trabajo pesado	Pista de bolos Fabrica	425(1450)	170(580)	255(870)

El edificio del presente proyecto esta conformado por 4 pisos, y cada piso tiene diversos recintos a ser acondicionados. A continuación se asignará una tabla para cada piso en la que se mostrarán los recintos que serán acondicionados y algunas características dimensionales de los recintos obtenidos de los planos de arquitectura. Ver tablas 1.3, 1.4, 1.5, 1.6.

Tabla 1.3 Datos del Primer Piso

Recinto	Largo (m)	Ancho (m)	Alto (m)	Área (m ²)	Personas
Recibidor de Servicios al contribuyente	14.65	5.53	3	81	32
Funcionarios de orientación	5.60	5.70	3	32	12
Jefe de control de deuda	5	3	3	15	5
Funcionarios de control	8.40	5	3	41.60	21
Sala 1	2.40	2	3	4.80	3
Sala 2	2.40	2	3	4.80	3
Supervisor	4.20	2.70	3	11.30	3
Tramite Interno	7.90	2.80	3	22	6
Tramites y BN	6.10	3	3	18.30	7
Funcionarios Administrativos	5.37	5.50	3	29.50	3
Jefe Administrativo	4.20	2.80	3	11.80	3

Tabla 1.4 Datos del Segundo Piso

Recinto	Largo (m)	Ancho (m)	Alto (m)	Area (m2)	Personas
Jefe zonal	5.80	3.95	3	22.80	5
Sala de reuniones	5.30	4.40	3	23.30	12
Funcionarios	5	4	3	20	4
Jefe de funcionarios	5.50	3	3	16.60	5
Programador	5.50	2.16	3	11.90	4
Jefe de auditores	5.50	2.98	3	16.40	5
Auditores	12.04	5.48	3	66	10
Pasillo de impresoras	5.48	2.43	3	13.30	1
Sala de Manifestación 1	2.78	2.12	3	5.90	4
Sala de Manifestación 2	2.78	2.12	3	5.90	4
Sala de Manifestación 3	2.78	2.12	3	5.90	4
Secretaria	5.73	3.35	3	19.20	5
Pasillo	17.10	1.73	3	29.50	3

Tabla 1.5 Datos del Tercer Piso

Recinto	Largo (m)	Ancho (m)	Alto (m)	Area (m2)	Personas
Masivos	6.36	5.28	3	33.60	8
Mesa de trabajo	4.71	3.50	3	16.50	12
Biblioteca	6.47	4.08	3	26.40	4
Sala de usos múltiples	11.40	8.16	3	93	60
Hall Publico	26.86	3.25	3	87.30	3

Tabla 1.6 Datos del Cuarto Piso

Recinto	Largo (m)	Ancho (m)	Alto (m)	Area (m2)	Personas
Pasillo	8	4	3	32	3
Cafetería	9.43	5.60	3	52.80	30
Oficina de mantenimiento	4.50	1.91	3	8.60	2
Operadores	5.58	2.40	3	13.38	2

1.5 - Datos de los materiales involucrados en la construcción

Estos valores serán de gran importancia para calcular la carga térmica en los diferentes recintos de la edificación. Estos valores fueron obtenidos de tablas y de algunos cálculos, los cuales no se especifican en el presente trabajo para ser más concisos, pero pueden encontrarse en literatura especializada en aire acondicionado. La información fue tomada en su mayoría del manual de

refrigeración y aire acondicionado de ARI (Air Conditioning and Refrigeración Institute), este manual se basa muchas veces en los fundamentos de ASHRAE y en muchas investigaciones realizadas por el instituto en mención.

Los valores que se citan a continuación nos permitirán calcular cuanto calor sensible se transfiere los ambientes mediante estas zonas, pues actúa sobre ellos la radiación solar. Vale la pena recalcar que algunos materiales restringen con menor medida el intercambio de calor en comparación con otros, como es el caso de los vidrios en las ventanas, mas aun cuando estos tengan un tratamiento especial que les permitan reflejar cierto porcentaje de la radiación solar. Por otro lado la orientación que tengan en la construcción influirá en las estimaciones de carga, pues a diferentes horas en un mismo día tendrán mayor exigencia que a otras horas en la cuales no recibirán radiación solar en igual medida.

Los Factores de Conductividad Térmica se toman en consideración cuando se utilizan ventanas, se presentan en la Tabla 1.7.

Tabla 1.7. Factores de transmisión de calor o de sobra de las zonas

(*) Las unidades de U esta en $[Btu/h]/[pie^2 \times DT(^{\circ}F)]$ [12]

Zona de Referencia	Valor de U (*)
Paredes principales	0.356
Techos (Baldosas, concreto)	0.327
Puertas	0,470
Particiones	0.308
Ventanas (Verano)	1.040
Ventanas (Factor de Sombra)	0.950

1.6 - Descripción del lugar

El Proyecto se ha de realizar en la ciudad de Pucallpa, provincia Coronel Portillo, departamento de Ucayali. Está en plena selva amazónica a 149 m.s.n.m. y tiene como locación geográfica de latitud 08°23' sur y longitud 74°31' oeste.

El clima de Pucallpa es tropical cálido todo el año. La temperatura promedio durante el año es 26°C, con un promedio de 25°C en Julio y un promedio de 26.5°C en los meses de setiembre a enero. La temperatura máxima promedio es 33°C y la temperatura mínima promedio es 21.5°C. La humedad relativa promedio, en los meses de verano, es de 81 % y la presión barométrica es de 29.4 in. H₂O.

“Pucallpa tiene una población que excede 200,000 habitantes. Los suelos de Pucallpa son pobres para la agricultura pero se cultiva el arroz, plátano, café y cacao. En su territorio crecen numerosos árboles de maderas útiles para la industria maderera del país como la Caoba, Cedro, Caucho, Ishpingo y Tornillo”. [13]

Pucallpa es considerada en el Perú como el centro maderero más importante con industrias de aserrado y laminado de madera.

La ciudad de Pucallpa posee refinera de petróleo. Su puerto fluvial es de vital importancia, pues las comunicaciones se hacen por el río Ucayali. Ver figura 1.8



Figura 1.8 - Ciudad de Pucallpa [14]

A continuación se indican las actividades económicas más importantes de Pucallpa separadas por campo:

a) Producción Agropecuaria: Arroz, Maíz, frijol, Yuca, Café, Cacao, Tabaco, Caña de azúcar, Palma aceitera, Limón y otros frutales.

b) Producción Ganadera: ganado vacuno mejorado, resultado del cruce del cebú con otras razas. Otras especies son las de porcinos y equinos

c) Producción Minera: Petróleo, Gas, Oro y Uranio.

d) Producción Pesquera: sus ríos y lagunas poseen grandes reservas ictiológicas, con especies diversas como Bagre, Boquichico, Acarahuazu, Carachama, Corvina, Chambira, Paiche, Sábalo, entre otras.

1.7 - Datos Climatológicos

Los datos climatológicos fueron proporcionados por CORPAC y METAR a través de la estación meteorológica ubicada en el aeropuerto de la ciudad de Pucallpa.[15]

Estos datos incluyen temperatura promedio mes a mes de la ciudad de Pucallpa durante los meses de verano y un estimado de los meses de invierno. Además se incluye la humedad relativa promedio de cada mes. Estos valores ayudarán en el transcurso del proyecto a determinar la carga térmica y puntos críticos los cuales arrojarán si el diseño es adecuado para la edificación.

Pruebas de funcionamiento se suelen realizar durante el montaje de los equipos para verificar que se estén cumpliendo las exigencias de confort deseado por la entidad pública. Los datos se muestran en la tabla 1.1.

Tabla 1.8 Datos climatológicos de todo un año [16]

Mes	Temperatura de Bulbo Seco Exterior	Temperatura de Bulbo seco Exterior	Humedad realtiva en el Exterior
Diciembre	90	84	85%
Enero	89	81	85%
Febrero	90	84	85%
Marzo	88	84	85%
Abril	87.8	78	66%
Mayo	76	68	66%
Junio	78	65	66%
Julio	77	69	70%
Agosto	77	68	70%
Septiembre	78	68	75%
Octubre	80	74	76%

Los datos climatológicos entre los meses de Diciembre y Marzo se encuentran resaltados debido a que son los valores críticos a tomarse en consideración para el diseño del sistema de aire acondicionado.

1.8 – Ayudas auxiliares utilizadas en el cálculo y diseño

En el cálculo de carga térmica para edificaciones se suele emplear una amplia gama de softwares, como el llamado Commercial HVAC o CHVAC ELITE, el cual es muy conocido en el entorno del diseño de instalaciones de aire acondicionado, así como lo son el TRACE, AHUBUILDER Y HVAC.

CHVAC ELITE calcula de manera rápida las cargas máximas de calentamiento y enfriamiento para edificaciones comerciales. Las cargas de refrigeración pueden ser calculadas con cualquier de los dos métodos conocidos. El primero de ellos se denomina CLTD y también con el nuevo método denominado RTS (Radiant Time series). El programa permite un número ilimitado de zonas las cuales pueden ser agrupadas tanto como en 100 sistemas de aire acondicionado.

CHVAC realiza el cálculo todas de las cargas de refrigeración y factores de corrección necesarios para computar las cargas. Adicionalmente, este programa

puede simular condiciones ambientales exteriores de cerca de 2000 ciudades situadas en todo el mundo, las cuales se encuentran incorporadas en el software. El programa permite editar la información climática en caso se tenga alguna ciudad no incluida en el paquete, pero pueden seleccionarse ciudades las cuales tengan similares condiciones climáticas. Se emiten reportes fáciles de entender e interpretar acerca de información general del proyecto, cargas detalladas por zonas, cargas por unidad manejadora de aire, cargas externas, cargas totales de la edificación, requerimientos en tonelaje, requerimientos de caudal de aire en CFM, caudales de agua fría por circuito en caso sea aplicable y un completo análisis psicrométrico de ingreso y de salida del aire de los serpentines. Otras ventajas resaltantes son que incluye el Standard de análisis ASHRAE 62, rotación automática de la edificación, orientación de paredes de 360°, tipos de vidrios diversos, temperaturas variables de diseño interior, diversidad de personas, aire externo pretratado, infiltraciones de aire externo y ratios de ventilación, ganancia de calor en los ductos de alimentación, retorno y plenums de aire. Se muestran algunas pantallas del software en las figuras 1.9, 1.10 y 1.11

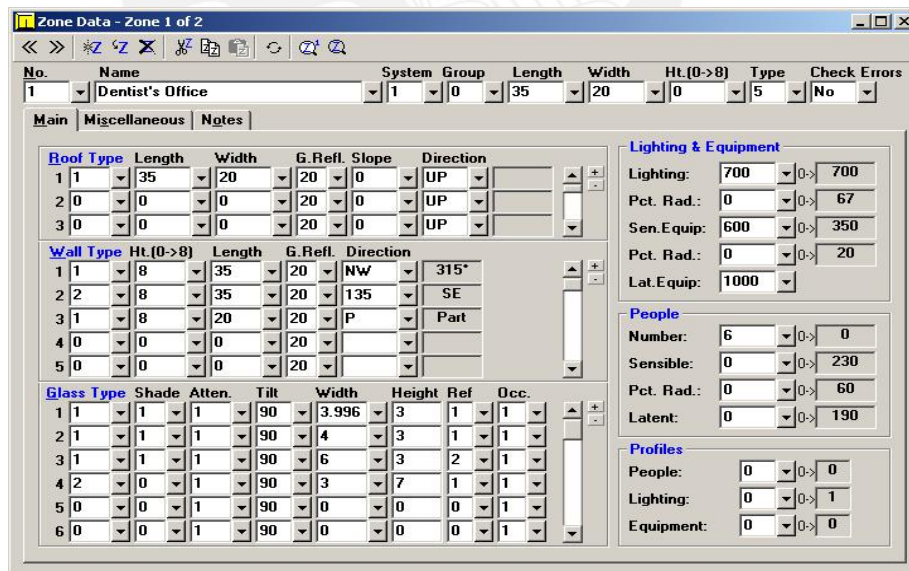


Figura 1.9 – Ingreso de características de cada ambiente [17]

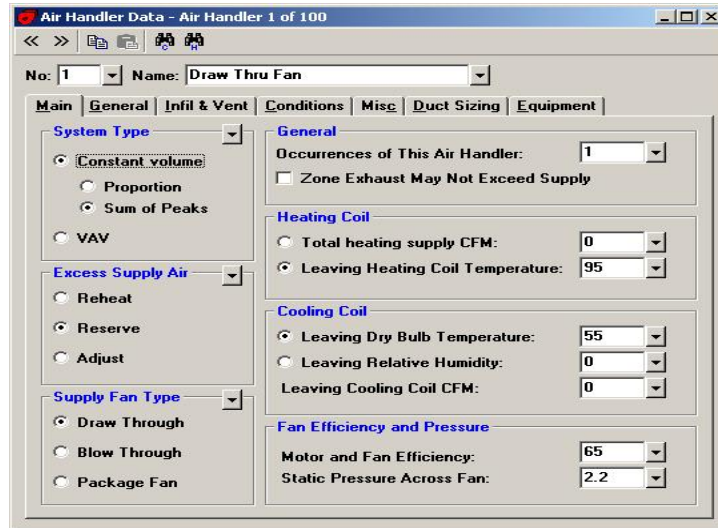


Figura 1.10 – Ingreso de características de los equipos [18]

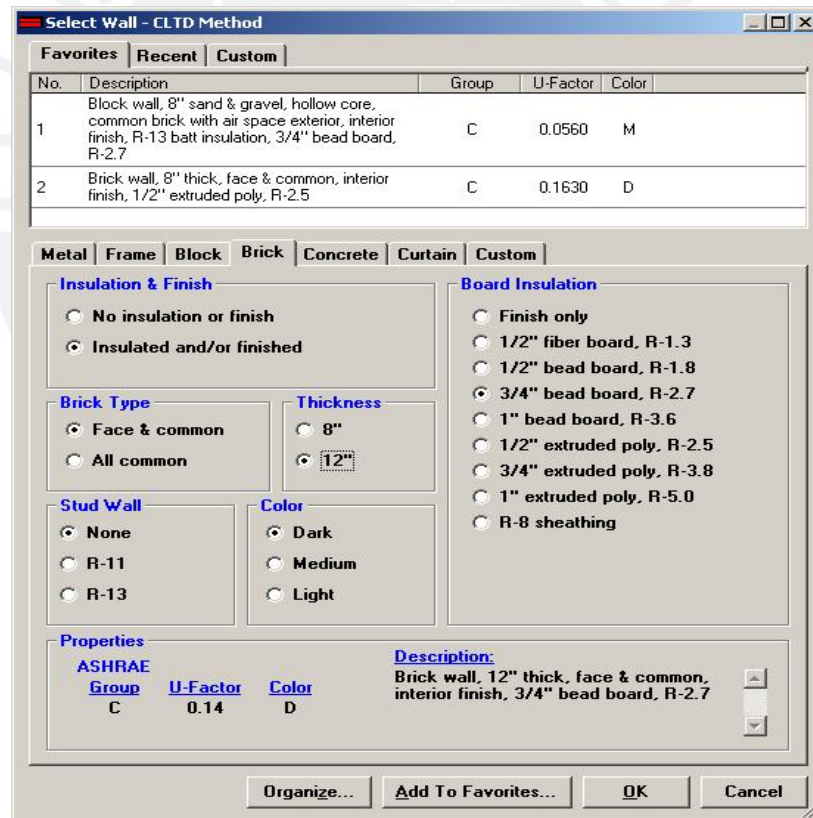


Figura 1.11– Ingreso de propiedades de las paredes y ventanas [19]

1.9 –Selección de equipo de aire acondicionado

En el presente trabajo se bosquejaron, desde el punto de vista teórico, algunas opciones de equipos de aire acondicionado, los cuales engloban diferentes principios de funcionamiento los cuales se mencionaron oportunamente y de los cuales en esta parte se escogerá una opción más adecuada. Puede ser adecuada en el aspecto técnico y en parte en el aspecto económico, pero en este caso se muestran algunas ventajas y desventajas de cada opción.

Uno de los factores mas importantes es la carga térmica la cual es un aspecto técnico y nos ayudará en un inicio a descartar opciones, otro factor técnico no menos importante es el diseño arquitectónico y los espacios que quedan disponibles para instalar un equipo de aire en caso de ser una edificación existente y por ultimo el cuidado medio ambiental y ahorro energético.

Se tuvieron inicialmente las siguientes opciones:

1. Unidad tipo paquete (Roof Top).
2. Split Ducto.
3. Chiller refrigerado por aire.
4. Chiller refrigerado por agua.

Ante esto la utilización de sistemas partidos como la opción 2, llámese split ducto, no es una opción viable pues si bien existen en capacidades de cerca a 50 TR no son recomendables debido a que se requerirían 2 trabajando juntas y el costo operativo de los mismos no sería muy alentador, ni sería práctico instalar muchos para sumar dicha capacidad por practicidad de montaje.

Por otro lado la unidad compacta de tipo paquete, opción 1, ayuda a satisfacer la carga térmica, pero no es recomendable si la carga no es horizontal, como podría ser para un aeropuerto o una gran almacén, pues se tendría que repartir el aire desde un piso muy elevado y tendríamos que utilizar ductos de gran tamaño en las cercanías del equipo y correríamos el riesgo de tener aire con condiciones no tan deseables en los pisos mas alejados del edificio. Esto podría causar que sobredimensionemos el equipo lo cual no conviene desde el punto de vista energético. Se podría también utilizar dos de esos equipos partiendo la carga en dos para así poder homogenizar el reparto de aire lo cual técnicamente y económicamente no sería viable pues al igual como en el caso del split elevaría

demasiado los costos operativos. Por lo anteriormente mencionado se descarta la opción del equipo del tipo paquete para este proyecto.

Otra opción es el chiller refrigerado por agua, opción 4. Esta opción permite poder enfriar agua en el equipo y bombearla a una rapidez aceptable, pudiendo enfriar el aire en el ambiente o en las inmediaciones haciendo el sistema más eficiente, tan igual como un chiller refrigerado por aire. Este tiene un costo inicial mas elevado que un chiller refrigerado por aire, pero lo compensa con eficiencia. Lamentablemente este equipo requiere un lugar adicional para instalar una torre de enfriamiento, lo cual en este edificio no es posible dado el espacio.

Los chillers tienen un costo inicial mas elevado que una unidad o unidades del tipo paquete, pero los gastos operativos son mucho menores pues estos equipos utilizan agua helada, la cual es tratada, para acondicionar el aire mediante intercambiadores de calor denominados fan coils. Los chiller son muy recomendados para edificaciones nuevas pues al ser de gran peso, para este caso de 3,179 kg y considerable tamaño puede preverse el montaje de los mismos.

Luego de evaluar las opciones se opto por la opción 3, consistente en el Chiller refrigerado por aire, debido a que esta alternativa presenta mayores ventajas aplicables a este proyecto específico tal como se puede apreciar en los cuadros postreros. Se adjuntarán los catálogos correspondientes a la opción escogida en los anexos para poder tener referencia de dicha selección y las opciones posibles.

A continuación se presenta un cuadro de ventajas y desventajas para cada una de las cuatro opciones mencionadas anteriormente. Ver tablas 1.9, 1.10, 1.11, 1.12.

Tabla 1.9 ventajas y desventajas una unidad tipo paquete

VENTAJAS	DESVENTAJAS
Es una unidad Compacta	Mayor consumo eléctrico (Costo operativo)
Aplicables edificaciones nuevas como la de este proyecto (Espacio)	Gran tamaño
Precio Inicial aceptable	Gran peso (Complicaciones para el izaje)(*)
	Debe estar techado por la lluvias
	Requiere un espacio libre encima del equipo de 3 m como mínimo.
	Se tienen ductos muy grandes a la salida del equipo
	Se sobredimensiona para obtener condiciones deseadas en los primeros pisos

(*) El Izaje se realiza con una torre grua. (2 Toneladas)

Tabla 1.10 ventajas y desventajas una unidad del tipo split

VENTAJAS	DESVENTAJAS
Aplicables edificaciones nuevas como la de este proyecto (Espacio)	Muy elevado consumo eléctrico (Costo operativo)
Bajo costo de mantenimiento	difícil posicionamiento de unidades condensadoras.
Unidades evaporadoras pequeñas	Gran peso (Complicaciones para el izaje)(*)
	Debe estar techado por la lluvias
	Requiere un espacio libre encima del equipo de 3 m como mínimo.

Tabla 1.11 ventajas y desventajas un chiller refrigerado por aire

VENTAJAS	DESVENTAJAS
Es una unidad Compacta	Mayor consumo eléctrico (Costo operativo)
Aplicables edificaciones nuevas como la de este proyecto (Espacio)	Gran peso (Complicaciones para el izaje)(*)
Precio Inicial aceptable	Debe estar techado por la lluvias
Bajo costo de mantenimiento	Requiere un espacio libre encima del equipo de 3 m como mínimo.
Poco mantenimiento correctivo en el corto plazo, cada 6 meses.	

(*) El Izaje se realiza con una torre grua. (4 Toneladas)

Tabla 1.12 ventajas y desventajas un chiller refrigerado por agua

VENTAJAS	DESVENTAJAS
Es una unidad Compacta	No se puede instalar en edificaciones que no sean nuevas por espacio.
Puede ir en un sotano	Gran tamaño (Difícil posicionamiento)
Bajo costo operativo	Gran peso (Complicaciones para el izaje)(*)
	Precio inicial muy elevado
	Alto costo de mantenimiento



REFERENCIAS DEL CAPITULO 1

- [1] – Air conditioning and Refrigeration Institute (ARI): “Refrigeración y aire acondicionado”, Tomo 3, Prentice Hall, 1.ed. Español, 1987, Pag.420.
- [2] – Stoecker: “Refrigeración y acondicionamiento de aire”, McGrawHill, 1era. Edición, año 1965, pag. 306.
- [3] – Stoecker: “Refrigeración y acondicionamiento de aire”, McGrawHill, 1era. Edición, año 1965, pag. 280.
- [4] – SMACNA
- [5] – Dirección general de obras y conservación, Normatividad de obras.
Webpage: http://www.obras.unam.mx/normas/construc/espe_gral/instalac/ins_esp
- [6] – Ibíd.
- [7] – Carnicier, E: “Aire acondicionado”, Paraninfo, 3era.edición, 1995, pag.80.
- [8] – Ibíd., pag.75.
- [9] – Ibíd., pag.76.
- [10] – Ibíd., pag.84.
- [11] – Air conditioning and Refrigeration Institute (ARI): “Refrigeración y aire acondicionado”, Tomo 3, Prentice Hall, 1.ed. Español, 1987, Pag.483, tabla 10.
- [12] – Air conditioning and Refrigeration Institute (ARI): “Refrigeración y aire acondicionado”, Tomo 3, Prentice Hall, 1.ed. Español, 1987, Pags.478-480, tabla 7.
- [13] – Difundiendo el Turismo y Comercio de Pucallpa y Ucayali en el Mundo-ONG
Webpage: <http://www.pucallpa.com>
- [14] – Ibíd.
- [15] – Corporación peruana de aeropuertos y aviación comercial,
Pagina Web: <http://www.corpac.gob.pe/servicios/etm.asp>
- [16] – Ibíd.
- [17] – ELITE software development, Inc.
Pagina Web: www.elitesoft.com/chvac
- [18] – Ibíd.
- [19] – Ibíd.

CAPITULO 2

DISEÑO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO

2.1 - Determinación de la carga térmica del caso de estudio

A continuación se mostrará el cálculo detallado para un ambiente de la edificación, utilizando relaciones termodinámicas y expresiones recomendadas por ASHRAE en sus diversos estándares, los cuales se citarán a modo que se tengan como referencia y tablas de los fabricantes de equipos.

Posteriormente se mostrará un resumen de todos los valores obtenidos para los otros recintos de la edificación, los cuales se entiende que fueron obtenidos de manera similar.

Se adjunta además los resultados indicados por el software Elite a modo de anexo como también la información técnica de las opciones escogidas. Ver anexo 2.1.

El ambiente a ser evaluado se denomina **recibidor de servicios al contribuyente**, el cual pertenece al primer piso, teniendo los siguientes datos de ingreso mostrados en la tabla 2.1

Tabla 2.1 Parámetros de ingreso

Parámetro	Unidad	Valor
Área del recinto	m ²	81
Aporte de Iluminación	W/m ²	20
Personas en el recinto	personas	32
Altura del techo	m	3.00
Calor sensible por persona	W/persona	73
Calor latente por persona	W/persona	59
Factor de seguridad Sensible	Porcentaje (%)	5
Factor de seguridad Latente	Porcentaje (%)	5
Aporte de Equipos	W/m ²	4

Además es importante mantener la habitación dentro de los valores de confort, predeterminados, los cuales se indican en la tabla 2.2.

Tabla 2.2 Parámetros de Confort [1]

Parámetros	Unidades	Valores
Temperatura Interna	°C (°F)	24 (74)
Humedad Relativa Interna	%	55

El cálculo de carga térmica para una edificación esta conformada por calor sensible y calor latente tal como se verá mas adelante en este capitulo y el procedimiento se muestra a continuación. La suma de ambos calores nos dará como resultado la carga térmica total la cual nos ayudara a seleccionar un equipo adecuado.

Además es necesario encontrar una hora de carga pico para tomar referencia y esta es a las 5 pm de un día de Diciembre con condiciones de 31 °C (88 °F) de temperatura de bulbo seco, 29 °C (84 °F) de temperatura de bulbo húmedo y una humedad de 23 gramos agua/kg aire seco (175.70 granos/lb de aire seco) de humedad. Cabe indicar que esta hora pico es causada por la orientación que tiene la edificación pues el sol le da de de lleno alrededor de esta hora y esta hora es variable dependiendo del recinto a evaluar y de la humedad presente en la ciudad en mención.

Para obtener esta hora pico se requiere buscar cartas de ASHRAE para la latitud geográfica de Pucallpa que es latitud 08°23' Sur, mencionado en el capitulo 1, en

este caso se aproxima a una tabla de latitud 10° la cual recomienda la mencionada hora pico. El software CHVAC ya tiene diferentes locaciones geográficas preestablecidas las cuales permite seleccionar la hora según la orientación del recinto con solo indicar la latitud geográfica.

Para el cálculo de carga térmica total y cálculo psicrométrico utilizaremos las siguientes relaciones:

PR = (Presión barométrica del lugar de 29.400 / Presión estándar ASHRAE de 29.921)

PR = 0.983 (Factor de corrección de presión)..... (1)

Para determinar el calor sensible debido a las paredes, ventanas, puertas, techo y piso del recinto se tiene la ecuación (2) y se toman los datos de materiales (U) de la tabla 1.7.

Calor sensible (Qs) = A x U x ΔT (TBS)..... (2)

Además para la ecuación (2) se considera una temperatura exterior de 33 °C e interior de 24 °C y las áreas (A) de techos, paredes y pisos son tomadas de los planos de arquitectura.

De aplicar la ecuación (2) al recinto obtenemos que Qs es igual a 16.80 kW.

A este valor de calor sensible del recinto se le debe adicionar el calor aportado por las personas (Qps), la iluminación (Qi) y los equipos (Qe) los cuales se calculan mediante los valores de ingreso que se muestran en la tabla 2.1, considerando que en el ambiente hay 32 personas para el cálculo de Qps y que se tiene un área de 81 m² para el cálculo de Qi y Qe. Se muestra un detalle de cómo se aporta el calor sensible al recinto en la figura 2.1.

La suma de estos calores da como resultado el calor sensible total del espacio (Qse) y se realiza tal como muestra la ecuación (3). Cabe indicar que las personas también aportan calor latente lo cual influye también en el cálculo de calor latente.

Qse = Qs + Qps + Qi + Qe..... (3)

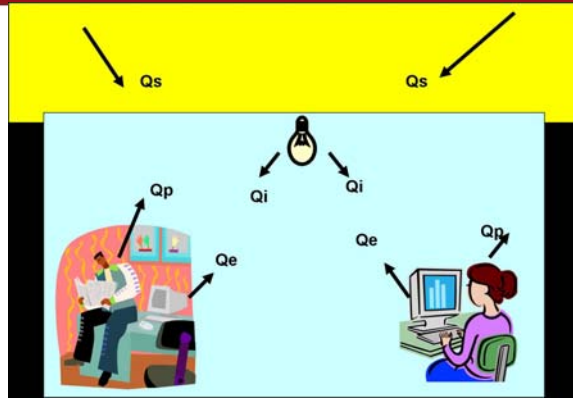


Figura 2.1 Carga Térmica

Para Q_{se} obtenemos el valor de 21.06 kW (71,845 Btu/h).

A este valor de calor del espacio (Q_{se}) se le debe adicionar el calor que entrega el ducto de suministro al aire frío al cual, para este proyecto, se denomina calor del ducto de ingreso (Q_{di}), este valor es obtenido considerando una área de contacto de 1.5 m².y el software CHVAC ELITE determina este valor y esta asciende a 1.26 kW.

Luego de la suma de Q_{se} y Q_{di} se obtiene el valor de 22.32 kW(76,145 Btu/h). Adicionalmente se agrega un 1.6 % de reserva de calor sensible, según recomendación del fabricante (YORK), obteniendo finalmente un calor sensible Q_{st} igual a 22.68 kW (77,397 Btu/h).

Una vez teniendo este calor se realiza el cálculo del caudal (C) necesario para extraer dicho calor. Para este fin utilizaremos la ecuación (4).

$$Q_{se} + Q_{di} = PR \times 1.10 \times C \times \Delta T \text{ (TBS)} \dots\dots\dots (4)$$

De esta ecuación despejamos el caudal (C) en función a las otras variables y tomando en cuenta que las temperaturas son las mismas que las utilizadas en la ecuación (2).

Luego de operar la ecuación anterior se obtiene el caudal (C) necesario para retirar el calor de ambiente y es de 6758.66 m³/hr (3,978 CFM).

Una vez obtenido el caudal, se calcula el aire de ventilación. Para este punto tomamos las recomendaciones de renovación del fabricante (YORK) que indica 12.1% del caudal suministrado.

Entonces se obtiene 815.52 m³/h (480 CFM), que representa el 12.1%, los cuales deberán ser aire fresco, por condiciones de ventilación y el resto del aire será recirculado del mismo ambiente. Este caudal de aire aporta tanto calor sensible como calor latente tal como se mostrara más adelante.

Cabe indicar que el calor sensible aportado por el aire externo de ventilación no es tan representativo como el calor latente que este mismo aporta. Este ultimo se estima con la misma ecuación (4), utilizando los 815.52 m³/h (480 CFM) y da como resultado 2.13 kW (7,263 Btu/h).

Con el fin de calcular el calor sensible se debe tomar en consideración también el calor que gana el aire en la caja plenum (Q_{plenum}), ubicada en el falso cielo, el cual se estima, mediante el software CHVAC ELITE, en 0.63 kW (2,150 Btu/h) como se muestra en la figura 2.2.

Por último se adiciona el calor ganado debido al motor eléctrico del FAN COIL (Q_m) el cual tiene una potencia eléctrica nominal de 1.49 kW (2 HP), para esto se recurre a la tabla 2.3, donde se estima que para un motor de esa potencia y equipo movido dentro del área a acondicionar de esa capacidad, debe considerarse un calor no mayor a 1.87 kW (6,380 Btu/h).

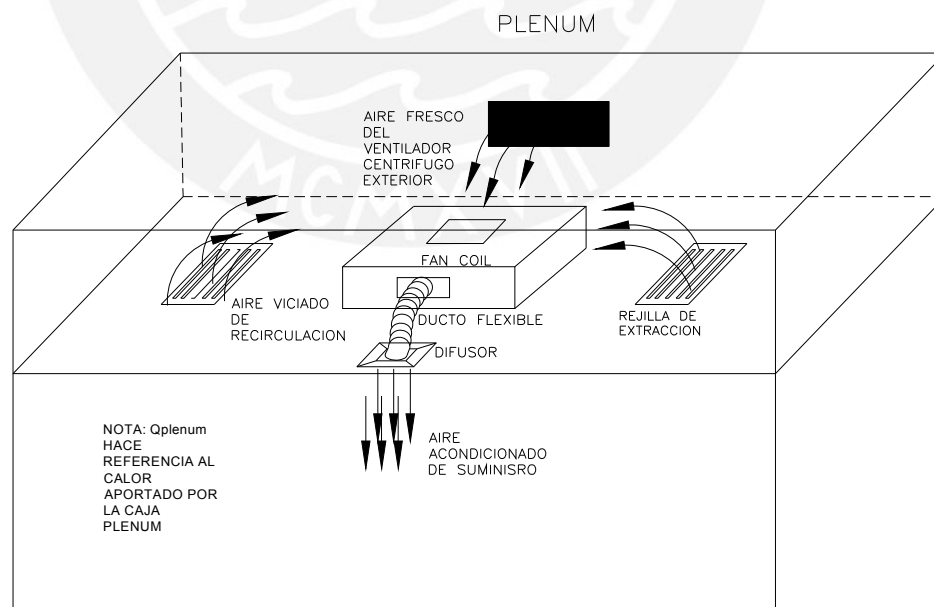


Figura 2.2 Esquema de plenum

Tabla 2.3 Calor debido a motores [2]

Potencia del motor (hp)	Posición del aparato respecto a la corriente de aire o espacio acondicionado – kW (Btu/h)		
	Motor y equipo movido dentro del área	Motor fuera y equipo dentro	Motor dentro y equipo fuera del area
1/2	0.53(1820)	0.38(1280)	0.16(540)
1	0.94(3220)	0.74(2540)	0.20(680)
1-1/2	1.40(4770)	1.12(3820)	0.28(950)
2	1.87(6380)	1.49(5100)	0.38(1280)

En resumen se obtiene un calor sensible total (Qst) igual a **26.85 kW (91,613 Btu/h)** y un caudal de suministro de **6758.66 m³/h (3978 CFM)**, dentro de los cuales **815.52 m³/hr (480 CFM)** deben ser de aire fresco.

De manera similar se obtiene el calor latente, aportado al espacio. Este último esta conformado principalmente por la presencia del aire fresco (Qla), aporte de las personas (Qlp) y de las infiltraciones por puertas y ventanas, lo cual se buscará evitar manteniendo una presión positiva en el ambiente.

Para el calor latente se utiliza la ecuación (5):

$$Ql = Qlp + Qla \dots\dots\dots(5)$$

Para calcular el calor latente debido a las personas (Qlp) se utilizarán valores de la tabla 1.2 del capítulo 1, en la cual se muestra el aporte de calor latente por persona a un recinto con estas características.

En el ambiente que se evalúa, se tienen 32 personas a una tasa de 59 W/persona obteniéndose el valor de 1.89 kW (6,283 Btu/h).

Por otro lado se debe considerar el calor latente ganado por la introducción de aire externo con fines de ventilación (Qla). Este valor de calor hace referencia a los 480 CFM de aire fresco que ingresarán al ambiente y se obtiene utilizando una carta psicrométrica en la cual se ubican las condiciones iniciales y las condiciones a obtenerse como resultado tal como se muestra en la figura 2.3, encontrando al lado derecho de la tabla psicrométrica la cantidad de masa de agua para cada punto los cuales mediante la ecuación (6) dará el valor la ganancia del calor latente a ser

extraído debido al aire exterior. Para la condición del aire atmosférico de 88 °F de Bulbo seco y 84 °F de bulbo húmedo se tienen 175.5 granos/lb de aire seco y para la condición ideal según la tabla 2.2, se tiene 75 °F y 55% de humedad relativa obteniendo 71 granos/lb de aire seco. (El grano es la unidad de masa mas pequeña en el sistema americano y tiene la siguiente equivalencia: 1 grano ≈0.06479891 gramos).

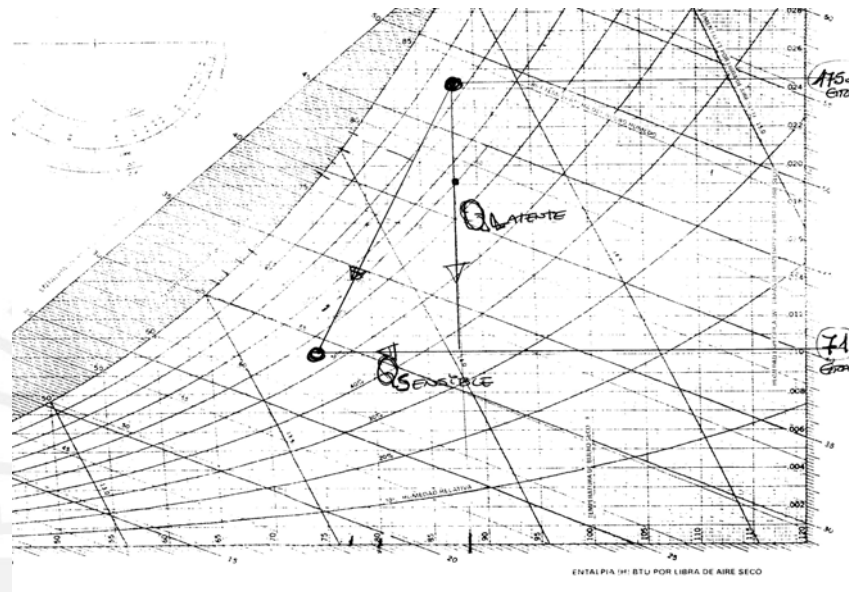


Figura 2.3 Carta Psicrométrica del proceso

$$\text{Calor latente (Qla)} = PR \times 0.68 \times 480 \times (175.5 - 71) \dots\dots\dots (6)$$

$$\text{Calor latente (Qla)} = 9.84 \text{ kW (33,561 Btu/h)}$$

Posteriormente se suma Qlp con Qla obteniendo el calor latente total para el recinto y asciende a 11.68 kW (39,844 BTU/h).

Una vez determinado este calor latente se le adiciona el valor anteriormente estimado del calor sensible usando la ecuación (7).

$$\text{Calor Total (Qt)} = Qse + Ql = 26.85 \text{ kW} + 11.68 \text{ kW} = 38.53 \text{ kW} \dots\dots\dots (7)$$

Se obtiene entonces para el calor del recinto el valor de 38.53 kW que equivalen a 11 TR.

De esta misma manera se calculan las cargas térmicas para todos los demás ambientes involucrados en el diseño arquitectural lo cuales se presentaran mediante la tabla 2.4 de resultados (pág. 41).

En esta tabla se presentan los datos de carga térmica separados por calor latente y sensible, entregando al final los valores para cada campo. Además se da un alcance del caudal de aire que debe suministrarse a cada recinto para alcanzar el confort deseado por el cliente.

Los resultados son:

- Carga sensible total = 195 kW (666,576 BTU/h)
- Carga latente total = 114 kW (388,539 BTU/h)
- **Ganancia total = 309 kW (1' 055,115 BTU/h) = 88 TR**

Este valor de carga térmica total permitirá seleccionar el equipo a utilizarse en la edificación, pero no existe una sola opción posible sino la mas adecuada según la exigencia y el presupuesto.

Tabla 2.4 Resumen de cargas térmicas de los recintos

Recinto	Calor Sensible (Btu/h)	Calor Latente (Btu/h)	Calor total (Btu/h)	Caudal (CFM)
Recibidor	91,613	39,844	131,457	3,978
Funcionarios Or.	21,584	14,941	36,525	890
Oficina de Jefe 2	9,344	6,177	15,521	413
Funcionarios	24,595	25,796	50,391	864
Sala 1	3,426	3,685	7,111	119
Sala 2	3,768	3,685	7,453	134
Supervisor	5,887	3,685	9,572	241
Tramite interno	10,710	7,370	18,081	432
BN y Tramites	12,202	8,599	20,800	490
Funcionarios Ad.	12,604	3,735	16,339	593
Jefe Administrativo	6,733	3,735	10,468	285
Jefe zonal	23,755	6,226	29,980	1,124
Sala de reuniones	27,215	14,941	42,156	1,155
Funcionarios	19,683	4,980	24,663	933
Jefe de Funcionarios	9,026	6,177	15,203	397
Programador	6,447	4,914	11,361	244
Jefe	8,228	6,142	14,370	312
Pasillo de impresoras	5,067	1,763	6,830	233
Audidores	20,860	12,284	33,144	861
Sala de manif.2	4,398	4,914	9,312	151
Sala de manif. 1	4,398	4,914	9,312	151
Sala de manif.3	4,654	4,914	9,568	162
Secretarias	14,149	6,142	20,291	606
Pasillo	11,607	3,899	15,506	536
Masivos	13,665	9,827	23,492	547
Mesa de trabajo	8,572	7,370	15,943	315
Biblioteca	10,880	7,370	18,251	440
Sala usos múltiples	57,385	73,704	131,039	1,882
Hall Publico	116,139	37,354	153,492	5,433
Pasillo	14,832	4,226	19,058	693
Cafetería	68,514	37,354	105,868	2,910
Of. de mantenimiento	9,104	2,490	11,595	430
Operadores	14,293	2,490	16,783	688

2.2 – Selección del equipo de aire acondicionado

Tal como se vio en el capítulo 1, el uso de un chiller refrigerado por aire presenta mas ventajas que desventajas para este proyecto por lo que se opta finalmente por ella.

Cuando se escoge la opción de un chiller es necesario considerar, tal como se indico anteriormente, las dimensiones y el peso que este equipo puede tener pues normalmente suelen ser de gran tamaño. Además se considerará la carga eléctrica para dejar un tablero especial para el compresor que es aproximadamente 84 kW, dato que obtenemos del catalogo del fabricante el cual se puede apreciar en el Anexo 2.2.

Las ventajas de un chiller refrigerado por aire son menor precio inicial, pero con un costo algo mayor en consumo energético debido a los ventiladores del condensador, también aumenta la presión de condensación.

Por lo expuesto a continuación se escoge utilizar un chiller refrigerado por aire para cubrir la demanda de todo el edificio. Esta unidad debe tener ventilación suficiente por encima de los ventiladores de condensador, por lo que el fabricante (YORK) recomienda una distancia a cualquier techo no menor de 3 metros y también ventanas altas lo suficientemente grandes.

El refrigerante R-410^a que utiliza este equipo de aire acondicionado es ecológico. Por otro lado este fluido, tiene buenas características como refrigerante a su vez de ser ecológico no dañando así la capa de ozono en caso de alguna fuga. Este será un factor importante al momento de decidir la compra pues la entidad contratadora y la entidad financiadora del proyecto tiene mucho interés en el cuidado ambiental.

Todos los sub-sistemas concernientes a Aire Acondicionado serán manejados con Agua helada provenientes de este chiller.

2.2.1 – Selección del chiller refrigerado por aire

En el punto 2.1, se determino el caudal de aire necesario para extraer el calor sensible y latente del medio ambiente. El aire, que realiza esta función, debe a su vez adquirir ciertas condiciones para poder llevar a cabo esta labor. Esta última es la función del serpentín de enfriamiento, el cual extraerá calor del aire modificando su temperatura y humedad. Para esto, se requiere determinar las la temperaturas de ingreso y salida del agua del serpentín y a su vez el caudal que debe tener el fluido.

La diferencia de temperatura se asume como 5.56 °C (10 °F), por efectos de diseño optimo en los Fan Coils y unidades manejadoras de aire (UMAS). Además se conoce por recomendación de YORK que la temperatura de salida de los chillers oscila entre 6.67 °C (44 °F) y 7.72 °C (45 °F), es decir que para efectos de cálculos de caudal se puede aproximar dicho valor a 7 °C. Con estos datos podemos determinar el caudal de agua necesario para extraer el calor del ambiente mediante la primera ley de la termodinámica, expresada para obtener el caudal del receptor de servicios al contribuyente como ejemplo de cálculo.

A la temperatura de 7 °C, se tienen las siguientes propiedades termofísicas:

Calor específico: $C_e=1$ (kcal / kg x °C)

Densidad: $\rho=997.39$ (kg / m³)

Calor: $Q= 38.92$ kW \equiv 132,789 Btu/h \equiv 33,126.61 kcal/h

Caudal = C

$Q = C \times \rho \times C_e \times \Delta T$ (8)

Escribimos de otra manera la ecuación despejando el caudal y obtenemos:

$C = 33,126.61$ kcal/h / (5.56 °C x 997.39 kg/ m³ x 1 kcal / kg x °C)

$C = 0.10$ m³/min. \equiv 1.68 l/s (26.6 GPM)

Entonces se deduce que 1kW requiere aproximadamente 0.7 GPM, según lo calculado anteriormente.

De igual manera se determina el caudal para los demás recintos de la edificación tal como se presenta en la tabla 2.5 obteniendo como caudal total la suma 221.4 GPM (13.94 l/s).

Tabla 2.5 Resumen de caudales de los recintos

	Caudal		Caudal
Nombre de ambiente	l/s (GPM)	Nombre de ambiente	l/s (GPM)
Recibidor	1.68 (26.60)	Pasillo de impresoras	0.09 (1.40)
Funcionarios Or.	0.47 (7.40)	Auditores	0.42 (6.70)
Oficina de Jefe 2	0.20 (3.20)	Sala de manif.2	0.36 (5.70)
Funcionarios	0.64 (10.20)	Sala de manif. 1	0.26 (4.10)
Sala 1	0.18 (2.90)	Sala de manif.3	0.20 (3.10)
Sala 2	0.12 (1.90)	Secretarias	0.30 (4.70)
Supervisor	0.23 (3.60)	Pasillo	0.20 (3.20)
Tramite interno	0.26 (4.20)	Masivos	0.23 (3.70)
BN y Tramites	0.13 (2.00)	Mesa de trabajo	0.84 (13.30)
Funcionarios Ad.	0.21 (3.30)	Biblioteca	0.84 (13.30)
Jefe Administrativo	0.13 (2.10)	Sala usos múltiples	1.95 (30.90)
Jefe zonal	0.38 (6.00)	Hall Publico	0.24 (3.80)
Sala de reuniones	0.54 (8.50)	Pasillo	0.68 (10.70)
Funcionarios	0.32 (5.00)	Cafetería	0.68 (10.70)
Jefe de Funcionarios	0.20 (3.10)	Of. de mantenimiento	0.15 (2.30)
Programador	0.15 (2.30)	Operadores	0.21 (3.40)
Jefe	0.18 (2.90)	TOTAL	13.94 (221.4)

Posteriormente con los datos que se han obtenido se procede a seleccionar el chiller que cumpla con los requerimientos encontrados. Para la temperatura de salida del chiller se escoge 6 °C, debido a que los 7 °C con los que se realizaron los cálculos previos fueron un valor promedio y lamentablemente este valor promedio no figura en los catálogos de YORK, los cuales pueden consultarse en los anexos, por lo cual se escoge la opción mas próxima de menor temperatura y en este caso es 6 °C.

Por lo tanto se tienen los siguientes valores de entrada para seleccionar el chiller, los cuales ahora ya conocemos:

- Carga Térmica. (\approx 90 TR)
- Temperatura de salida de agua del chiller. 6 °C (44 °F)
- Temperatura del aire en el condensador. 30 °C (86 °F)
- Caudal total necesario de agua helada. 13.97 l/s (221.4 GPM)

Con estos valores se selecciona el siguiente chiller:

- a) Modelo: **YLAA0090SE YORK Tempo**
- b) Peso: 2465 kg
- c) Largo: 2947 mm.
- d) Ancho: 2235 mm.
- e) Alto: 2387.6 mm.

2.2.2 – Dimensionamiento del sistema de tuberías de agua helada

Para realizar el dimensionamiento de las tuberías de agua helada en los diversos tramos de la instalación, deben tomarse en consideración 2 criterios fundamentales:

- Velocidad
- Caída de presión

El primero en mencionarse es la velocidad reflejada en el caudal que circulará por cada tubo en diferentes tramos de la red de distribución y por otro lado debe considerarse la velocidad de circulación pues una elevada velocidad de circulación podría causar mayores pérdidas lo cual significa mayor potencia de bombeo y además un nivel de ruido que pudiese ser incomodo, si no hay el aislamiento acústico adecuado en el falso cielo.

Para los tubos un diámetro menor de 2 pulgadas se recomienda una velocidad (V_p) promedio de 1.2 m/s. La segunda en mencionarse entra a tallar para tubos de diámetros superiores a 2 pulgadas se impone un límite de pérdida de presión de 0.4 kPa/m.

Por medio de la ecuación (9) se determina el diámetro de la tubería, debido a que conocemos el caudal de agua (C_w) por tramo. Se toma como ejemplo el mismo recinto del punto 2.1 denominado “**recibidor de servicios al contribuyente**” en el que el caudal es de 26.6 GPM (1.68 l/s).

$$Diametro = \sqrt{\frac{2(C_w)}{V_p \times \pi}} \dots\dots\dots (9)$$

Operando los valores obtenemos un valor de diámetro aproximado el cual redondeamos a un valor comercial mayor. En este caso resultaron 1-1/4 pulgadas

(31.75 mm). De la misma manera determinamos las secciones de ductos de los otros recintos y de los ramales de distribución los cuales se encuentran mostrados en el plano de recorrido de tuberías de agua fría. En la tabla 2.6 el dimensionamiento de tuberías de agua helada.

Tabla 2.6 Diámetros de tubería vs. Caudal de agua fría [3]

TUBERIAS DE AGUA HELADA (2.4 GPM/ton)				
kW (ton)		l/s (GPM)		TUBERIA
0	1.73 (0.5)	0	0.08 (1.2)	1/2" Ø
1.73 (0.5)	5.18 (1.5)	0.08 (1.2)	0.23 (3.6)	3/4" Ø
5.18 (1.5)	10.35 (3.0)	0.23 (3.6)	0.45 (7.2)	1" Ø
10.35 (3.0)	22.43 (6.5)	0.45 (7.2)	0.98 (15.5)	1-1/4" Ø
22.43 (6.5)	34.5 (10.0)	0.98 (15.5)	1.51 (24.0)	1-1/2" Ø
34.5 (10.0)	67.28 (19.5)	1.51 (24.0)	2.95 (46.8)	2" Ø
67.28 (19.5)	107 (31.0)	2.95 (46.8)	4.69 (74.4)	2-1/2" Ø
107 (31.0)	191.48 (55.5)	4.69 (74.4)	8.40 (133.2)	3" Ø
191.48 (55.5)	391.58 (113.5)	8.40 (133.2)	10.88 (172.4)	4" Ø

Luego de haber determinado el diámetro, el caudal, la velocidad, podemos determinar las caídas de presión en las tuberías y en los accesorios a los cuales llamaremos perdidas externas y además determinaremos las perdidas dentro del circuito del chiller a las cuales denominaremos perdidas internas. La pérdida total será la suma de estos dos tipos de pérdida y se discute con mayor detalle en el punto 2.2.3.

2.2.3 – Selección de bomba de distribución

Para seleccionar bombas adecuadas para la distribución de agua helada, requerimos dos variables fundamentales. La primera de ellas es el caudal de toda la instalación y la segunda es el Hman de la instalación. Además se debe verificar que la bomba cumpla con el NPSH del sistema. Para este tipo de proyectos se suelen utilizar bombas centrifugas de velocidad de rotación variable, para poder controlar un sistema de distribución de agua cuando se tienen diferentes regimenes de trabajo.

En un sistema de distribución de agua helada para un chiller hay internamente dos tipos de pérdidas de presión, la primera de estas es las que se denominan perdidas por suministro de agua helada y la segunda de estas a las que se denominan

perdidas por recirculación de agua. Ambos tipos de pérdidas sumados nos permiten obtener las pérdidas externas o de recorrido, las cuales ya se definieron con anterioridad.

Para el presente proyecto se sabe que el caudal total es de 221.4 GPM. Por tanto se procede a calcular los valores del Hman dinámico y del Hman estático para los diferentes recorridos en cada piso tal como se puede apreciar en el resumen de resultados de la tabla 2.7. Para el cálculo del Hman estático se utilizó el sistema de referencia ilustrado en la figura 2.4.

Tal como se mencionó en el párrafo anterior, hay pérdidas tanto para suministro como para recirculación por lo que hay 2 maneras de obtener el Hman Total y estos valores se calculan mediante las ecuaciones (10) y (11) obteniendo los resultados que se ilustran en la tabla 2.8.

Tanto para Suministro como para recirculación, hay valores de Hman total de mayor relevancia dado su valor, es decir que se toma como Hman total del sistema al mayor valor de Hman total de suministro y al mayor valor de Hman total de recirculación, siendo para el primer caso de aproximadamente 6 m (20 pies) y para el segundo de 14.32 m (47 pies). Los detalles de los cálculos se pueden apreciar en los anexos de cálculos.

$$\text{El Hman Total sum} = \text{Hman dinámico} + \text{Hman estático} \dots \dots \dots (10)$$

$$\text{El Hman Total rec} = \text{Hman dinámico} - \text{Hman estático} \dots \dots \dots (11)$$

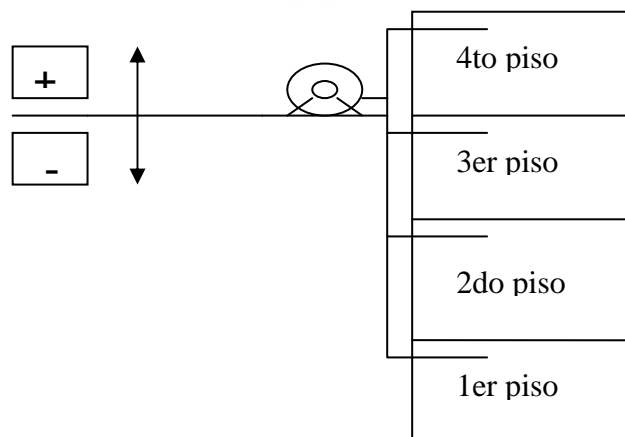


Figura 2.4 Esquema de Posición de la bomba

Tabla 2.7 Hman dinámico y estático

Piso	Hman Dinámico (m)	Hman Estático (m)
Primero	6	-8.32
Segundo	6.26	-4.93
Tercero	3.44	-1.31
Cuarto	2.74	2.62

Se presentan los resultados del cálculo en la tabla 2.8 de utilizar las ecuaciones (8) y (9).

Tabla 2.8 Resultados de Hman en suministro y recirculación

Piso	Hman Total de Suministro (m)	Hman Total de recirculación (m)
Primero	(-)2.32	14.32
Segundo	1.33	11.19
Tercero	2.13	4.74
Cuarto	5.35	0.10

En la tabla 2.7 se aprecia un signo negativo delante del valor de Hman en el suministro del primer piso y esto es debido a que podría suministrarse agua únicamente con gravedad.

Luego de evaluar estos resultados verificamos que el cuarto piso posee el Hman total o pérdida externa del sistema será el Hman mayor de suministro mas el Hman mayor de la recirculación, siendo este Hman externo igual a 19.67 m (64.53 pies). Posteriormente para la selección de la bomba de suministro, se obtiene de la figura 2.5 la caída de presión en el chiller (perdidas internas), proporcionada por el fabricante, que asciende a 4.57 m (15 pies), ver figura 2.4. Tanto las perdidas internas y externas o de recorrido, dan como resultado las perdidas totales que ascienden a 24.24 m (80 pies), con las cuales ingresaremos a las curvas de las bombas centrífugas comercializadas por YORK las cuales se muestran en la figura 2.6.

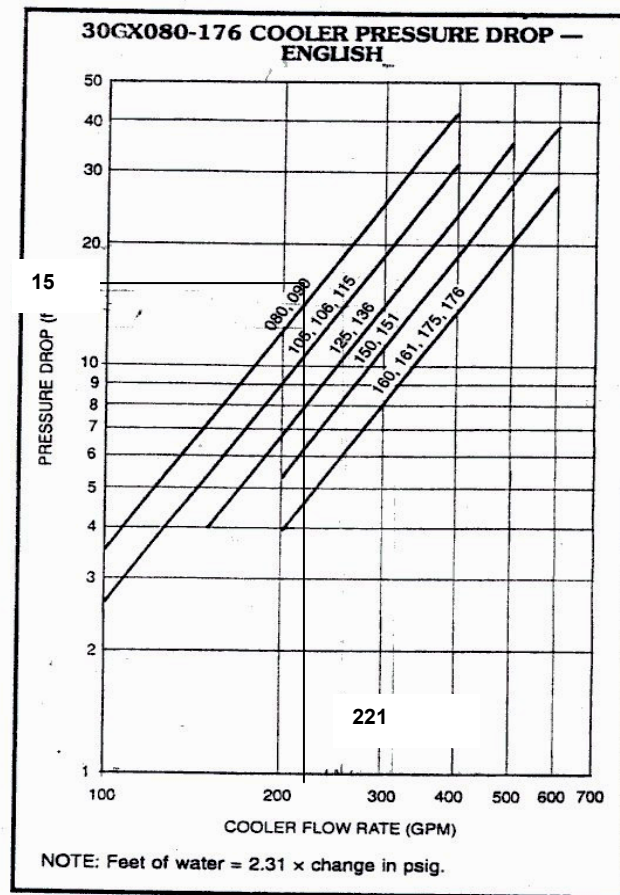


Figura 2.5 Perdidas Hidronicas del chiller [4]

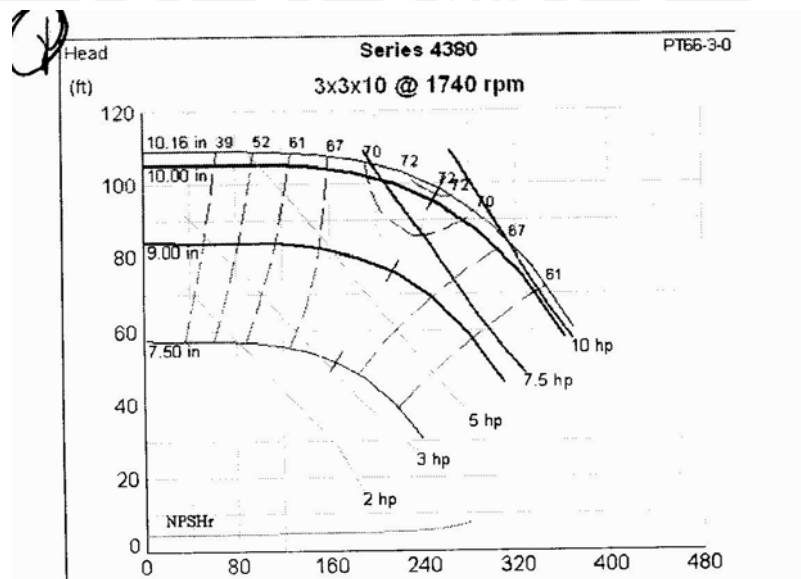


Figura 2.6 Curvas de desempeño de la bomba del agua fría [5]

Por último, se debe determinar el NPSHs del sistema para lo cual se considera la disminución de la presión atmosférica con la altura sobre el nivel del mar el cual es

de 30 pies (9.13 m). También se busca en tablas la presión de vaporización del agua (VP), a una temperatura de 10 °C, que es 0.4 pies (0.125 m).

Por otro lado al ingresar a las curvas de las bombas se encuentra un NPSHr el cual debe cumplir la siguiente relación:

$NPSHr + VP < NPSHs$, obteniendo que la relación debe ser $NPSHr + 0.4 < 30$.

Con todas estas consideraciones se selecciona la siguiente bomba de las curvas proporcionadas por el fabricante, YORK:

Modelo: PT66-3-0 SERIES 4380

Tipo: Centrifugo

Diámetro de rotor: 9.0 pulg. (228.6 mm)

Potencia de motor: 7.5HP

Velocidad de rotación: 1740 rpm

Eficiencia: 70 %

NPSHr: 9 pies (2.74 m).

Se verifica que la bomba seleccionada, cumple con las consideraciones de la altura de succión (NPSH):

$9 \text{ pies} + 0.4 \text{ pies} < 30 \text{ pies}$

Una vez determinada la bomba más adecuada para este sistema se pasa al dimensionamiento de los ductos de aire acondicionado, lo cual se mostrará en el punto 2.3.

2.3 – Diseño de ductos de aire acondicionado para suministro y extracción

La sección del ducto se puede estimar aproximar con la ecuación (12):

Caudal (CFM) = Área (ft²) x Velocidad recomendada (ft/min)..... (12)

Las velocidades recomendadas dependen del tramo a diseñarse, tal como se describe en el capítulo 1.

Con la expresión anterior se determina el área del ducto el cual se dimensiona dependiendo del espacio disponible en el falso cielo, pues no siempre puede hacerse de una sección cuadrada perfecta, lo cual sería deseable.

La relación entre largo y ancho del ducto en caso de ser rectangular no debe exceder de 10 por recomendación de SMACNA, a esto último se le denomina relación de aspecto.

Al final de ramal que se vaya dirigido a un recinto se le suele poner una caja de expansión la cual cumple la función de moderar la velocidad del aire antes del damper.

Esta caja de expansión se calcula con la ecuación (13).

$$Lado(pulgadas) = \sqrt{\frac{144 \times Ca}{VR}} \dots\dots\dots (13)$$

Donde:

VR = Velocidad recomendada

Ca = Caudal de aire

Para valores de velocidad recomendada en suministro los valores oscilan entre 200 FPM (60.96 m/min) y 400 FPM (122 m/min) tal como se describió en el punto 1.1.2 del capítulo 1. Todos los criterios mencionados anteriormente fueron aplicados en el diseño del proyecto y se encuentran mostrados en los planos de ensamble.

2.4 - Selección de ventiladores centrífugos para aire fresco

En el proyecto se tiene la necesidad de ingresar aire externo con motivos de ventilación, para lo cual se requiere insuflar aire a las cajas plenum ubicadas en los falsos cielos de los diversos pisos. Es conveniente utilizar un ventilador centrífugo por piso y además otro ventilador centrífugo para presurizar las escaleras, este último no es tema de esta tesis tal como se menciona en el capítulo 1.

Para escoger un ventilador centrífugo requerimos determinar las pérdidas en los ductos de aire acondicionado, las cuales se determinan de manera similar a como se determinaron las pérdidas en tuberías. Además debemos encontrar el caudal de aire requerido por cada ventilador y este último lo encontramos debido a que conocemos cuanto aire fresco requiere cada ambiente. A continuación se muestra

en la tabla 2.9 los requerimientos de caudal para cada ventilador en los distintos pisos.

Tabla 2.9 Requerimientos de caudal por piso

PRIMER PISO	1350 CFM
SEGUNDO PISO	978 CFM
TERCER PISO	1560 CFM
CUARTO PISO	510 CFM

Por otro lado se muestran las perdidas para los recorridos de mayor presión estática por cada piso. Ver tabla 2.10. Anexo de cálculos.

Tabla 2.10 Presión Estática

PRIMER PISO	1.53 in H ₂ O
SEGUNDO PISO	1.16 in H ₂ O
TERCER PISO	1.00 in H ₂ O
CUARTO PISO	0.60 in H ₂ O

Con los valores tanto del caudal como de la presión estática se puede seleccionar un ventilador adecuado para cada caso.

Para el primero piso se conoce que se requiere un caudal máximo de 1350 CFM y un requerimiento mínimo de 1.53 in H₂O, posteriormente se busca en las curvas de los fabricantes y se selcciona el modelo BSQ 120-7 con un motor de ¾ y con 1974 rpm, ver figura 2.7.

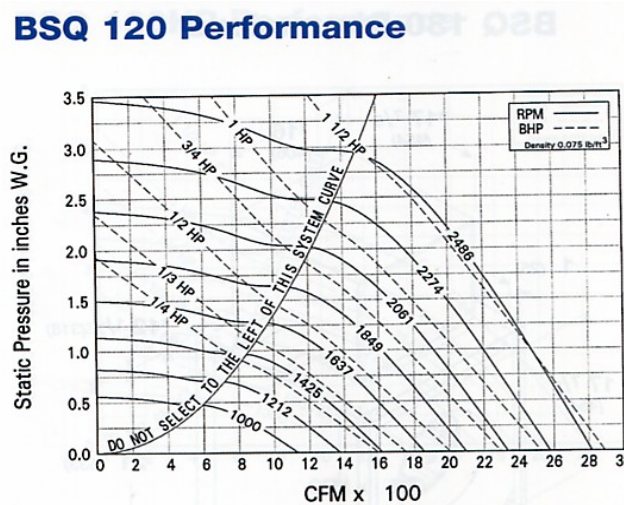


Figura 2.7 Curvas de desempeño de ventilador [6]

De la misma manera se muestra a continuación la selección para los demás pisos y para la presurización de las escaleras. Ver tabla 2.11.

Tabla 2.11 Selección de ventiladores

	Modelo	W(hp)	rpm
PRIMER PISO	BQS 120-7	3/4	1974
SEGUNDO PISO	BQS 90-5	1/2	2136
TERCER PISO	BQS 100-7	3/4	2176
CUARTO PISO	BQS 80-4	1/4	1833
PRESURIZACION DE ESCALERA	SFB 10	1/2	1129



REFERENCIAS DEL CAPITULO 2

- [1] – Carnicier, E: “Aire acondicionado”, Paraninfo, 3.ed., 1995, pag. 45.
- [2] – Manual ARI: “Refrigeración y Aire Acondicionado”, Tomo 3, Prentice hall, 1. ed. Español, 1987, pags. 483 - 487.
- [3] – Azahuanche, M: “Diseño de Tuberías de agua helada”, Folleto de conferencia Técnica 2005, pag. 38.
- [4] – York Johnson Controls, Manual Chiller York Tempo, pag. 16.
- [5] – ASHRAE HANDBOOK, SYSTEMS AND EQUIPMENT, 2000, cap. 41, pag. 41.3
- [6] – Catalogo de Ventiladores centrífugos en línea, Greenheck Modelo BSQ, pag. 17.

CAPTULO 3

PRESUPUESTO Y EVALUACION DEL PROYECTO

Este tercer capítulo tiene por finalidad dar una visión, desde el punto de vista económico, de la viabilidad de un proyecto y a su vez puede ser un factor que restrinja las opciones de diseños más costosos. Todo proyecto de ingeniería suele tener un tope máximo de dinero asignado para llevarse a cabo, del cual no debemos excedernos. Podría darse el caso que se presenten muchas opciones interesantes pero están por encima de lo estimado para dicho proyecto. Se debe tener cuidado pues este proyecto es para una entidad estatal, como es la SUNAT, por esto último no se debe incurrir en gastos innecesarios. Por todo lo mencionado se mostrará a lo largo de este capítulo un presupuesto detallado de la opción más viable.

A continuación se mencionan diversos costos que se van presentando durante la compra y durante la puesta en servicio de la opción escogida:

Costo Inicial.

Costo de instalación.

Costo de operación (Energético)

Costo promedio de mantenimiento preventivo o correctivo.

Costo administrativos y de Ingeniería

Además se determinara cuanto dinero se pierde por la ineficiencia de la opción escogida respecto a cualquier otra opción más eficiente como es el caso de un chiller refrigerado por agua. Se dice que esta opción es más eficiente, debido a que esta opción representa un costo operativo menor, como se apreciara en el presente capítulo, pero a su vez presenta ciertas desventajas técnicas ya mencionadas en el capítulo 1. Por otro lado la opción del chiller refrigerado por agua representa un

mayor costo inicial lo cual se apreciara también en el presente capítulo. Las eficiencias serán obtenidas con ayuda de los catálogos de un mismo fabricante para ambos casos, pues en dichos catálogos figura el consumo eléctrico para cada accesorio que participa en el funcionamiento de un chiller. Se asumirá que funcionan como un bloque sin considerar el desfase entre arranques.

Por otro lado y luego de consultar las especificaciones técnicas en los catálogos de los fabricantes, se realizó una consulta de precios empresas proyectistas como **Inergya Ingenieros SAC, REFRICORP y GCI Ingenieros SAC** las cuales recomendaron ratios para determinar el costo inicial de un chiller refrigerado por aire, accesorios y todo los materiales de construcción necesarios de **5760 S./ TR**, para este caso ascendiendo a **S/.518,400** y por otro lado se consulto el costo para un chiller refrigerado por agua es cual es de **8050 S/. / TR**, para este caso ascendiendo a **S/.724,500**. Se compara ambos costos iniciales y podemos encontrar una diferencia cercana a **S/. 206,100** entre ambas opciones lo cual es un costo representativo.

Para el presente proyecto se ha realizado un presupuesto detallado de un proyecto utilizando un chiller refrigerado por aire, el cual es la opción escogida en este proyecto. El costo obtenido de este presupuesto es de **S/.500,760** el cual es aproximadamente un estimado de **5564 S/. / TR**, valor muy similar al que recomendaron los proyectistas, anteriormente mencionados, y que verifican la validez de estos mostrándose el presupuesto desagregado del proyecto en la tabla 3.1.

Además del costo inicial se tiene entre 2.8 a 3% del costo inicial denominado costo de instalación. Para los costos iniciales de equipos mencionados se estimaron los costos de instalación y al ser sumados con el costo inicial de los equipos resultan en el precio de proyecto. Los valores de los mismos se muestran en la tabla 3.2. En el costo de instalación se incluyen los gastos de ingeniería.

Tabla 3.1 - Presupuesto del proyecto utilizando un chiller refrigerado por aire

No.	Item	Unidad	Cantidad	Precio Unitario (US\$)	Precio total (US\$)
1	Chiller York Tempo Refrigerado por Aire Modelo YLAA090- Capacidad de 90 TON	Und.	1	\$100,800.00	\$100,800.00
2	Fan Coil 0.6 ton aprox 1.44	Und.	2	\$350.00	\$700.00
3	Fan Coil 1 ton aprox 2.4 gpm	Und.	8	\$404.00	\$3,232.00
4	Fan Coil 1.5 ton aprox 3.6 gpm	Und.	10	\$404.00	\$4,040.00
5	Fan Coil 2 ton aprox 4.8 gpm	Und.	4	\$490.00	\$1,960.00
6	Fan Coil 2.5 ton aprox 6 gpm	Und.	1	\$536.00	\$536.00
7	Fan Coil 3 ton aprox 7.2 gpm	Und.	2	\$536.00	\$1,072.00
8	Fan Coil 3.5 ton aprox 8.4 gpm	Und.	1	\$550.00	\$550.00
9	Fan Coil 4.5 ton aprox 10.8 gpm	Und.	1	\$560.00	\$560.00
10	Fan Coil 9 ton aprox 21.6 gpm	Und.	1	\$600.00	\$600.00
11	Fan Coil 11 ton aprox 26.4 gpm	Und.	1	\$600.00	\$600.00
12	Fan Coil 13 ton aprox 31.2 gpm	Und.	1	\$600.00	\$600.00
13	Termostato para fan Coil	Und.	33	\$122.80	\$4,052.40
14	Transformador de control	Und.	1	\$100.00	\$100.00
15	Salida de Fuerza para equipos de aire acondicionado	Pto.	35	\$71.63	\$2,507.05
16	Salida de fuerza para bombas de agua helada	Pto.	2	\$95.34	\$190.68
17	Salida de fuerza para ventiladores centrifugos	Pto.	5	\$90.00	\$450.00
18	Valvulas de aislamiento	Pza.	33	\$30.00	\$990.00
19	Bomba centrifuga diametro de rotor 228.6 mm, 7.5 HP, 1740 rpm, NPSH 2.74 m	Und.	2	\$5,000.00	\$10,000.00
20	Ventilador Centrifugo en linea Greenheck 3/4 hp 1974 rpm	Und.	1	\$600.00	\$600.00
21	Ventilador Centrifugo en linea Greenheck 1/2 hp 2134 rpm	Und.	1	\$550.00	\$550.00
22	Ventilador Centrifugo en linea Greenheck 3/4 hp 2176 rpm	Und.	1	\$650.00	\$650.00
23	Ventilador Centrifugo en linea Greenheck 1/4 hp 1833 rpm	Und.	1	\$500.00	\$500.00
24	Ventilador Centrifugo en Greenheck 1/2 hp 1129 rpm	Und.	1	\$1,000.00	\$1,000.00
25	Tuberia Seamless sch.40 Ø 4" ASTM A234	m	12.8	\$27.00	\$345.60
26	Tuberia Seamless sch.40 Ø 2 1/2" ASTM A234	m	12.1	\$25.00	\$303.50
27	Tuberia Seamless sch.40 Ø 2" ASTM A234	m	83.9	\$23.00	\$1,930.16
28	Tuberia Seamless sch.40 Ø 1 1/2" ASTM A234	m	49.9	\$15.00	\$748.80
29	Tuberia Seamless sch.40 Ø 1 1/4" ASTM A234	m	64.1	\$9.25	\$592.56
30	Tuberia Seamless sch.40 Ø 1" ASTM A234	m	56.6	\$8.00	\$452.72
31	Tuberia Seamless sch.40 Ø 3/4" ASTM A234	m	52.8	\$7.50	\$396.23
32	Codos Ø 2 1/2" ASTM A53 GRADO B	Pza.	2.0	\$12.00	\$24.00
33	Codos Ø 2" ASTM A53 GRADO B	Pza.	8.0	\$10.00	\$80.00
34	Codos Ø 1 1/2" ASTM A53 GRADO B	Pza.	2.0	\$10.00	\$20.00
35	Codos Ø 1 1/4" ASTM A53 GRADO B	Pza.	16.0	\$8.00	\$128.00
36	Codos Ø 1" ASTM A53 GRADO B	Pza.	14.0	\$8.00	\$112.00
37	Codos Ø 3/4" ASTM A53 GRADO B	Pza.	12.0	\$6.00	\$72.00
38	Tees Ø 2 1/2" ASTM A53 GRADO B	Pza.	8.0	\$12.00	\$96.00
39	Tees Ø 2" ASTM A53 GRADO B	Pza.	24.0	\$10.00	\$240.00
40	Tees Ø 1 1/2" ASTM A53 GRADO B	Pza.	8.0	\$10.00	\$80.00
41	Tees Ø 1 1/4" ASTM A53 GRADO B	Pza.	8.0	\$8.00	\$64.00
42	Tees Ø 1" ASTM A53 GRADO B	Pza.	6.0	\$8.00	\$48.00
43	Reducciones Ø 1" a 3/4" ASTM A53 GRADO B	Pza.	8.0	\$10.00	\$80.00
44	Reducciones Ø 2" a 1/4" ASTM A53 GRADO B	Pza.	8.0	\$10.00	\$80.00
45	Reducciones Ø 2" a 1 1/2" ASTM A53 GRADO B	Pza.	8.0	\$10.00	\$80.00
46	Reducciones Ø 1 1/2" a 1" ASTM A53 GRADO B	Pza.	6.0	\$10.00	\$60.00
47	Reducciones Ø 1 1/4" a 1" ASTM A53 GRADO B	Pza.	6.0	\$10.00	\$60.00
48	Reducciones Ø 1 1/4" a 3/4" ASTM A53 GRADO B	Pza.	8.0	\$10.00	\$80.00
49	Reducciones Ø 2" a 1" ASTM A53 GRADO B	Pza.	6.0	\$15.00	\$90.00
50	Reducciones Ø 1 1/2" a 1 1/4" ASTM A53 GRADO B	Pza.	10.0	\$12.00	\$120.00
51	Reducciones Ø 2 1/2" a 2" ASTM A53 GRADO B	Pza.	4.0	\$12.00	\$48.00
52	Reducciones Ø 1 1/2" a 3/4" ASTM A53 GRADO B	Pza.	6.0	\$12.00	\$72.00
53	Reducciones Ø 2" a 3/4" ASTM A53 GRADO B	Pza.	10.0	\$12.00	\$120.00
55	Plancha Galvanizada (e=1/40")	Kg	320.0	5.00 \$/kg	\$1,600.00
56	Uniones flexibles para ductos	m	20.0	\$6.44	\$128.80
57	Aislamiento de lana de vidrio para ductos	m2	504.4	22.34 \$/m2	\$12,278.07
58	Aislamiento Elastomero para tuberias de agua helada espesor 1/2" (Hasta ø1")	m	109.4	1.33 \$/m	\$145.53
59	Aislamiento Elastomero para tuberias de agua helada espesor 3/4" (Hasta ø1-1/4")	m	64.1	3.56 \$/m	\$228.05
60	Aislamiento Elastomero para tuberias de agua helada espesor 1" (Hasta ø2-1/4")	m	133.8	25.41 \$/m	\$3,400.87
61	Aislamiento Elastomero para tuberias de agua helada espesor 1-1/2" (Hasta ø4")	m	12.8	36.20 \$/m	\$463.36
62	Ducto metalico flexible ø 8"	m	34.0	\$8.17	\$277.78
63	Ducto metalico flexible ø 9"	m	20.0	\$9.22	\$184.40
64	Perfiles de Acero "L" 1-1/4" x 3/16"	m	30.0	2.04 \$/m	\$61.20
65	Varillas 3/8"	m	64.0	0.43 \$/m	\$27.52
66	Pernos tipo HILTI 3/8 X 5 KBII (Caja de 50 Unidades)	Caja	3.0	\$12.00	\$36.00
67	Difusor 12"x 12" de 4 vias	Und.	79.0	\$25.00	\$1,975.00
68	Difusor 12"x 12" de 3 vias	Und.	13.0	\$25.00	\$325.00
69	Rejilla de extracción 10" x 10"	Und.	93.0	\$25.00	\$2,325.00

Total de Materiales	\$166,920.28
Total en soles	S/. 500,760.83

Tabla 3.2 – Costos iniciales y de instalación

	Costo Inicial	Costo de Instalación (3%)
Refrigeración por aire	S/. 500,760	S/. 15,023
Refrigeración por agua	S/. 724,500	S/. 21,735

Posteriormente se obtendrá el costo de operación para el chiller refrigerado por aire y además para el chiller refrigerado por agua, para esto se utilizarán los indicadores de eficiencia, los cuales se obtienen del fabricante, el cual realiza estos estimados mediante el estándar ARI 550/590 tal como se puede apreciar en la tabla 3.3.

Tabla 3.3 – Indicadores de eficiencia

Eficiencia de un chiller refrigerado por aire	1.03 kW/Ton
Eficiencia de un chiller refrigerado por agua	0.71 kW/Ton

En este capítulo se desarrollarán un poco más estos indicadores considerando que se conoce el costo del kW-h para una edificación de una entidad pública ubicada en Pucallpa y se muestra a continuación. Se considera solo el funcionamiento continuo sin considerar el arranque y paradas pues son pocos segundos. Los costos que se utilizan en esta evaluación económica fueron obtenidos de la página WEB de OSINERG para instalaciones MT3 para la ciudad de Pucallpa y son los siguientes:

- Costo Hora punta: 16.95 S/. / kW-h. (Comprendido entre las 14:00 y 23:00 horas)
- Costo de hora fuera de punta: 14.11 S/. / kW-h.

Los indicadores de eficiencia y de costo dan otro indicador de costo por tonelada hora tal como se aprecia en la tabla 3.4. En esta tabla se puede apreciar que un chiller refrigerado por agua tiene un costo más bajo de funcionamiento tanto en horas punta como fuera de punta. Normalmente las horas de más calor se registran en las horas fuera de punta, pero se realizará de todas maneras una evaluación detallada.

Tabla 3.4 – Costos horarios de aire acondicionado por capacidad

Costo de generar 1TR(S/. / TR)	Tipo de refrigeración	
	Aire	Agua
Hora Punta	17.46	12.03
Hora fuera de punta	14.53	10.02

En la tabla 3.5, se indican las horas en las que el chiller trabajará por cada día, dependiendo de la estación del año en la que se este.

Tabla 3.5 – Horas de funcionamiento por estación

VERANO	Hora Punta	2 Horas
	Hora fuera de Punta	6 Horas
OTOÑO	Hora Punta	0 Horas
	Hora fuera de Punta	4 Hora
INVIERNO	Hora Punta	0 Horas
	Hora fuera de Punta	0 Horas
PRIMAVERA	Hora Punta	0 Horas
	Hora fuera de Punta	4 Horas

Entonces utilizando las tablas 3.4 y 3.5 podremos obtener un costo diario tanto para el verano, el otoño, el invierno o primavera.

Se considera que un mes tiene 30 días y se obtiene el costo anual de operación para cada opción, lo cual en resumen representa cuanto dinero se requiere anualmente para que se pueda disfrutar del confort planificado y deseado. En la tabla 3.6, se mostrara el costo anual para cada opción.

Tabla 3.6 – Costo anual de operación por capacidad

Costo anual de funcionamiento de un chiller refrigerado por aire (S/. / Ton)	23,022.00(S/. / Ton)
Costo anual de funcionamiento de un chiller refrigerado por agua (S/. / Ton)	14,790.60(S/. / Ton)

Los valores de la tabla 3.5 se multiplican con las 80 TR de carga promedio y esto nos da el costo anual real en soles.

El costo de operación anual de un chiller refrigerado por aire con carga promedio es de

S/.1'841,760.00 mientras que para un chiller refrigerado por agua funcionando con carga promedio se tiene un costo anual de **S/.1'183,248.00**.

La resta de estos dos montos nos entrega el ahorro anual el cual nos ayudará a calcular el tiempo de retorno de la inversión. Este ahorro asciende a

S/. 658,512.00 anuales. También se debe considerar la presencia del costo de mantenimiento que se realiza cada 6 meses y debe realizarse según recomendaciones del fabricante. Este costo junto al costo de montaje e instalación de los equipos nos dará las suficientes herramientas para calcular el tiempo de retorno de inversión para este proyecto apoyando en conclusión el proceso de selección de una opción. Este costo de mantenimiento suele estar entre el 2.5 y 4% de la inversión inicial. Estos valores se presentan en la tabla 3.7.

Tabla 3.7 – Costo anual de mantenimiento anual

	Costo de mantenimiento (3%)
Refrigeración por Aire	S/. 15,023
Refrigeración por Agua	S/. 21,735

Se sabe un costo correctivo es mas elevado que un costo preventivo periódico, dependiendo de cual sea la falla, sin embargo estos valores son solo considerando

un mantenimiento preventivo programado, el cual oscila entre 6 a 8 meses, por lo que se considera el doble para 1 año.

Entonces se aprecia que la opción de utilizar un chiller refrigerado por aire presenta un costo operativo más alto, pero un costo inicial, de mantenimiento y de instalación mucho menor, tal como se aprecia en la tabla 3.7, por lo que el cliente al final la escogió. Otros motivos son los puntos de vista técnicos ya presentados en capítulos anteriores.

Para ambas opciones presentadas tenemos el resumen de costos, presentados en la tabla 3.8.

Tabla 3.8 – Resumen de costos del capítulo 3

	TIPO DE REFRIGERACION	
	AIRE	AGUA
COSTO INICIAL	S/.500,760	S/.724,500
COSTO DE INSTALACIÓN	S/.15,023	S/.21,735
COSTO DE OPERACIÓN ANUAL	S/.1'841,760	S/.1'183,248
COSTO DE MANTENIMIENTO	S/.15,023	S/.21,735

El costo total del proyecto utilizando un chiller refrigerado por aire a la suma del costo inicial y del costo de instalación, tal como se muestra a continuación:

- Proyecto con Chiller refrigerado con Aire: S/. 515,783
- Proyecto con Chiller refrigerado con Agua: S/. 746,235

Finalmente se agregan los costos administrativos y de ingeniería los cuales serian para un proyecto como este de 2% del costo del proyecto, lo que representan un valor de S/.9,000. Este valor fue obtenido de consultar con empresas como INERGYA ingenieros SAC, REFRICORP y GCI ingenieros SAC de los cuales este valor representa un promedio.

Por tanto el costo total del proyecto asciende a S/. 524,783 correspondiente al chiller refrigerado por aire.

RECOMENDACIONES

Se recomienda antes de avanzar cualquier estimado, tener un conocimiento global y detallado de algunos factores que se mencionan a continuación:

- Locación geográfica.
- Datos climáticos.
- Orientación.
- Planos de arquitectura detallados.
- Uso que tendrán de los ambientes.
- Presupuesto de obra.

Además, es recomendable conocer el entorno de la edificación para poder apreciar los espacios que pudieran utilizarse como alternativas.

Se debe tomar en cuenta las instalaciones eléctricas disponibles para poder escoger equipos acordes al lugar o en todo caso para solicitar al proyectista electricista las facilidades. También debe considerarse el peso de los equipos para poder hacer la solicitud al área técnica (Proyectos Civiles).

LISTADO DE PLANOS

- 1 – PLANO DE PRINCIPIO –A3
- 2 – PLANO DE AIRE ACONDICIONADO DEL PRIMER PISO –A1
- 3 – PLANO DE AIRE ACONDICIONADO DEL SEGUNDO PISO – A1
- 4 – PLANO DE AIRE ACONDICIONADO DEL TERCER PISO – A1
- 5 – PLANO DE AIRE ACONDICIONADO Y TUBERIAS DE AGUA HELADA DEL CUARTO PISO – A1
- 6 – PLANO DE TUBERIAS DE AGUA HELADA DEL PRIMER PISO – A1
- 7 – PLANO DE TUBERIAS DE AGUA HELADA DEL SEGUNDO PISO – A1
- 8 – PLANO DE TUBERIAS DE AGUA HELADA DEL TERCER PISO – A1
- 9 – PLANOS DE DETALLES TIPICOS DE AIRE ACONDICIONADO – A1
- 10 – PLANO DE FUERZA Y CONTROL DEL EQUIPO DEL CHILLER – A1

CONCLUSIONES

Luego de haber diseñado la ingeniería de detalle de un proyecto de aire acondicionado, se llega a las siguientes conclusiones:

1. Todo proyecto tiene alguna particular peculiaridad la cual lo hace distinto al anterior, pudiendo influir la locación geográfica, el clima o la altitud muy aparte de la cantidad de pisos y la carga térmica. Para el caso de este proyecto se debe tomar en consideración la elevada humedad relativa, propia de la selva para realizar el diseño.
2. Para este proyecto el espacio disponible en el cuarto nivel fue importante para la selección de la opción final, pues solo había espacio para una unidad compacta y de todas las opciones posibles el chiller refrigerado por aire resulto ser la más económica tanto en el costo inicial, respecto a un chiller refrigerado por agua, como en el costo operativo, en comparación con una unidad de tipo paquete o dos unidades del tipo split de 50 ton.
3. Dado que el caudal de agua helada esta ligado a la carga térmica se puede corroborar en el presente proyecto que 1 kW de calor requiere 0.7 GPM de agua helada para ser eliminado, tal como se aprecia en la pagina 43. También se puede verificar el valor de la carga térmica obtenida mediante “ratios comerciales” los cuales aproximan la carga térmica con respecto al área del recinto a acondicionarse. Ciertamente estos “ratios comerciales” no son precisos, pero si nos pueden ayudar a ver si los valores obtenidos están dentro de lo habitual, cosa que pudo verificarse en este proyecto. Cabe indicar que la carga térmica evaluada de esta manera da un valor mayor al real. Esta regla práctica anteriormente mencionada indica que: “Se debe considerar 600 Btu/h por cada metro cuadrado acondicionado asumiendo que en el ambiente hay solamente 2 personas y que el techo tiene una altura máxima de 3 metros. Por otro lado se debe adicionar 700 Btu/h por cada persona adicional a las 2 anteriormente mencionadas y un 10% de reserva si la edificación es normalmente soleada”.
4. Se concluye que los costos para este proyecto oscilan por los 1800 US\$ / TR, siendo esto último un valor promedio de proyectos de similar envergadura según consultas realizadas a algunas proyectistas haciendo este ultimo económicamente viable. Además puede considerarse 3% del costo de equipos para costo de

instalación, otro 3% para costos de mantenimiento y de 2 a 5% como costos de ingeniería, según recomendación de las mismas empresas.

5. El software utilizado ha demostrado ser una herramienta muy útil pues agilizo los cálculos de una manera significativa, pero cabe recalcar que por mas bueno que sea un software no se obtienen valores correctos si no se tiene cuidado al ingresar los datos. Siempre deben verificarse los resultados obtenidos para no tener errores en el proyecto.



BIBLIOGRAFIA

- ARI (Air conditioning and Refrigeration Institute), “Manual de refrigeración y Aire acondicionado”, Tomo 3, Prentice Hall, 1era edición, año 1987.
- ASHRAE, “ASHRAE FUNDAMENTALS HANDBOOK”, Normas técnicas, año 1972.
- Azahuanche, Manuel, “Psicometría aplicada al aire acondicionado y diseño de tuberías de agua helada”, Charla técnica, año 2005.
- Carnicier Royo, Enrique, “Aire acondicionado”, Editorial Paraninfo, 3era Edición, año 1995
- Carnicier Royo, Enrique, “Ventilación Industrial”, Editorial Paraninfo, 2era Edición, año 1994.
- Difundiendo el Turismo y Comercio de Pucallpa y Ucayali en el Mundo-ONG, website: <http://www.pucallpa.com>, consultada el 20 de Setiembre de 2007
- ELITE software development, inc
Website: <http://www.elitesoft.com>, consultada el 30 de Octubre de 2008
- Haines, Roger William, “Control Systems for heating, ventilating and Air conditioning”, Springer, año 2006.
- McQuiston, Faye, “Calefacción, ventilación y Aire acondicionado”, Limusa Wiley, 1era edición, año 2003.
- W.F.STOECKER, “Refrigeración y acondicionamiento de aire”, McGrawHill, 1era edición, año 1965.