

UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTO TORIBIO DE MOGROVEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA



**DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DE BAJO
COSTO DE OPERACIÓN PARA LAS OFICINAS
ADMINISTRATIVAS DEL CUARTO PISO DEL EDIFICIO DE
INGENIERÍA USAT – CHICLAYO**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO**

AUTOR

FRANCO ANTONIO GERMAIN RODAS GOMEZ

ASESOR

ING. ALEXANDER QUEREVALÚ MORANTE

Chiclayo, 2018

RESUMEN

El siguiente trabajo tiene por finalidad proponer el diseño de un sistema de aire acondicionado de bajo costo de operación para un local destinado a labores de oficina, en la ciudad de Chiclayo. Este local presenta, en la actualidad, climatización mediante la utilización de sistemas convencionales de aire acondicionado, generando un alto consumo eléctrico en épocas de verano cuando su utilización es más constante.

El propósito de estudiar este problema es impulsar el desarrollo de sistemas alternativos de acondicionamiento de aire que tengan un costo de operación bajo para la climatización de oficinas y centros de trabajo, contribuyendo principalmente al cuidado medioambiental.

Previamente al desarrollo del proyecto se establecen definiciones relacionadas con los sistemas de aire acondicionado, 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 además la importancia de este proyecto. También se ha seleccionado una opción de equipo de aire acondicionado adecuada para este tipo de proyecto, siendo en este caso una maquina enfriadora de agua por sistema de absorción evaluando las ventajas y desventajas frente a otras opciones. Se han realizado cálculos de carga de refrigeración y se ha seleccionado el sistema.

Por último se presenta una evaluación económica de la opción seleccionada comparándola con un sistema convencional, en la evaluación se incluyen precios de adquisición, operación y mantenimiento.

PALABRAS CLAVE: aire acondicionado, climatización, confort, costo, operación.

ABSTRACT

The following paper aims to propose the design of an air conditioning system low operating cost for a room for office work in the city of Chiclayo. This place has, at present, climate control using conventional air conditioning systems, generating a high power consumption during periods of summer when its use is more constant.

The purpose of studying this problem is to promote the development of alternative air conditioning systems that have a low cost of operation for the air conditioning of offices and workplaces, and contribute to comfort people.

Prior to the development of the project related to air conditioning systems definition then describes the project, evaluating the climatic conditions as well as the orientation of the building are set, the configuration of the environments which along with other technical aspects are detailed in this thesis and the importance of this project. You have also selected a choice of air conditioning equipment suitable for this project, being in this case a cooling machine water absorption system evaluating the advantages and disadvantages over other options. There have been cooling load calculations and selected the system and its components.

Finally an economic assessment of the selected option compared with a conventional system, the evaluation include acquisition prices, operation and maintenance is presented.

KEYWORDS: air conditioning, climate control, comfort, cost, operation.

ÍNDICE

I.	INTRODUCCIÓN.....	7
1.1.	Objetivos	8
1.1.1.	Objetivo general	8
1.1.2.	Objetivos específicos.....	8
1.2.	Justificación.....	8
1.3.	Planteamiento del problema	8
II.	MARCO TEÓRICO	9
2.1.	Acondicionamiento de aire.....	9
2.2.	Aplicaciones del acondicionamiento de aire	9
2.3.	Balance de energía.....	10
2.4.	Sistemas por compresión mecánica.....	10
2.4.1.	Sistemas de aire acondicionado compacto	10
2.4.1.1.	Ventajas	11
2.4.1.2.	Desventajas.....	11
2.4.2.	Sistemas de aire acondicionado portátil	11
2.4.2.1.	Ventajas	12
2.4.2.2.	Desventajas.....	12
2.4.3.	Sistemas de aire acondicionado tipo Split	12
2.4.3.1.	Ventajas	13
2.4.3.2.	Desventajas.....	13
2.4.4.	Sistema central separado	14
2.4.4.1.	Ventajas	14
2.4.4.2.	Desventajas.....	14
2.4.5.	Sistema tipo paquete.....	15
2.4.5.1.	Ventajas	15
2.4.5.2.	Desventajas.....	15
2.4.6.	Sistema tipo chiller	15
2.4.6.1.	Ventajas	16
2.4.6.2.	Desventajas.....	16
2.5.	Sistemas por compresión térmica.....	16
2.5.1.	Sistemas por absorción	17
2.5.1.1.	Ventajas	17
2.5.1.2.	Desventajas.....	17
2.5.2.	Sistemas por adsorción	18
2.5.2.1.	Ventajas	18
2.5.2.2.	Desventajas.....	18
2.6.	Condiciones de diseño y estudio de cargas térmicas	18
2.6.1.	Condiciones de diseño.....	18
2.6.2.	Estudio de las cargas térmicas de las instalaciones de aire acondicionado	19
2.6.3.	Clasificación de cargas	20
2.7.	Carga de refrigeración en verano	20
2.7.1.	Unidades.....	22
2.7.2.	Ganancia de calor por radiación solar	22
2.7.2.1.	Ganancia por radiación solar a través de las superficies de vidrio	23
2.7.2.2.	Ganancia de calor por radiación solar y transmisión del calor a través de muros exteriores y techos	24
2.7.3.	Ganancia de calor por transmisión	25
2.7.4.	Ganancia de calor por aire exterior	25
2.7.5.	Ganancias interiores del local.....	26
2.7.5.1.	Ganancia de calor por ocupantes	26

2.7.5.2.	Ganancia de calor por iluminación.....	26
2.7.5.3.	Ganancia de calor por motores.....	26
2.7.5.4.	Ganancia de calor por otras fuentes.....	26
2.7.6.	Adicionales a las ganancias de calor sensible y latente del local.....	27
2.7.6.1.	Factor de seguridad.....	27
2.7.6.2.	Consideración final al calculo.....	27
2.8.	Sistema de acondicionamiento de aire por absorción.....	27
2.8.1.	Climatización solar.....	28
2.8.2.	Historia.....	29
2.8.3.	Conceptos de climatización solar.....	29
2.8.3.1.	Absorbedor.....	29
2.8.3.2.	Absorbente.....	29
2.8.3.3.	Coefficiente de rendimiento.....	30
2.8.3.4.	Evaporador.....	30
2.8.3.5.	Condensador.....	30
2.8.4.	Producción de frio.....	30
2.9.	Tecnología de absorción.....	30
2.10.	Refrigerante de trabajo.....	32
2.11.	Sistema de climatización solar.....	34
2.11.1.	Subsistema de captación o fuente de calor.....	35
2.11.2.	Subsistema de distribución.....	35
2.11.3.	Subsistema de disipación o aprovechamiento de calor.....	36
III.	MATERIALES Y MÉTODOS.....	38
3.1.	Datos generales.....	38
3.1.1.	Descripción del proyecto.....	38
3.1.2.	Descripción del lugar.....	38
3.1.3.	Tipo de instalación deseada.....	39
3.1.4.	Datos climatológicos.....	39
3.1.5.	Descripción de los ambientes.....	39
3.1.6.	Dimensiones del local.....	40
3.2.	Esquema general del sistema propuesto.....	41
3.3.	Criterio de selección del sistema de aire acondicionado.....	41
3.4.	Procedimiento de cálculo de las cargas de refrigeración.....	42
3.4.2.	Condiciones de diseño.....	42
3.4.3.	Ganancias de calor por cargas externas.....	43
3.4.3.1.	Ganancias por radiación.....	43
3.4.3.1.1.	Ganancia de calor por la radiación solar a través de ventanas.....	43
3.4.3.1.2.	Ganancia de calor por radiación y transmisión de calor a través de paredes exteriores y techos.....	44
3.4.3.2.	Ganancias por transmisión.....	44
3.4.3.2.1.	Ganancias de calor por transmisión de calor a través de ventanas, paredes y techos interiores.....	44
3.4.3.3.	Ganancia de calor por la incorporación de aire exterior.....	44
3.4.4.	Ganancias de calor por cargas internas.....	45
3.4.4.1.	Ganancia por ocupantes.....	45
3.4.4.2.	Ganancia por iluminación.....	45
3.4.4.3.	Ganancia por carga térmica de motores eléctricos.....	45
3.4.4.4.	Ganancia de calor por otras fuentes.....	45
3.4.5.	Adicionales.....	46
3.5.	Aislamiento para paredes y techos.....	46
3.6.	Coefficientes globales de transmisión de calor.....	46
3.7.	Balance de energía del sistema.....	48

3.7.3.	Válvula de expansión de refrigerante	49
3.7.4.	Calor absorbido por el evaporador	49
3.7.5.	Calor liberado por el Absorbedor	50
3.7.6.	Trabajo de la bomba de solución	50
3.7.7.	Calor aprovechado por el recuperador	51
3.7.8.	Calor necesario en el generador	51
3.7.9.	Válvula de expansión de solución	51
3.8.	Procedimiento de cálculo	52
3.8.2.	Diagramas a utilizar	52
3.8.2.1.	Diagrama de Duhring	52
3.8.2.2.	Diagrama de Merkel	52
3.8.3.	Condiciones iniciales	52
3.8.4.	Temperatura de generación	53
3.8.5.	Flujo de refrigerante y de disolución	53
3.8.6.	Calor recuperado	54
3.8.7.	Calor de generación	54
3.8.8.	Calor de absorción	54
3.8.9.	Calor de condensación	55
3.8.10.	Coefficiente de rendimiento	55
3.9.	Dimensionamiento de la instalación	55
3.9.1.	Dimensionamiento del subsistema de captación solar	55
3.9.1.1.	Ángulo de inclinación	57
3.9.2.	Dimensionamiento del subsistema de disipación de calor	58
3.9.3.	Dimensionamiento del subsistema de distribución	59
3.9.3.1.	Incorporación de aire exterior	59
3.9.3.2.	Caudales por equipos	60
3.9.3.3.	Dimensionamiento del sistema de tuberías de agua helada	61
3.9.3.4.	Selección de bomba de distribución	62
3.9.3.5.	Ductos de aire acondicionado para suministro y extracción	63
3.10.	Evaluación económica	63
3.9.1.	Ingresos generados por el sistema	63
3.9.2.	Tiempo de retorno de inversión	64
3.9.3.	Tasa interna de retorno (TIR)	64
3.9.4.	Valor actual neto (VAN)	64
3.9.5.	Relación beneficio-costos (B/C)	65
IV.	RESULTADOS	66
4.1.	Resultados del análisis de cargas de refrigeración	66
4.2.	Resultados del balance de energía del sistema propuesto	68
4.3.	Propuesta de aislamiento en paredes y techo	69
4.3.1.	Para cubierta	69
4.3.2.	Para tabiquería en aislamiento intermedio	69
4.4.	Propuesta para equipos de la instalación	71
4.5.	Presupuesto y evaluación económica	76
V.	CONCLUSIONES	82
VI.	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	83
VII.	ANEXOS	84

I. INTRODUCCIÓN

Los sistemas de acondicionamiento de aire son en la actualidad ampliamente utilizados en países del primer mundo en donde 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 sobre todo 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 más 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 tardará en presentarse debido a que cada verano es más cálido que el anterior y ante esto se buscará introducir sistemas de aire acondicionado en edificios de entidades públicas y privadas, pero en un futuro no muy lejano este proceso podrá alcanzar la mayoría de edificaciones.

El incremento de las restricciones ambientales y del costo de generación de la energía eléctrica ha contribuido al desarrollo de investigaciones relacionadas con los sistemas de refrigeración que utilizan recursos renovables como fuente de energía motriz. En aplicaciones residenciales y comerciales, la demanda de refrigeración y acondicionamiento de aire se garantiza mediante el empleo de sistemas convencionales por compresión de vapor, caracterizados por ser altos consumidores de energía eléctrica, incidiendo en sobrecargas considerables en las redes de distribución.

En los últimos años ha resurgido la refrigeración por absorción, a consecuencia del alza del precio de los hidrocarburos y del impacto al medioambiente derivado de su uso y explotación. Este auge se fundamenta en la posibilidad de accionar estos sistemas directamente con energía solar o calores residuales, disminuyendo las emisiones de dióxidos de carbono y la demanda de energía eléctrica. Teniendo en cuenta que, las sustancias de trabajo de estos aparatos son compuestos naturales, se evitan los efectos negativos sobre el medio ambiente en contraposición a los refrigerantes utilizados por algunas máquinas de compresión mecánica que destruyen el ozono atmosférico.

1.1.Objetivos

1.1.1. Objetivo general

Diseñar un sistema de aire acondicionado de bajo costo de operación para las oficinas administrativas del cuarto piso del edificio de ingeniería USAT – Chiclayo.

1.1.2. Objetivos específicos

- Identificar las características termofísicas de las oficinas administrativas del cuarto piso del edificio de ingeniería USAT.
- Seleccionar el sistema adecuado de aire acondicionado de bajo costo de operación para el local a climatizar.
- Definir las condiciones de diseño y la carga de refrigeración del local.
- Diseñar un sistema de aire acondicionado de bajo costo de operación que cumpla los requerimientos medioambientales y térmicos del local.

1.2.Justificación

En la región Lambayeque el principal problema es el calor en verano. La mayoría de edificios cuentan con los equipos convencionales de aire acondicionado para su climatización, lo que conlleva a un consumo elevado de energía eléctrica por su uso, no permitiendo en algunos casos, las condiciones para alcanzar el confort térmico. A esta problemática se añade la contaminación al usar fuentes de energía que se producen de manera convencional alterando con los años el equilibrio medioambiental del planeta.

Esta es también la situación de las oficinas administrativas del cuarto piso del edificio de Ingeniería de la Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo, en donde el uso constante de los equipos de aire acondicionado en épocas de calor genera un elevado costo de operación por el uso de energía eléctrica.

Es por esto, que se requiere la utilización de tecnologías de climatización diferente a las convencionales que cumplan con el objetivo de alcanzar el confort de las personas que laboran en este local, que sean menos agresivos con el medio ambiente y menos costosas en operación.

1.3.Planteamiento del problema

¿Será factible diseñar un sistema de aire acondicionado de bajo costo de operación para las oficinas administrativas del cuarto piso del edificio de Ingeniería USAT?

II. MARCO TEÓRICO

2.1. Acondicionamiento de aire

Al empezar el estudio del tema acondicionamiento del aire, será conveniente saber qué es lo que se entiende por tal expresión. Muchos consideran el acondicionamiento del aire como una de nuestras industrias nuevas más importantes. Una industria que se desarrolla con una rapidez extraordinaria y que proporciona trabajo a miles de hombres con la instrucción adecuada y más comodidad y mejor salud a muchas personas en sus hogares y lugares de trabajo. Oímos hablar de teatros, restaurantes, hoteles, almacenes, oficinas, casas, fábricas, trenes, barcos y hospitales con aire acondicionado. Pero son muy pocas las personas que saben exactamente que es el acondicionamiento del aire.

Correctamente empleado, el término acondicionamiento del aire significa controlar la temperatura, la circulación, la humedad y la pureza del aire que respiramos y en el que vivimos, hablando en términos más generales, el acondicionamiento completo del aire significa calentar el aire en invierno, enfriarlo en verano, circular el aire y renovarlo en esas dos estaciones del año, secarlo (quitarle humedad) cuando el aire está demasiado húmedo, humedecerlo (añadirle humedad) cuando es demasiado seco y filtrar o lavar el aire para privarle del polvo y los posibles microbios que contenga tanto en el verano como en el invierno, cualquier sistema que sólo realiza una o dos de esas funciones, pero no todas ellas, no es un sistema completo de acondicionamiento del aire.

Si reflexionamos sobre las posibilidades del acondicionamiento del aire, es fácil de ver el enorme efecto que puede tener sobre nuestra comodidad, nuestra eficiencia y nuestra salud en la vida diaria del hogar y del trabajo.

2.2. Aplicaciones del acondicionamiento de aire

El uso del acondicionamiento del aire tiene dos aplicaciones:

- **Mantener la comodidad del ser humano**

Los casos típicos se dan en: residencias, edificio de oficinas, áreas generales de hospitales, hoteles, bancos, restaurantes, supermercados, iglesias, teatros y auditorios, salas de espectáculos y cines, etc.

- **Controlar el proceso industrial**

Los casos típicos se dan en: centros de cómputo, industrias textiles, quirófanos, laboratorios, industrias farmacéuticas, etc.

Las condiciones que deben mantenerse en un proceso industrial dependen de la naturaleza del mismo o de los materiales que se manejan, mientras que en un sistema para la comodidad humana, las condiciones son dictadas por las demandas del cuerpo y por lo tanto es necesario conocer las funciones esenciales de este para saber lo que es requerido de un sistema para el acondicionamiento del aire.

El acondicionamiento de aire en casas particulares, que antiguamente se consideraba un lujo exorbitante, es hoy en día una necesidad en todos los lugares con climas extremos.

Las necesidades básicas para una instalación de aire acondicionado son pues, equipos fácilmente accesibles, simplicidad de diseño y facilidad de instalación.

2.3. Balance de energía

Se define la energía como la capacidad de la materia para producir trabajo, pudiendo adoptar distintas formas, todas ellas convertibles directa o indirectamente unas en otras. El balance de energía al igual que el balance de materia es una derivación matemática de la "Ley de la conservación de la energía" (Primera Ley de La Termodinámica), es decir "La energía no se crea ni se destruye, solo se transforma". El balance de energía es un principio físico fundamental al igual que la conservación de masa, que es aplicado para determinar las cantidades de energía que es intercambiada y acumulada dentro de un sistema. La velocidad a la que el calor se transmiten depende directamente de dos variables: la diferencia de temperatura entre los cuerpos calientes y fríos y superficie disponible para el intercambio de calor. También influyen otros factores como la geometría y propiedades físicas del sistema y, si existe un fluido, las condiciones de flujo.

2.4. Sistemas por compresión mecánica

2.4.1. Sistemas de aire acondicionado compacto

Comúnmente también conocido como sistema de ventana o autónomo. Es un equipo unitario, compacto y de descarga directa, es decir, el aire enfriado es expulsado directamente al espacio a través de la unidad. Generalmente se utilizan para acondicionar espacios pequeños e individuales.

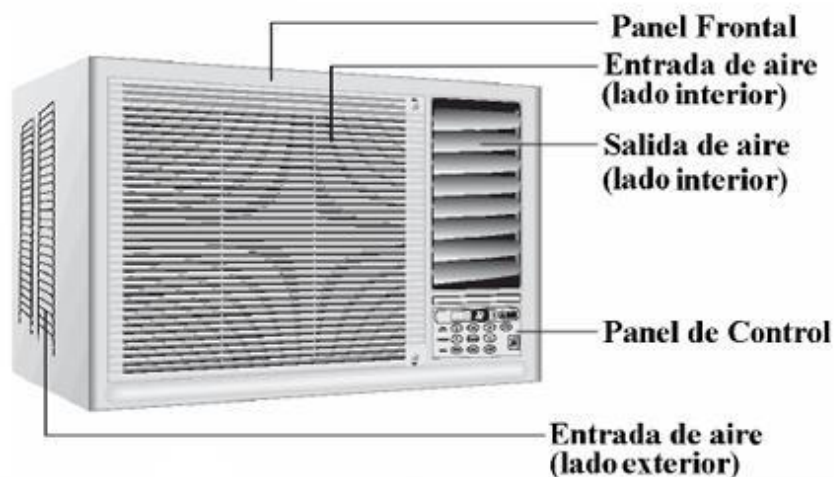


Figura 1. Equipo de aire acondicionado compacto. [1]

2.4.1.1.Ventajas

- Puede ser instalado en cualquier ventana o pared que dé hacia el exterior.
- Asegura la ventilación del espacio, ya que introduce aire fresco al interior y renueva el aire viciado.
- Su precio es accesible en comparación con otros equipos de aire acondicionado.
- Bajo costo de instalación.
- Fácil mantenimiento.
- No requiere instalación eléctrica especializada.

2.4.1.2.Desventajas

- La vista al exterior es obstruida por el equipo de aire acondicionado, cuando es ubicado en una ventana.
- Limita el ingreso de luz a través de la ventana al espacio.
- Suelen consumir más electricidad, en comparación a otros equipos de aire acondicionado.
- Por lo general son bastante ruidosos.
- Poco estético.
- Su instalación requiere hacer un pase en pared.
- Deben estar protegidos en la parte exterior para evitar el robo del aparato.
- El aparato debe ser instalado de modo que el ruido o el aire caliente procedente de la unidad condensadora no cause molestias a las edificaciones colindantes.
- El sistema debe contar con un drenaje para el condensado, ya que en caso contrario estará goteando hacia el exterior.

2.4.2. Sistemas de aire acondicionado portátil

Es un equipo unitario, compacto, de descarga directa, es decir el aire enfriado es expulsado directamente al espacio a través de la unidad y es transportable de un espacio a otro. La mayoría de estos equipos poseen una salida al exterior a través de un tubo flexible el cual es colocado en ventanas para la expulsión del aire. Resuelve de forma adecuada las necesidades mínimas de acondicionamiento en habitaciones de viviendas y en pequeños locales.

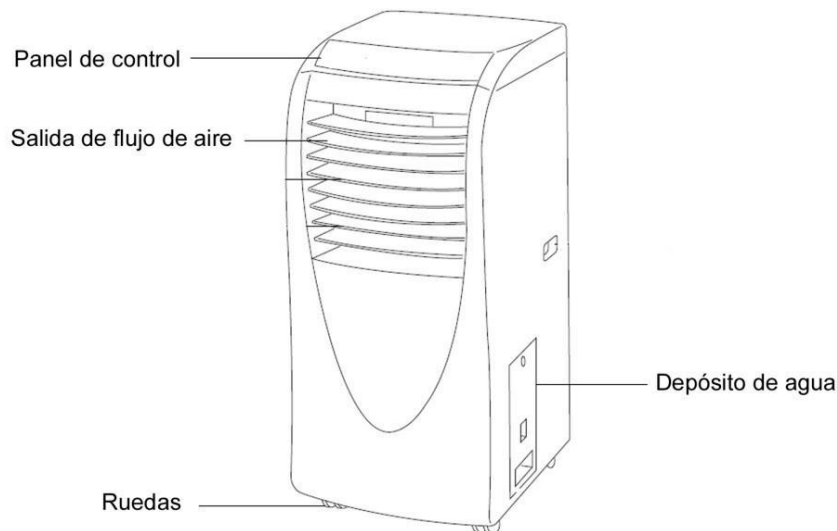


Figura 2. Equipo de aire acondicionado portátil. [1]

2.4.2.1. Ventajas

- Se puede trasladar de un espacio a otro.
- Brinda aire limpio, filtrado y exento de impurezas, humos y olores.
- Ocupa poco espacio.
- No requiere de instalación especializada.

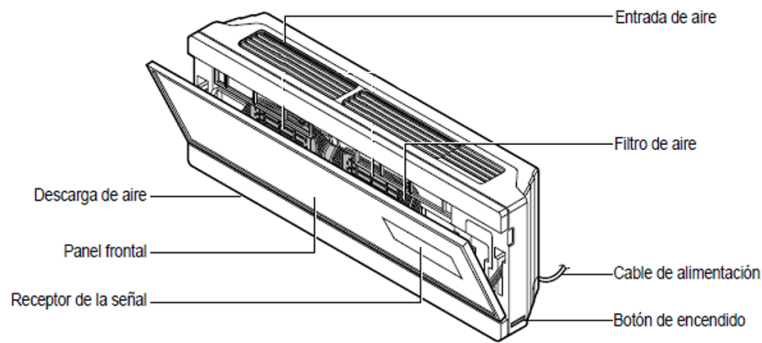
2.4.2.2. Desventajas

- Su movilidad depende de la longitud que tiene el ducto del equipo a la ventana.
- La ventana debe permanecer parcialmente abierta para darle lugar al tubo flexible, esto hace que se pierda parte de los beneficios de la refrigeración.
- Suelen ser bastante caros si se toma en cuenta la relación calidad-precio.
- Poco estético.
- Ruidoso porque el compresor está en la unidad interior.
- No son muy potentes.

2.4.3. Sistemas de aire acondicionado tipo Split

Son equipos de descarga directa llamados también descentralizados. Se diferencian de los compactos ya que la unidad formada por el compresor y el condensador está situada en el exterior, mientras que la unidad evaporadora se instala en el interior. Se comunican entre sí por las líneas de refrigerante y conexiones eléctricas.

Unidad interior



Unidad exterior

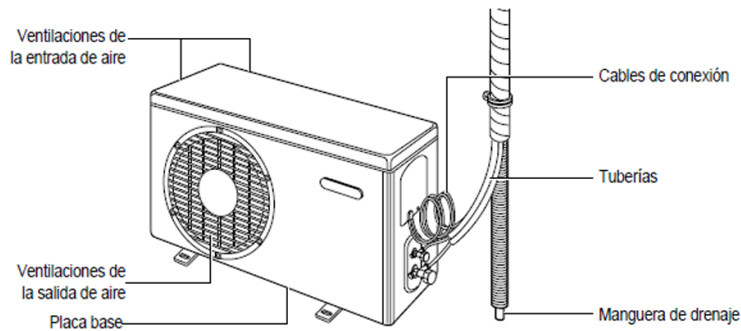


Figura 3. Equipos de aire acondicionado tipo Split. Unidad interior o unidad evaporadora y unidad exterior o unidad condensadora. [1]

2.4.3.1. Ventajas

- Son unidades fáciles de adaptar a cualquier espacio.
- Instalación sencilla.
- Se requiere un simple enlace de la unidad exterior a la unidad interior.
- Pueden ser manejados por control remoto.
- Bajo nivel de ruido.
- Mantenimiento sencillo.
- Consume menos energía que otros equipos.
- Modelos que facilitan la colocación en distintos lugares.

2.4.3.2. Desventajas

- Su instalación conlleva hacer una perforación en la pared.
- La instalación de la unidad condensadora en el exterior puede generar problemas si no es considerada dentro del diseño.
- Poco estético en el interior y en el exterior si queda visible.
- Es difícil de colocar en determinados sitios, como paredes prefabricadas.
- El aparato debe ser instalado de modo que el ruido o el aire caliente procedente de la unidad condensadora no cause molestias a los colindantes.
- Si el equipo condensador se ubicara a una distancia mayor a cinco metros implicaría material y costo adicional para hacer la conexión con la unidad evaporadora.

2.4.4. Sistema central separado

Es un equipo de descarga indirecta ya que el aire se distribuye a través de ductos el cual es expulsado en los diferentes espacios por medio de difusores, cuenta con una unidad evaporadora y una condensadora, estas dos unidades se conectan entre sí por medio de una tubería de cobre de dos líneas, la primera para llevar el refrigerante y la otra para regresarlo.



Figura 4. Equipos de aire acondicionado tipo central separado. [1]

2.4.4.1. Ventajas

- Se logra refrigeración en varios espacios al mismo tiempo.
- Unidades silenciosas
- Se utilizan en acondicionamientos de grandes espacios.
- Posibilidad de inyectar aire a uno o varios espacios.
- Mejor distribución del aire dentro de un espacio.
- Estético en interiores.
- Funciona para uso residencial, institucional o comercial.

2.4.4.2. Desventajas

- Instalación especializada.
- Requerimiento de espacio en entretechos para la colocación de ductos y unidades evaporadoras.
- La temperatura de varios espacios es controlada por un solo termostato, generando diferencias de sensación térmica dependiendo del usuario.
- Alto costo de instalación.
- La unidad condensadora requiere de una localización estratégica para que no sea visible.
- Mantenimiento especializado.

2.4.5. Sistema tipo paquete

Estos aires acondicionado son de tipo central, donde sus unidades están auto contenidas, es decir el condensador y el evaporador se encuentran en el mismo sistema y el aire se distribuye a los distintos espacios a través de ductos. Es utilizado en edificaciones de gran tamaño, por ejemplo; bancos, oficinas, centros deportivos, restaurantes, etc. Estos equipos se instalan en el exterior, generalmente en losas de techos; las dimensiones de estas unidades varían de acuerdo a la capacidad, las más usadas son de: 3.0 TR a 30.0 TR.

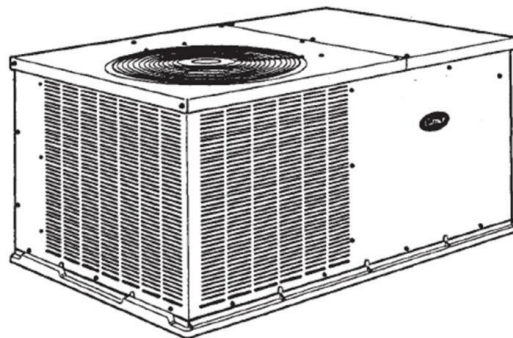


Figura 5. Equipos de aire acondicionado tipo paquete. [1]

2.4.5.1. Ventajas

- Bajo nivel sonoro
- Las dos unidades (condensadora y evaporadora) están acopladas en una sola.

2.4.5.2. Desventajas

- No pueden trabajar en un rango donde se exige un índice muy bajo de temperatura.
- Instalación especializada.
- Puede tener gran tamaño y peso.
- Requerimiento de espacios en el entretecho para la instalación de ductos.

2.4.6. Sistema tipo chiller

Es un equipo de descarga indirecta, ya que el aire se distribuye a los diferentes espacios por medio de ductos. Se compone por un sistema central que se encarga de enfriar un fluido, generalmente agua, el cual se distribuye a los diferentes equipos de enfriamiento ubicados en las áreas que requieren de climatización. El agua helada pasa desde la unidad exterior a través de tuberías (PVC, PE, Cobre o Acero) hacia las unidades manejadoras de aire (UMA) o unidades denominadas fan coils, que son las que se encargan de distribuir el aire acondicionado hacia los ductos (estas desempeñan la función de los evaporadores descritas en los sistemas anteriores).



Figura 6. Equipo de aire acondicionado tipo chiller. Unidad externa. [1]

2.4.6.1. Ventajas

- Versatilidad en el número de unidades internas: puede ser conectado con varias UMAs (unidades manejadoras de aire) o fancoils dependiendo de la potencia de la unidad externa.
- Es utilizado para acondicionar grandes instalaciones por su eficiencia.
- Bajo nivel de ruido.
- La vida promedio de los chillers varía de 25 a 30 años con buen mantenimiento.
- Los modelos recientes consumen menos electricidad que los modelos de más de 20 años, ya que cuentan con sistemas que permiten trabajar de acuerdo a la demanda requerida reduciendo la carga y operando solo los compresores necesarios.

2.4.6.2. Desventajas

- Alto costo de instalación.
- Unidades de gran tamaño y peso.
- Difícil instalación cuando son ubicados en azotea.
- Para proyectos pequeños es un gasto muy grande por su alto costo.

2.5. Sistemas por compresión térmica

La producción de frío se obtiene mediante la evaporación de un fluido. Pero, mientras que en el proceso de frío por sistema convencional se realizaba una compresión mecánica del vapor del refrigerante aspirado del evaporador, en estos sistemas se produce una compresión térmica en un generador. Estos sistemas no difieren mucho en componente comparado con los sistemas convencionales, lo único que cambia es el compresor mecánico por un sistema generador – recuperador – absorbedor.

2.5.1. Sistemas por absorción

Existen sistemas basados en fotovoltaica y otros en energía solar térmica. La producción de frío se obtiene mediante la evaporación de un fluido. Pero, mientras que en el proceso de frío por compresión se realiza una compresión mecánica del vapor del refrigerante aspirado del evaporador, en el de absorción se produce una compresión térmica, en el que primero se absorbe y disuelve mediante un líquido apropiado como medio de absorción. Este sistema se basa en la afinidad fisicoquímica entre parejas de compuestos como el agua y el amoníaco, o el bromuro de litio y el agua.

El “frío solar” son sistemas que usan la energía solar para la refrigeración de ambientes. La tecnología del frío solar parte de una idea aparentemente contradictoria: aprovechar el calor para generar frío. La aplicación más frecuente es el acondicionamiento de aire, tanto en edificios como en ambientes móviles.



Figura 7. Equipos de aire acondicionado por absorción. [1]

2.5.1.1. Ventajas

- Ahorro del consumo eléctrico por no utilizar un compresor mecánico. Los ahorros energéticos son considerables valorándolo como un sistema más rentable con respecto a los sistemas convencionales.
- Amigable con el medio ambiente si se utiliza la energía solar como fuente térmica.
- Independiente sobre otras fuentes de energía.
- Mínimo mantenimiento.
- Funciona relativamente libre de ruido.

2.5.1.2. Desventajas

- Costos elevados de adquisición.

2.5.2. Sistemas por adsorción

El ciclo de adsorción es muy parecido al ciclo de absorción aunque en este proceso el absorbente es una sustancia sólida. La mezcla más común utiliza como refrigerante agua y silica – gel como adsorbente.



Figura 8. Equipo de aire acondicionado por adsorción. [1]

2.5.2.1. Ventajas

- Ahorro del consumo eléctrico por no utilizar un compresor mecánico. Los ahorros energéticos son considerables valorándolo como un sistema más rentable con respecto a los sistemas convencionales.
- Amigable con el medio ambiente si se utiliza la energía solar como fuente térmica.
- Independiente sobre otras fuentes de energía.
- Mínimo mantenimiento.
- Funciona relativamente libre de ruido.

2.5.2.2. Desventajas

- Costos elevados de adquisición.

2.6. Condiciones de diseño y estudio de cargas térmicas

Acondicionar térmicamente un local requerirá introducir y extraer calor según la época del año. Para calefacciones o refrigerar adecuadamente un local hay que agregar o extraer tanto calor como sea necesario, ahora bien ¿Cuánto calor debemos introducir o extraer del local para alcanzar las condiciones de temperatura interior deseada?

2.6.1. Condiciones de diseño

La función principal del acondicionamiento del aire es mantener, dentro de un local determinado, las condiciones de confort, o bien las condiciones necesarias para la conservación de un producto, o para la de un proceso de fabricación. Nosotros trataremos exclusivamente las instalaciones de confort.

- **Condiciones de diseño exterior**

Para la determinación de las condiciones de diseño exterior no se adoptan los valores extremos de temperatura y humedad relativa, ya que los mismos se presentan durante pocos días y por lo general son picos de corta duración.

El criterio que se adopta es el de promediar las condiciones de temperaturas extremas con las medias, lo mismo con las humedades relativas.

Para nuestro país se puede adoptar los valores de la base de datos proporcionada por la página del SENAMHI que brinda información oficial del clima en todas las ciudades peruana.

- **Condiciones de diseño interior**

Los parámetros de diseño para lograr las condiciones de confort, dependerán principalmente de la estación del año, ya sea invierno o verano. Además del destino que le demos al local.

En la práctica, para encontrar las condiciones interiores dentro de un local, suelen adoptarse las condiciones establecidas por las ASHRAE. [2]

2.6.2. Estudio de las cargas térmicas de las instalaciones de aire acondicionado

Definiremos como carga térmica de acondicionamiento a la cantidad de calor que hay que extraer en verano. El cálculo de las cargas térmicas de una instalación de aire acondicionado consiste en determinar las cantidades de calor sensible y de calor latente que hay que extraer en verano para producir y mantener en el local acondicionado las condiciones de temperatura y humedad relativa prefijadas. El mismo permitirá determinar las características y dimensiones de la instalación.

Antes de hacer la estimación de la carga es necesario realizar un estudio completo que garantice la exactitud de la evaluación de las componentes de la carga.

Es indispensable que el estudio sea lo más preciso y completo posible, no debiendo subestimar la importancia de ningún factor.

- a. Planos de los locales a condicionar. Arquitectura, estructura, instalaciones, etc.
- b. Tipo de instalación deseada.
- c. Orientación del edificio. Condiciones de diseño exterior como:
 - Coordenadas geográficas, orientación de los locales.
 - Edificios próximos.
 - Superficies reflectantes.
- d. Destino del local. Condiciones de diseño interior.
- e. Tiempo de funcionamiento diario previsto de la instalación.
- f. Dimensiones del local. Ancho, alto y largo.
- g. Estructura. Características.
- h. Materiales de construcción. Pisos, paredes, techos, carpinterías (constitución, calidad, espesores, dimensiones, etc.).
- i. Características y dimensiones de los cerramientos, puertas, ventanas, lucernarios, persianas o cortinas (interiores o exteriores).

- j. Accesos, escaleras y conductos de humo.
- k. Condiciones mantenidas en verano e invierno en los locales adyacentes.
- l. Ocupantes. Cantidad y ocupación.
- m. Alumbrado. Potencia, tipo, horas de uso.
- n. Motores, utensilios, maquinarias. Potencia y ubicación.
- o. Ventilación. De acuerdo a los ocupantes, por excesiva acumulación de humos, olores, etc.
- p. Almacenamiento térmico. Comprende el horario de funcionamiento y la capacidad de almacenamiento e inercia térmica de las paredes, pisos, techos y carpinterías.
- q. Funcionamiento continuo o intermitente. Si el sistema debe funcionar durante todo el día o solamente en ocasiones.
- r. Situación de los equipos y servicios.
 - Espacios disponibles para ubicar los equipos.
 - Posibles obstrucciones, para trazado de cañerías y conductos.
 - Situación de tomas de aire exterior.
 - Accesibilidad a los equipos para su control y mantenimiento.
- s. Locales y espacios previstos para la instalación del sistema de aire acondicionado.

2.6.3. Clasificación de cargas

Las cargas de acondicionamiento las podemos clasificar de la siguiente manera:

- a. Por la forma:
 - Calor sensible
 - Calor latente
- b. Por la fuente:
 - Interna
 - Externa
- c. Por el tipo:
 - Transmisión
 - Radiación solar
 - Infiltración
 - Ventilación
 - Personas
 - Iluminación
 - Motores
 - Artefactos
 - Otras fuentes

2.7.Carga de refrigeración en verano

La determinación de las cargas de refrigeración permite conocer la cantidad de calor que el sistema gana, y cuyo fin es el de diseñar y/o seleccionar el equipo de aire acondicionado, para producir y mantener, las condiciones de humedad y de temperatura preestablecidas dentro de los locales acondicionados.

El estudio de las cargas de refrigeración es más complejo que el análisis de cargas para calefacción debido a los diversos factores que actúan, y que se deben tener en cuenta:

- En verano la variación diaria de la temperatura es más pronunciada que en invierno, por lo que las cargas de refrigeración varían mucho durante el día, lo que requiere estimar las ganancias de calor a distintas horas del día, con el objeto de determinar la condición más desfavorable y en qué momento se producen.
- En invierno no se considera la radiación solar, puesto que representa un beneficio en los cálculos, mientras que en verano es un factor muy importante, que debe tomarse en cuenta.
- En invierno no se considera disipaciones de calor de los elementos interior de los locales, debido a que, como en el caso anterior, son cargas favorables en los cálculos. No ocurre lo mismo en la época de verano, dado que es una cantidad de calor a extraer con el equipo de aire acondicionado.
- La eliminación de humedad de las personas en invierno en cierta medida representa un beneficio para la instalación, pero en verano todo aporte de la humedad o vapor de agua en el interior del local son una fuente de calor latente, que hay que considerar en los cálculos.

Además, el aire exterior que incorporamos al sistema aporta calor sensible, y el calor latente en forma de vapor de agua, debido a que en general en verano es más húmedo que el aire interior.

La evaluación de la carga debe entonces tener en cuenta las ganancias por radiación solar a través de elementos que componen el contorno (exterior) del local estudiado, es decir, ventanas, paredes, puertas, techos y pisos, las ganancias por transmisión de calor que se producen a través de las paredes, ventanas, puertas, techos y pisos, las ganancias por la incorporación de aire exterior (ya sea para que funcione correctamente el sistema, o para cumplir con las normas de ventilación del local para conservar las condiciones de salubridad y confort) y las ganancias por las cargas interiores (personas, iluminación, motores, etc.). [3]

En el análisis de la carga de acondicionamiento no basta simplemente con determinar la carga total, o sea, la suma de todas las cargas, se debe establecer con precisión cuanto de calor sensible y cuanto de calor latente, se gana, tanto exterior como interior, con el fin de utilizar la cantidad y las condiciones adecuadas de temperatura y humedad del aire que vamos a inyectar al local y como consecuencia poder elegir o diseñar correctamente el equipo de aire acondicionado de aire que satisfaga las condiciones de confort proyectadas.

2.7.1. Unidades

La unidad básica en el Sistema Legal de Unidades de Medida del Perú (SLUMP – Ley N° 23560) para medir la cantidad de calor que hay que extraer se mide en vatios (W), pero es de uso corriente trabajar en frigorías/h o toneladas de refrigeración, dado que las empresas que fabrican los distintos componentes que integran una instalación de acondicionamiento de aire utilizan estas unidades para especificar los mismos. [4]

Frigorías/hora: es una unidad equivalente a 1,16 W (1 Kcal), pudiéndose definir como la cantidad de calor a sustraer a una masa de un kilogramo de agua para que disminuya su temperatura en un grado Kelvin de 287,5 °K a 288,5 °K (o en centígrado de 14,5 °C a 15,5 °C) a presión normal.

El mercado del aire acondicionado traduce las ganancias del local a acondicionar calculadas en Kcal/h a Frigorías/hora a fin de especificar el equipo dado que se habla del mismo valor.

$$1 \text{ frigoría/hora} = 1 \text{ Kcal/h} = 1,16 \text{ W}$$

Toneladas de refrigeración: la unidad corriente para medir la potencia de los equipos de refrigeración es la tonelada.

Se define la tonelada de refrigeración como la cantidad de calor necesario para transformar en hielo a una temperatura de 273 °K (0 °C) una tonelada inglesa (2000 libras o 907 Kg) de agua a la misma temperatura en 24 horas.

El calor latente de fusión de agua es de 80 Kcal/kg

$$80 \text{ Kcal/kg} \times 907 \text{ Kg} = 72\,560 \text{ Kcal} = 72\,560 \text{ frigorías}$$

Este valor es en 24 horas según la definición:

$$\text{Tonelada/hora} = 72\,560 \text{ frigorías}/24 \text{ horas}$$

$$\text{Tonelada/hora} = 3\,024 \text{ frigorías/ hora}$$

$$\text{Tonelada/hora} = 3\,517 \text{ W}$$

El uso práctico ha llevado a aplicar este valor en números enteros:

1 tonelada de refrigeración es aproximadamente 3 000 frigorías/h o 3500 W.

2.7.2. Ganancia de calor por radiación solar

El método de cálculo para las ganancias de calor por conducción se ha basado en la diferencia de temperatura de proyecto exterior e interior. Para esto se considera que los edificios a analizar se encuentran en sombra y considerando constante también la temperatura exterior durante el transcurso del día.

Sin embargo, parte de la superficie exterior estará expuesta al sol y debemos computar esta carga térmica derivada de la radiación solar.

Cuando el sol incide directamente sobre una superficie, esta se calienta. Si dicha superficie es parte de un edificio, un porcentaje de calor solar es reflejado y otro es transmitido al interior del mismo. La cantidad de calor por radiación solar suele llegar al 50 % de las ganancias totales de calor.

De ahí la extraordinaria importancia del correcto análisis de este factor y paralelamente la importancia del proyecto en la selección de los materiales y de la forma de exponer las superficies de radiación.

Cuando los rayos de sol inciden sobre la superficie, la cantidad de calor transmitido a dicha superficie depende básicamente de dos factores:

- a. El grado de opacidad, color y rugosidad de la misma.
- b. Ángulo de incidencia.

Una superficie de color oscuro observara más calor radiante que una superficie de color claro, en igual forma una mayor rugosidad favorece la absorción de calor.

Se han confeccionado tablas que indican las diferencias de temperatura equivalente que deben ser tomadas para calcular las ganancias de calor por radiación solar para paredes y techos en función del color, de la latitud del lugar, la orientación de la pared y la hora del día para vidrios en función de la latitud, la orientación y la hora del día.

Al aplicar las diferencias de temperatura se debe buscar el máximo simultáneo.

Cuando los rayos del sol inciden perpendicularmente sobre una superficie opaca tienen menos posibilidad de ser reflejados que si chocan contra la superficie en otro ángulo. Esta energía no reflejada aumenta la temperatura superficial y por lo tanto la transmisión de calor al interior del edificio. El ángulo de incidencia depende de la latitud, de la época del año y de la hora del día. Las mayores temperaturas solares se producen para las paredes orientadas al este y al oeste a las 8 y 16 horas, respectivamente. Por la resistencia térmica de las paredes y techos a la conducción de calor hacia el interior del local, se produce un retardo de 2 a 5 horas en manifestarse el efecto en el local, las tablas ya incorporan dicho retardo por lo cual la mayor diferencia de temperatura para paredes al este y oeste se producirá, de acuerdo con las características de la pared (espesor, materiales, etc.) con un retraso de 2 a 5 horas, de las horas picos para dichas orientaciones.

Se debe, además, tener en cuenta la influencia de las sombras protectoras de edificios adyacentes, montañas, etc.

De lo expuesto cabe consignar que utilizaremos la diferencia de temperatura equivalente en la cual se tiene en cuenta todos los factores que influyen en la entrada de calor por radiación solar.

2.7.2.1. Ganancia por radiación solar a través de las superficies de vidrio

La radiación solar sobre una superficie plana en los límites de la atmósfera es de un valor medio de aproximadamente 1354 W por metros cuadrado de superficie y por hora.

La radiación directa sobre la superficie terrestre es notablemente inferior, ya que gran parte es absorbida y reflejada hacia el espacio por la atmosfera, y a su vez parte es reflejada en forma difusa hacia la tierra por partículas de polvo, de vapor o de ozono contenidas en la atmosfera.

El valor de la radiación solar unitaria a través del vidrio común depende de la posición geográfica (latitud), de la hora del día, del día del año y de la orientación del mismo.

La componente de radiación directa origina ganancia de calor en el espacio acondicionado solo cuando la ventana es atravesada por los rayos solares, mientras que la componente de radiación difusa origina ganancia de calor cualquier que sea la posición de la ventana en relación como el sol.

La transmisión solar a través de los vidrios comunes es prácticamente instantánea por lo cual la diferencia de temperatura para superficies vidriadas están volcadas en tablas específicas que dan las insolaciones correspondientes a la latitudes 0°, 10°, 20°, 30°, 40° y 50° para cada mes del año y cada hora del día. Los valores de la tabla incluyen radiación directa, radiación difusa y la porción de calor absorbido por el vidrio que penetra en el ambiente. No incluye la cantidad de calor que se trasmigra a través del vidrio debido a la diferencia de temperaturas existentes entre el exterior y el interior del mismo, cantidad que vendrá calculada a parte simplemente multiplicando la superficie del vidrio por el coeficiente de transmisión y por la diferencia de temperatura entre aire interior y aire exterior.

El vidrio permite que se refracte hacia el interior del local las ondas de pequeña longitud y de alta frecuencia de la radiación solar, además, impide casi completamente que la radiación de baja frecuencia y longitudinal de onda grande de las fuentes internas, tal como las de los muebles o los ocupantes de un edificio, se refracten hacia el exterior. Este fenómeno se conoce como efecto invernadero, es desfavorable en verano, pero muy conveniente en invierno.

2.7.2.2. Ganancia de calor por radiación solar y transmisión del calor a través de muros exteriores y techos

Las ganancias de calor por transmisión a través de muros exteriores y techos de los edificios están causada por la radiación solar absorbida por las superficies exteriores y por la diferencia de temperaturas entre el aire exterior y el aire interior.

Por otra parte, las variaciones cíclicas de la radiación y de las temperaturas del aire exterior, así como la complejidad de los fenómenos que intervienen, han obligado a adoptar para el cálculo de la transmisión total del calor las llamadas diferencias de temperatura equivalentes, definida como las diferencias de temperatura existentes entre el aire exterior y aire interior, que, en ausencia de cualquier intercambio por radiación, produciría a través de la estructura del edificio el mismo flujo de calor que el originado simultáneamente por la radiación solar, los intercambios por radiación con el cielo y con el ambiente exterior y los intercambios por convección con el aire exterior.

Con la adopción de las diferencias de temperaturas equivalentes la transmisión de calor a través de una estructura puede calcularse recurriendo a la ecuación fundamental de transmisión de calor a través de una pared de caras planas y paralelas en condiciones de equilibrio o Ecuación de Fourier.

Los valores de diferencia de temperaturas equivalentes para los muros y para los techos se encuentran en tablas pero para simplicidad de cálculo puede considerarse igual a la diferencia entre la máxima temperatura externa y la temperatura de diseño interior del local.

2.7.3. Ganancia de calor por transmisión

Las pérdidas de calor por transmisión en régimen estacionario de cada una de las superficies interiores (pared, carpintería, etc.) y superficie vidriada exterior del local considerado, se calcula según las leyes de transmisión o conducción o Ecuación de Fourier.

Cuando los elementos de contorno del local estudiado, limitan locales no refrigeración, la temperatura de dichos locales deben estimarse en función de las características del mismo y su vinculación con el exterior, la temperatura que se adopta es de 3 a 5 grados menos que la temperatura exterior.

2.7.4. Ganancia de calor por aire exterior

El aire exterior que introduzcamos al sistema de aire acondicionado es una carga relevante para el sistema de aire acondicionado, debido que en ambos casos incorporamos aire exterior.

Introducimos aire exterior al sistema para renovar el aire ambiente y, además, provocar una sobrepresión en el local a fin de que el sistema funcione correctamente. La renovación de aire de circulación en el local es a fin de evitar el vaciamiento producido por el humo del tabaco, olores producidos por la permanencia de las personas, olores por los alimentos, por la recirculación de aire dentro del local, etc. Este aire nuevo es uno de los requisitos básicos que debe cumplir una eficiente instalación de aire acondicionado.

El mínimo caudal de aire de ventilación a introducir es de 8,5 m³/h por persona, el aconsejado es de 13 m³/h por persona, que corresponde a un individuo cada 4,5 a 7 m² de superficie y 2,5 m de altura. Si la densidad es mayor debe aumentarse un mínimo.
[3]

El aire que penetra al local debe salir o ser extraído por el sistema de acondicionamiento. Por lo tanto, si no existe ningún medio para extraerlo ese aire crea una sobrepresión en los locales acondicionados, eliminándose entonces filtración a través de las hendiduras de las carpinterías interiores, exteriores y de las rejillas de retorno de aire. Es decir, que el efecto de sobrepresión que crea el sistema reduce la entrada de polvo desde el exterior, dado que el aire fluye hacia afuera. Entonces el aire nuevo que penetra al sistema genera en los locales una sobrepresión, que hace filtrar el aire del interior hacia el exterior, por lo que no se calculan las infiltraciones a través de las aberturas.

2.7.5. Ganancias interiores del local

Se denominan ganancias interiores a las cantidades de calor latente y sensible que se producen en el interior de los locales acondicionados emitidas por los ocupantes, el alumbrado, aparatos diversos, motores, etc.

2.7.5.1. Ganancia de calor por ocupantes

Los ocupantes del local disipan calor a través de la epidermis, cuya intensidad es variable según el individuo y la actividad que desarrolla.

Lo disipan:

- a. Hacia las paredes del local por radiación.
- b. Hacia el aire ambiente por convección en la epidermis y vías respiratorias.
- c. Hacia el aire ambiente por evaporación en la epidermis y vías respiratorias.

2.7.5.2. Ganancia de calor por iluminación

La iluminación constituye una fuente de calor sensible. Este calor se emite por radiación, convección y conducción.

Las lámparas incandescentes disipan una cantidad de calor de 0,86 kcal/h por cada watts de potencia.

Las lámparas fluorescentes emiten un 25 % más de calor que las lámparas incandescentes. [3]

2.7.5.3. Ganancia de calor por motores

Los motores eléctricos constituyen fuentes de ganancia sensibles por el hecho de transformar una parte más o menos grande de energía absorbida en calor.

El resto de la energía absorbida, es utilizada por la maquina conectada al motor y por la transmisión. La máquina utiliza la potencia útil para efectuar un trabajo que podrá o no contribuir a las ganancias de calor. Las potencias se expresan en vatios (W).

2.7.5.4. Ganancia de calor por otras fuentes

Las ganancias de calor sensible y latente producidas por otras fuentes situadas en el interior del local exigen que conozcamos sus características y tiempo de funcionamiento. Los aparatos eléctricos emiten calor latente en función de su utilización (cocción, secado, etc.) mientras que, a causa de la combustión, los aparatos a gas producen calor latente suplementario. En todos los casos se produce una disminución de ganancias de calor, tanto sensible como latente, por medio de campanas de extracción ventiladas mecánicamente y bien concebidas. Podemos estimar que solamente el 50 % de la ganancia de calor generada por el equipo es disipado al ambiente.

Las ganancias de calor por aparatos están volcadas en tablas.

2.7.6. Adicionales a las ganancias de calor sensible y latente del local

Puede ser necesario aplicar un adicional de seguridad a las ganancias sensibles de un local, como objetivo de compensar cierto elemento mal o deficientemente conocido como son:

- Las ganancias que corresponden al calentamiento del aire en los conductos.
- Las ganancias equivalentes en las fugas.
- Las ganancias en el ventilador.
- Por seguridad del sistema.
- Ganancias de calor que corresponden al calentamiento de aire en los conductos.

2.7.6.1. Factor de seguridad

Generalmente se toma como adicional del calor sensible un 10 % del calor sensible total.

Para calcular, el adicional del calor latente debemos tomar solamente los adicionales producidos por las fugas en los conductos y el coeficiente de seguridad adoptado. Por lo general se toma un 5% del calor latente total como adicional.

2.7.6.2. Consideración final al calculo

En el cálculo de la carga de refrigeración de los edificios debe cuidarse de no sumar los máximos de cargas de refrigeración de los distintos ambientes que se producen a las distintas horas del día, sino sumar las cargas hora a hora de los distintos locales, obteniéndose un máximo para el edificio.

2.8. Sistema de acondicionamiento de aire por absorción

Tradicionalmente, las máquinas de ciclo por absorción han aportado el calor necesario de refrigeración para la producción de frío en la industria, por lo general en combinación con una caldera de gas. En la actualidad, y con la generalización del uso de la energía solar en los últimos años y la búsqueda del ahorro y eficiencia energética, se vuelve a plantear la utilización de estas máquinas para su utilización en la climatización de edificios.

La producción de frío a partir de la energía solar es una solución muy atractiva y rentable, dada la coincidencia estacional de elevada irradiación solar con la demanda de frío, especialmente en zonas con muchas horas de sol.

Los sistemas de refrigeración y climatización mediante energía solar y máquinas de absorción suponen no solo un gran ahorro energético global, por la utilización de una fuente de energía limpia e inagotable, sino también un apreciable ahorro económico al usuario final.

El correcto dimensionado es fundamental para asegurar el óptimo aprovechamiento de la energía solar y el máximo aporte energético al sistema de climatización en condiciones de confort. Por otro lado, este tipo de sistemas requiere un equilibrio hidráulico muy preciso, tanto de caudales como de temperaturas, sin el cual la potencia entregada y el rendimiento pueden reducirse considerablemente. [5]

2.8.1. Climatización solar

La climatización solar consiste esencialmente en un sistema de transformación energética a través de un ciclo de absorción, utilizando energía solar térmica o excedente de calor para la obtención de calefacción, refrigeración en edificios, además de agua caliente sanitaria.

La climatización solar ofrece una solución rentable al problema energético al cual nos enfrentamos hoy. En la actualidad se ha alcanzado casi el máximo de producción energética con origen en los combustibles fósiles, y la demanda energética no para de crecer a pasos agigantados debido a la modernización de muchos países que antes consumían poco, pero que ahora requieren un máximo nivel de confort. Debido a esta tendencia irreversible se plantean dos alternativas: por un lado, la investigación y desarrollo de nuevas fuentes de energía renovables, y por el otro el uso más racional de los recursos existentes basados en el ahorro energético para abastecer y garantizar las exigencias del mercado. En este sentido, la refrigeración solar utiliza una fuente inagotable de energía, ofreciendo una solución a los problemas energéticos más comunes en la edificación.

Haciendo un análisis económico y medioambiental de un sistema de refrigeración solar, la conclusión que se obtendría es altamente positiva. No solo se ahorra la emisión de muchas toneladas de CO₂ anuales que se verterían a la atmósfera, sino que proporciona al usuario una independencia considerable del suministro energético y sobre todo frente a los cambios de precios, ventaja importante considerando la más que probable subida continua de costes de la energía para los próximos años.

Las instalaciones de frío solar son rentables. Es cierto que la adopción de esta tecnología requiere una inversión inicial mayor que en el caso de los sistemas tradicionales, pero al reducir drásticamente la factura energética del edificio o la vivienda, se obtiene un retorno de dicha inversión muy bueno, sobre todo teniendo en cuenta los altos precios de los combustibles fósiles, cosa que no sucede con una instalación convencional, la cual además de coste fijo inicial tiene un alto coste variable (combustible) que sigue una tendencia de precios de alza.

La tecnología de frío solar es aplicable a todo tipo de edificios: viviendas unifamiliares, bloque de viviendas, hoteles, oficinas, centros comerciales, hospitales y hasta proyectos industriales de recuperación de calor residual. Asimismo esta tecnología se puede combinar con sistemas existentes de climatización para poder así disminuir su carga y mejorar la eficiencia energética.

Otra ventaja es la mejora de la certificación energética de edificios. La energía suministrada a los edificios por climatización solar es totalmente limpia, por lo que no computa como energía convencional entregada.

La refrigeración solar tiene además la gran ventaja de la coincidencia de oferta y demanda, es decir, cuando más calor hace es cuando hay disponibles más energía para climatizar.

Por tanto, los beneficios más significativos son:

- a. Ahorro energético
 - Por la utilización de energía solar, coincidiendo la máxima oferta de radiación con la demanda de frío.
 - Máquina de absorción (sin compresor).
- b. Ahorro económico, por la reducción del consumo de energía convencional.
- c. Beneficio medioambiental, por una importante disminución de emisiones de CO₂.
- d. Eficiencia energética, al plantear un sistema centralizado que engloba varias aplicaciones (agua caliente sanitaria, calefacción y refrigeración).
- e. Mejora la calificación energética del edificio. [5]

2.8.2. Historia

El francés Ferdinand Carré, construye y comercializa la primera máquina de absorción, destinada principalmente a la fabricación de hielo, utilizando amoníaco como refrigerante y agua como absorbente. Esta máquina fue patentada en 1859 y obtuvo el premio de la Exposición Universal de Londres de 1862. En 1875 el buque Paraguay, equipado con máquinas de Carré, transportó por primera vez carne congelada desde Buenos Aires hasta el puerto de Le Havre.

Hasta los años sesenta del pasado siglo XX, esta técnica se desarrolló especialmente en los Estados Unidos, pero posteriormente ha evolucionado particularmente en el Japón debido probablemente a la política energética seguida por éste país. Existen versiones de llama directa en las que el calor es aportado por un quemador de combustible y otras por agua caliente, donde se utiliza la energía contenida en agua caliente de origen solar o procedente de equipos de cogeneración u otras fuentes de calor gratuito o residual.

2.8.3. Conceptos de climatización solar

2.8.3.1. Absorbedor

Dispositivo en donde se absorbe el refrigerante gaseoso liberando el calor de vaporización.

2.8.3.2. Absorbente

Sustancia que tiene alta afinidad al refrigerante y, por tanto, facilita la absorción del mismo.

2.8.3.3.Coeficiente de rendimiento

Factor que mide la eficiencia o rendimiento de un equipo de refrigeración.

2.8.3.4.Evaporador

Dispositivo que produce refrigeración mediante la evaporación del refrigerante (robando calor). Existe en todos los sistemas de refrigeración.

2.8.3.5.Condensador

Dispositivo en donde el refrigerante condensa, liberando el calor de vaporización, debiendo este ser disipado. Existen en todos los sistemas de refrigeración.

2.8.4. Producción de frío

Dentro de lo que se considera producción de frío conviene distinguir dos áreas de trabajo, según la temperatura de operación y la aplicación final. En este sentido cabe diferenciar la climatización orientada a la satisfacción de una demanda de confort de las personas. [5]

Producción de frío:

- Climatización (aire acondicionado), confort para personas, $T > 0 \text{ } ^\circ\text{C}$
[5]Refrigeración, para procesos, $T < 0 \text{ } ^\circ\text{C}$

2.9.Tecnología de absorción

El fluido utilizado en el ciclo de refrigeración, es una solución de agua y Bromuro de litio (LiBr), siendo el agua el refrigerante y el LiBr el absorbente. También se diseñan sistemas por absorción a base una solución de amoníaco y agua, siendo el amoníaco el refrigerante y el agua el absorbente. Para explicar el principio de funcionamiento del sistema a diseñar en esta tesis se utilizara la primera combinación.

Una primera ventaja es que los agentes utilizados en el sistema con solución agua-bromuro de litio son totalmente inocuos para el medio ambiente. El LiBr es una sal similar a la sal común (NaCl) que como ella tiene una gran afinidad con el agua, absorbiéndola fácilmente. El otro aspecto importante para entender cómo puede utilizarse el agua como refrigerante, es saber que ésta, cuando se encuentra en un espacio en el que la presión absoluta está muy por debajo de la atmosférica y que en este caso es de únicamente de 0,9 kPa (9 mbar en vez de 1013 que es la presión atmosférica nominal), el agua se evapora (hierve) a tan solo 3°C.

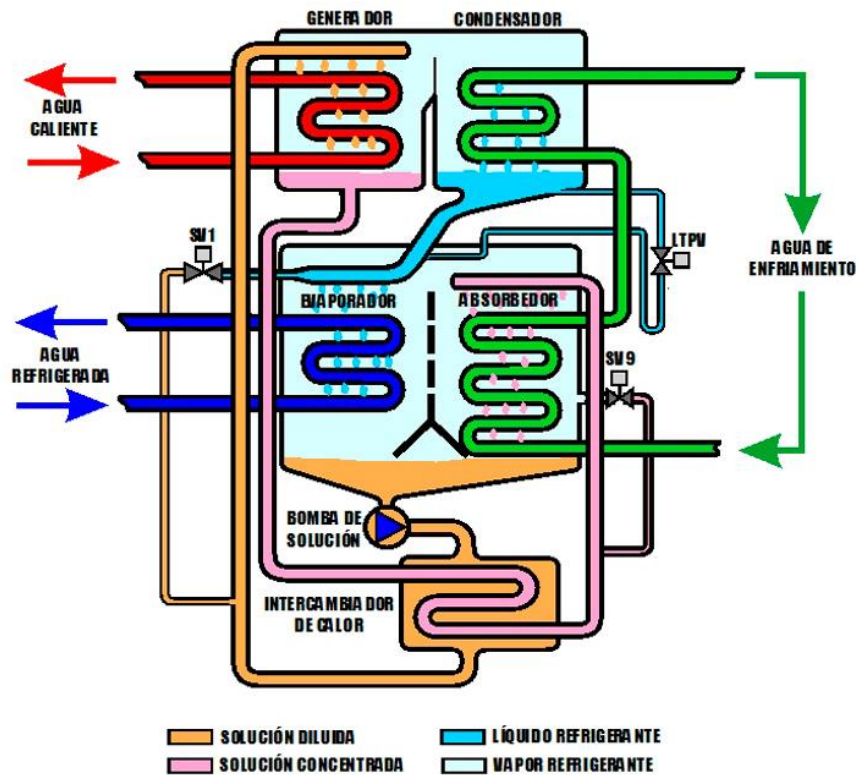


Figura 9. Esquema de funcionamiento de un equipo de aire acondicionado por absorción.

Para explicar el funcionamiento seguiremos el esquema simplificado de la figura.

Empezamos en el generador que está situado en la parte superior izquierda del gráfico, donde la solución acuosa (denominada solución diluida) contiene un 52% de LiBr. Por el circuito primario del generador circula el agua caliente que aporta la energía necesaria para hacer funcionar el sistema. Esta agua caliente entra nominalmente a una temperatura de 88°C en el circuito primario del generador saliendo de él a 83°C. Mientras, en el circuito secundario del generador, o sea en el circuito de refrigeración, la presión absoluta es de 13 kPa. Como efecto del calor aportado por el circuito primario de agua caliente, el agua de la solución diluida entra en ebullición y el vapor formado se encamina hacia el recipiente contiguo que es el condensador. Debido a esta separación de vapor, la solución restante, denominada solución concentrada, se concentra hasta un 56% de LiBr dirigiéndose en estas condiciones hacia el intercambiador de calor situado en la parte inferior del esquema. Mientras, en el condensador, el vapor de agua es enfriado hasta 36°C gracias al circuito de agua procedente, por ejemplo, de una torre de enfriamiento y que entra a la máquina a una temperatura de 31°C, condensando el vapor de agua y convirtiéndolo en líquido. Este líquido refrigerante, es introducido por diferencia de presión en el evaporador donde se mantiene una presión absoluta de 0,9 kPa, por lo que se evapora a 3°C adquiriendo el calor necesario para ello del circuito de agua a refrigerar, rebajando su temperatura a 7°C suponiendo que ha entrado de la instalación a 12°C. Al mismo tiempo, la solución concentrada al 56% de LiBr procedente del generador fluye en el absorbedor que comparte espacio y presión con el evaporador, siendo el vapor de agua contenido en este absorbido por el LiBr debido a su afinidad con el agua, diluyendo la concentración de LiBr de nuevo al 52%.

Esto permite eliminar el vapor a medida que se produce y continuar manteniendo la presión de 0,9 kPa en el espacio compartido por el evaporador y el absorbedor. El fenómeno de la absorción produce calor que a su vez es eliminado por el mismo circuito de enfriamiento antes de dirigirse al condensador.

Finalmente, la solución diluida al 52% de LiBr por la absorción del vapor, es aspirada por la bomba de solución para enviarla de nuevo al generador donde se reinicia el proceso, pasando previamente por un intercambiador de calor que permite aumentar el rendimiento del ciclo. [6]

2.10. Refrigerante de trabajo

El sistema de refrigeración por absorción es un medio de producir frío que, al igual que en el sistema de refrigeración por compresión, aprovecha que las sustancias absorben calor al cambiar de estado, de líquido a gaseoso. Así como en el sistema de compresión el ciclo se hace mediante un compresor, en el caso de la absorción, el ciclo se basa físicamente en la capacidad que tienen algunas sustancias, como el bromuro de litio, de absorber otra sustancia, tal como el agua, en fase de vapor. Otra posibilidad es emplear el agua como sustancia absorbente y amoníaco como sustancia absorbida.

Para seleccionar el par de sustancias refrigerante-absorbente se analizan criterios como el coeficiente de rendimiento COP, propiedades, ventajas y desventajas de los sistemas Agua-bromuro de litio y Amoníaco-agua. Estos criterios se visualizan en las siguientes tablas.

Sistema:	COP
Agua-bromuro de litio	0,7 - 0,8
Amoníaco-agua	0,4 – 0,5

Tabla 1. Comparación de COP entre sistemas de absorción. [6]

Características de los refrigerantes y absorbentes

	R-717 Amoníaco	Agua	BrLi Sal diluida
Estabilidad química	Media	Alta	Alta
Toxicidad	Alta	Nula	Baja
Disponibilidad	Alta	Alta	Alta
Efectos contaminantes	Bajos	Nulos	Nulos
Costo	Medio	Bajo	Medio

Tabla 2. Características de los refrigerantes y absorbentes utilizados en el sistema propuesto. [6]

Ventajas y desventajas de las sustancias en sistemas de absorción

Refrigerante / absorbente	Ventajas	Desventajas
Agua / bromuro de litio	<ul style="list-style-type: none"> - El refrigerante (agua) tiene una alta capacidad calorífica. - La solución de bromuro de litio no es volátil. - Las sustancias no son tóxicas ni inflamables. 	<ul style="list-style-type: none"> - El sistema no puede enfriar a temperaturas menores del punto de congelación del agua. - El bromuro de litio es solvente en agua solo limitadamente. - El vacío demanda una alta impermeabilidad del sistema.
Amoniaco / agua	<ul style="list-style-type: none"> - El refrigerante (amoniaco) tiene una alta capacidad calorífica. - Aplicaciones de temperaturas muy bajas, hasta -60°C. - Propiedades muy buenas de transferencia de calor y masa. 	<ul style="list-style-type: none"> - Presión muy alta del refrigerante (tuberías más gruesas). - Volatilidad del solvente (es necesaria una rectificación). - Toxicidad del amoniaco.

Tabla 3. Ventajas y desventajas de los distintos tipos de sistemas de absorción. [6]

Habiendo realizado el análisis de cada sistema de absorción se escoge para el diseño un sistema a base del par Agua-bromuro de litio debido a que utilizando estas sustancias se obtendrá un COP (coeficiente de rendimiento) mayor que si utilizáramos el par Amoniaco-agua; además que al utilizar amoniaco como refrigerante se emplearía en mayor cantidad aumentando el riesgo por su utilización, en cambio si se utiliza el bromuro de litio como absorbente se emplearía una cantidad menor siendo más adecuado para trabajar con esta sustancia.

Otro aspecto importante que observamos es que el amoniaco para su utilización en sistemas de refrigeración y aire acondicionado necesita operar a una presión muy alta como refrigerante, esto se traduce a utilizar materiales con espesores más grandes haciendo la maquina más robusta, más pesada y más cara.

Por estas razones, diseñaremos el sistema utilizando como condición su funcionamiento con agua y bromuro de litio.

2.11. Sistema de climatización solar

Para que la máquina de absorción funcione es indispensable que esta lleve conectados tres circuitos externos:

a. Subsistema de captación o fuente de calor (generador). Pueden ser:

- Captadores solares planos selectivos o de tubos de vacío.
- Calor residual de procesos industriales.
- Cogeneración.
- Calderas de biomasa.

b. Subsistema de distribución (aporte de frío al edificio). Pueden ser:

- Suelos o techos refrescantes.
- fancoils.

c. Subsistema de disipación o aprovechamiento de calor (condensador). Pueden ser:

- Climatización de piscinas.
- Precalentamiento de agua sanitaria.
- Torre de enfriamiento.



Figura 10. Instalación externa de sistema de aire acondicionado por absorción utilizando colectores solares planos. [5]

2.11.1. Subsistema de captación o fuente de calor

La máquina de absorción recibe energía en forma de agua caliente de la fuente térmica de calor, esta puede ser captadores solares térmicos, calor residual de una planta de cogeneración o recuperación de calor procedente de pases, de procesos industriales, etc.

Durante la carga el agua procedente de la fuente térmica necesita estar, por lo menos, 50 °C por encima de la temperatura de disipador de calor. Las temperaturas de entrada a la máquina de absorción no tienen por qué ser constantes, ya que ésta puede trabajar con temperaturas variables. Por lo general, las temperaturas de trabajo estarán entre 80 °C y 110 °C.

Si la fuente térmica son captadores solares, entonces la temperatura dependerá de la potencia suministrada por estos, lo que a su vez depende de la radiación solar, de las dimensiones, eficiencia y del caudal del circuito. Para revisar la radiación solar en la ciudad de Chiclayo, revisamos datos extraídos de la página de la NASA ingresando las coordenadas del lugar. ANEXO 11.



Figura 11. Instalación de campo solar en el techo de un local. [5]

2.11.2. Subsistema de distribución

El fluido de distribución se enfría por la evaporización del agua que se encuentra en el interior de la máquina en condición de vacío.

En el modo de refrigeración, cuando más alta sea la temperatura que va al sistema de distribución, más eficaz será el funcionamiento de la máquina de absorción, por lo que las temperaturas óptimas de trabajo son de 10 °C a 16 °C. Con temperaturas más bajas se reducirá la potencia frigorífica de la máquina y el rendimiento del ciclo de absorción.

Las unidades terminales, las que suministran el servicio al usuario, están conectadas a la máquina de absorción por el sistema de transporte. Estas pueden ser sistema de refrigeración de techos, refrigeración de conducción central, unidades de tratamiento de aire, fancoils, etc.



Figura 12. Representación de la instalación de una unidad tratadora de aire o FanCoil en el interior de una habitación montado en un falso techo. Fuente: Google.

2.11.3. Subsistema de disipación o aprovechamiento de calor

Los sistemas de refrigeración solar siempre deben contar con un sistema de disipación de calor o sumidero. El fluido de disipación se calienta por la condensación del agua, que se encuentra en el interior de la máquina en condición de vacío. El sumidero es un elemento clave en una instalación solar, la temperatura de retorno del mismo, junto con las temperaturas el aporte de frío (distribución), definen la potencia de carga y descarga.

Las máquinas de absorción necesitan disipar energía, tanto en el proceso de carga (regeneración) como en el de descarga (absorción). En el primer caso se disipa el excedente del aporte térmico, mientras que en el segundo se disipa la energía que se capta del edificio.

Las bajas temperaturas en la disipación mejoran la capacidad de refrigeración de la máquina de absorción, por lo que es importante la selección del tipo y dimensiones del disipador de calor para optimizar el rendimiento y minimizar costos. La temperatura del disipador de calor depende de las condiciones ambientales y de su eficiencia.

Como subsistema para disipar calor de la máquina de absorción se utilizan torres de enfriamiento para refrigerar agua a temperaturas relativamente altas. Su funcionamiento se explica en la siguiente figura.

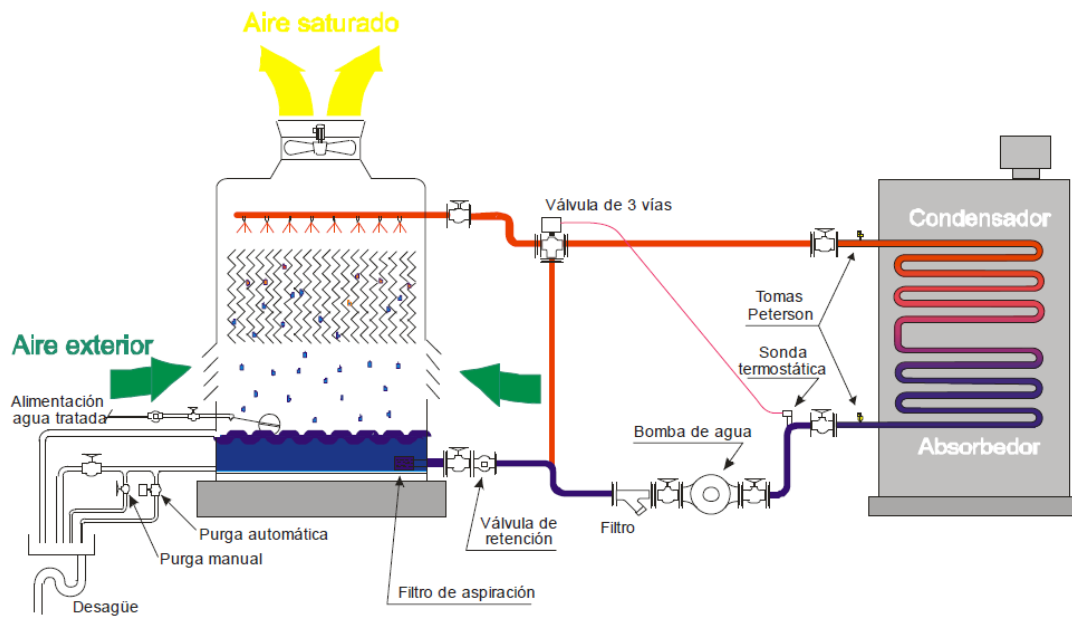


Figura 13. Funcionamiento de una torre de disipación de calor para un sistema de aire acondicionado por absorción. [5]



Figura 14. Instalación externa de un sistema de frío solar. Se puede apreciar colectores solares y torres de disipación de calor. Fuente: Google.

III. MATERIALES Y MÉTODOS

3.1. Datos generales

3.1.1. Descripción del proyecto

El presente proyecto busca acondicionar un ambiente común de oficinas administrativas con un sistema de aire acondicionado que sea de bajo costo de operación y principalmente amigable con el medio ambiente. Este local se encuentra en el cuarto piso de un edificio de la Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo en la ciudad de Chiclayo.

El local de estudio alberga a cerca de 50 personas, entre alumnos y profesores que trabajan para esta universidad privada. Tiene 306 m² de área construida, tiene un salón de reuniones, oficinas privadas y dos salas de profesores. Debido a las condiciones climáticas de verano del lugar se ha considerado necesario estudiar un sistema de aire acondicionado para el beneficio de los trabajadores de las oficinas pero que tenga un costo de operación bajo para presenciar ahorro durante su constante utilización durante las épocas donde las temperaturas son más elevadas. Se debe seleccionar la opción más adecuada y realizar la ingeniería correspondiente, revisión de planos y análisis económico.

Las oficinas administrativas de estudio, se encuentran dentro de la universidad y se sitúa en la Av. San Josemaría Escrivá de Balaguer N° 855, en la mencionada ciudad de Chiclayo.



Figura 15. El local de estudio se encuentra dentro de las instalaciones de la Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo en la ciudad de Chiclayo. Fuente: Google.

3.1.2. Descripción del lugar

El Proyecto se ha de realizar en la ciudad de Chiclayo, departamento de Lambayeque.

Está en plena costa norte a 27 m.s.n.m. y tiene como locación geográfica las siguientes coordenadas: 6°45'38.6"S 79°51'47.7"W (-6.760721, -79.863235).

La zona bioclimática de Chiclayo es desértico marino. La temperatura promedio durante el año es 25°C, con un promedio de 19°C en invierno y de 28°C en los meses de verano. La temperatura máxima promedio es 30°C y la temperatura mínima promedio es 18°C. La humedad relativa promedio, en los meses de verano, es de 73%.



Figura 16. Vista referencial de la ciudad de Chiclayo. Fuente: Google.

3.1.3. Tipo de instalación deseada

El local a estudio necesita una instalación de aire acondicionado que sea amigable con el medio ambiente y que además tenga un costo de operación más bajo que los sistemas convencionales.

3.1.4. Datos climatológicos

Los datos climatológicos fueron proporcionados por el sitio web del SENAMHI, medidos en su estación meteorológica ubicada en Lambayeque.

Estos datos incluyen temperatura promedio mes a mes de la ciudad de Chiclayo durante los meses de verano. Además se incluye la humedad relativa promedio de cada mes. Estos valores ayudarán en el transcurso del proyecto a determinar la carga de refrigeración y puntos críticos los cuales arrojarán si el diseño es adecuado para el local. (ANEXO 15).

3.1.5. Descripción de los ambientes

Los ambientes se encuentran conformados por útiles, muebles y equipamiento de oficina. Este equipamiento está conformado por computadoras 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 considerara la carga aportada por la iluminación y también la carga aportada por los equipos. Para estos dos casos se utilizarán valores recomendados por la ASHRAE.

3.1.6. Dimensiones del local

El edificio del presente proyecto está conformado por 306 m², en el cuarto piso del edificio de ingeniería. A continuación se mostrara una tabla en la que se mostrarán algunas características dimensionales del recinto obtenidos de los planos del local.

DIMENSIONES GENERALES		
Concepto	Total	
Largo (m)	35	
Ancho (m)	10	
Alto (m)	3	
Área (m ²)	306	
Volumen (m ³)	918	
TECHO		
Concepto	Total	
Área techo (m ²)	306	
PISO		
Concepto	Total	
Área piso (m ²)	306	
PUERTAS		
Concepto	Total	
Área puerta entrada (m ²)	5	
Área puerta alterna (m ²)	2	
	7	
PAREDES EXTERNAS		
Concepto	Orientación	Total
Área pared (m2)	Nor Oeste (NO)	37
Área pared (m2)	Sur Este (SE)	39
Área pared (m2)	Nor Este (NE)	20
Área pared (m2)	Sur Oeste (SO)	20
		116
VENTANAS CRISTAL		
Concepto	Orientación	Total
Área ventana cristal (m2)	Nor Oeste (NO)	49
Área ventana cristal (m2)	Sur Este (SE)	33
Área ventana cristal (m2)	Nor Este (NE)	10
Área ventana cristal (m2)	Sur Oeste (SO)	10
		102

Tabla 4. Dimensiones generales del local de estudio. Fuente: Planos civiles del local.

3.2. Esquema general del sistema propuesto

Con los cálculos y criterios se podrá dimensionar los equipos principales del sistema propuesto. Para ello se seguirá el siguiente esquema general.

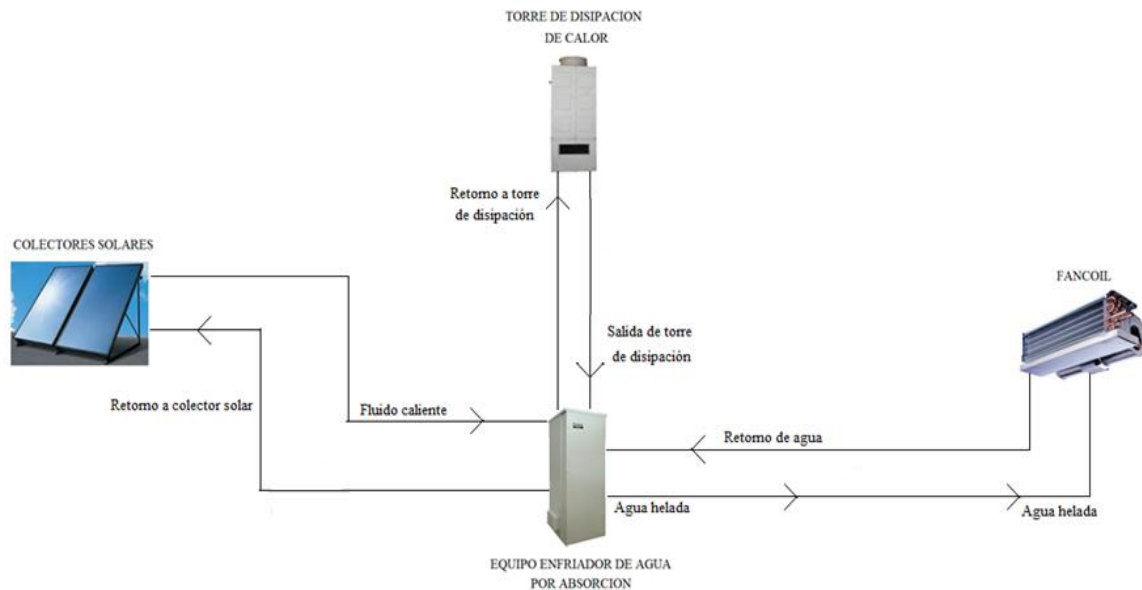


Figura 17. Esquema general del sistema de aire acondicionado propuesto. Fuente: Elaboración propia.

El proyecto consiste en un equipo por absorción encargado de enfriar agua (funcionamiento tipo chiller), luego esta agua enfriada que sale del equipo de absorción se dirige a las unidades fancoils que se deben encontrar instaladas dentro de las oficinas. Estas unidades fancoils funcionan con un intercambiador de calor de serpentín y un ventilador, el funcionamiento consiste en hacer circular aire caliente a través del serpentín y enfriarlo para refrigerar el local. La energía térmica que necesita el equipo de absorción puede ser proporcionada por el subsistema de colectores solares térmicos, encargados de calentar un fluido mediante energía solar y transferirla hacia la máquina. Finalmente, la máquina de absorción necesita expulsar calor ya que posee un condensador y un absorbedor interior que necesita disipar energía calorífica, para ello es necesario la utilización de un subsistema de disipación de calor o torre de enfriamiento, que consiste en enfriar el fluido que absorbe el calor del condensador y absorbedor, este enfriamiento se logra con el funcionamiento de un ventilador, luego el fluido enfriado se retorna a la máquina de absorción.

3.3. Criterio de selección del sistema 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 y que se mencionaron oportunamente y de todos ellos en esta parte se elegirá una opción más adecuada.

En el campo de la ingeniería existe una variedad de sistemas de aire acondicionado para edificios; podríamos mencionar los sistemas tipo Split, central separado, chillers, sistemas de absorción, etc.; la elección de uno u otro depende de algunos factores que se relacionan en si como por ejemplo el factor económico de operación y mantenimiento, el tiempo de instalación y el espacio físico disponible.

En el proceso de diseñar un proyecto de aire acondicionado en particular podrían ser muchas las consideraciones para seleccionar el sistema que cumpla con los requerimientos; para este caso hemos seleccionado un Sistema por absorción para el acondicionamiento del local.

Además de ser un proceso novedoso de refrigeración, los sistemas de aire acondicionado por absorción ofrecen un aprovechamiento energético de calor disponible, lo que se refleja en un beneficio económico.

Actualmente al momento de decidir entre varias alternativas de proyectos de cualquier índole los parámetros económicos son prioritarios. En la parte económica el uso del flujo de caja que toma en cuenta el costo inicial, costos de operación y costos de mantenimiento es una herramienta fundamental para la comparación entre proyectos, en este caso correspondientes a sistemas de refrigeración y aire acondicionado.

Económicamente el costo inicial de una instalación de aire acondicionado por absorción es superior al sistema mecánico de compresión, esto debido fundamentalmente a la gran cantidad de material metálico necesario para los equipos que reemplazan al compresor del sistema de refrigeración convencional. A pesar de esto los costos de mantenimiento y operación, la durabilidad del sistema de aire acondicionado por compresión mecánica comparados con los del sistema por absorción obligan a una observación más detallada de la situación. El costo de la energía que utiliza cada uno de los ciclo hace la diferencia.

Ahora nos respondemos a la pregunta: ¿Por qué utilizar el sistema por absorción?, la respuesta es simple, la energía que hace funcionar un compresor mecánico cuesta, la energía que emplea un sistema por absorción para funcionar se la puede conseguir gratuitamente si utilizamos la radiación solar como fuente de energía. Es decir el ahorro de energía eléctrica es uno de las principales ventajas de estos sistemas.

3.4. Procedimiento de cálculo de las cargas de refrigeración

3.4.2. Condiciones de diseño

- **Exteriores:** con la ubicación y latitud del local se obtiene las características climáticas correspondientes a temperatura de bulbo seco, y entrando en el diagrama psicrométrico determinamos la humedad relativa y la humedad absoluta de diseño exteriores.
- **Interiores:** de acuerdo con la ocupación del local se determina del ANEXO 3 la temperatura de bulbo seco y humedad relativa aconsejables para que el ambiente sea confortable de acuerdo a la actividad que se desarrolla.

Además de acuerdo al proyecto constructivo y a la documentación técnica obrante, se podrá determinar, la orientación de los locales, el uso de cada uno, materiales, espesores y características de los elementos del contorno (paredes, techos, carpinterías, textura exterior, etc.), iluminación, entre otros.

Finalmente, mostramos las condiciones de diseño para el proyecto en el siguiente cuadro:

Parámetros		
Concepto	Valor	Unidad
Temperatura exterior	32,0	°C
Humedad relativa externa	73,0	%
Temperatura interior	25,0	°C
Humedad relativa interna	50,0	%
Diferencia de temperatura	1	°C
Humedad absoluta externa	19,5	g/kg
Humedad absoluta interna	10,0	g/kg
Diferencia de humedades absolutas	9,5	g/kg

Tabla 5. Condiciones de diseño para el proyecto. Fuente: Elaboración propia.

3.4.3. Ganancias de calor por cargas externas

3.4.3.1. Ganancias por radiación

3.4.3.1.1. Ganancia de calor por la radiación solar a través de ventanas

Esta ganancia tiene en cuenta la energía que llega al local procedente de la radiación solar que atraviesa los elementos transparentes a la radiación, (cristales de ventana, etc.).

$$Q_r = \sum S \ tr \ f$$

S Área neta de cada uno de los elementos estudiados (m²)

tr Máxima aportación de calor a través del vidrio sencillo (W/m²)

f Factor de protección

Determinar el tr (salto de temperatura por efecto de la radiación solar).

Entrando en la tabla del ANEXO 9 la época del año y la orientación se saca la aportación solar para distintas horas, si tiene protección o es un vidrio especial se ve afectado por el factor de la tabla del ANEXO 6 según corresponda.

Se debe calcular para cada orientación la ganancia de calor según las distintas horas del día, de acuerdo al uso horario del local. Debiéndose adoptar el valor máximo y determinar a qué hora se produce.

3.4.3.1.2. Ganancia de calor por radiación y transmisión de calor a través de paredes exteriores y techos

Esta ganancia tiene en cuenta la energía que llega al local procedente de la radiación solar y transmisión que atraviesa los elementos opacos externos del local, (paredes externas y techos).

Considerando la mayor temperatura exterior durante el día, el salto térmico y temperatura interior se aplica la ecuación general para transmisión o conducción térmica.

$$Q_r = \sum K S t_e$$

K coeficiente de transmisión (W/m²°K)

S área neta de cada uno de los elementos estudiados (m²)

T_e diferencia de temperatura equivalente (°K)

3.4.3.2. Ganancias por transmisión

3.4.3.2.1. Ganancias de calor por transmisión de calor a través de ventanas, paredes y techos interiores

Esta ganancia tiene en cuenta la energía que llega al local procedente de transmisión o conducción que atraviesa los elementos internos (paredes y techos internos) y se incluyen las superficies vidriadas exteriores.

$$Q_r = \sum K S (t_e - t_i)$$

K coeficiente de transmisión (W/m²°K)

S área neta de cada uno de los elementos estudiados (m²)

T_e, t_i temperatura exterior e interior determinadas según condiciones de diseño (°K)

3.4.3.3. Ganancia de calor por la incorporación de aire exterior

Calor sensible por aire exterior:

$$Q_{sa} = 0,35 \times Ca \times (t_e - t_i) \quad (W)$$

Ca caudal de aire exterior (m³/h)

T_e, t_i temperatura exterior e interior determinadas según condiciones de diseño (°K)

Calor latente por aire exterior

$$Q_{La} = 0,80 \times Ca \times (H_{ae} - H_{ai}) \quad (W)$$

Ca caudal de aire exterior (m³/h)

H_{ae}, H_{ai} Humedad absoluta exterior y humedad absoluta interior (g/kg)

Del diagrama psicrométrico, ANEXO 8, con la temperatura de bulbo seco y la humedad relativa determinamos para las condiciones interiores y exteriores la humedad absoluta, Hai y Hae.

Para determinar el caudal de aire exterior utilizamos:

$$Ca = n^{\circ} \text{ de personas} \times \text{Volumen necesario de ventilación / persona}$$

El volumen necesario de ventilación por persona es extraída del ANEXO 2.

3.4.4. Ganancias de calor por cargas internas

3.4.4.1. Ganancia por ocupantes

Calor sensible por ocupantes:

$$Q_{sp} = n^{\circ} \text{ de personas} \times q_{sp} / \text{persona}$$

Para hallar el calor sensible promedio por persona (qsp) vamos al ANEXO 7 de acuerdo a la actividad que los ocupantes desarrollan dentro del local.

Calor latente por ocupantes:

$$Q_{sp} = n^{\circ} \text{ de personas} \times q_{lp} / \text{persona}$$

Para hallar el calor latente promedio por persona (qlp) vamos al ANEXO 7 de acuerdo a la actividad que los ocupantes desarrollan dentro del local.

3.4.4.2. Ganancia por iluminación

Calor sensible

Lámparas incandescentes

$$Q_{si} = W_i$$

W_i carga total en watts de lámparas incandescentes (W)

Lámparas fluorescentes

$$Q_{sf} = 1,25 \times W_f$$

W_f Carga total en watts de lámparas fluorescentes (W)

3.4.4.3. Ganancia por carga térmica de motores eléctricos

Calor sensible por motores

En este cálculo despreciaremos este parámetro debido a que el área de estudio son oficinas.

3.4.4.4. Ganancia de calor por otras fuentes

Para nuestro caso, se considera la potencia instalado en aparatos electrónicos. Según ASHRAE se debe tomar un valor de aporte por equipos de 4 W por cada m².

$$Q_{ap} = \text{Potencia total instalada de aparatos electronicos} \quad (W)$$

3.4.5. Adicionales

Cuando realizamos este cálculo, es evidente que los criterios y procedimientos utilizados nos permiten obtener una estimación aproximada del efecto físico que intentamos medir; no obstante, es posible que existan ganancias de calor que no podamos cuantificar por diferentes motivos; por ejemplo, el número variable de personas, el funcionamiento no constante de equipos eléctricos y una serie de factores que no podemos evaluar con exactitud y que podrían convertirse en fuentes de calor y afectar considerablemente nuestros cálculos.

Por esta razón se debe incrementar en un 10 % el calor sensible y un 5 % el calor latente total por seguridad. [3]

3.5. Aislamiento para paredes y techos

Todos los materiales oponen resistencia, en mayor o menor medida al paso del calor a través de ellos. Algunos muy escasa como los metales, otros una resistencia media como es el caso de los materiales de construcción (yesos, ladrillos, morteros, etc). Aquellos materiales que ofrecen una resistencia alta se llaman materiales aislantes.

Por lo tanto la definición de aislante térmico es aquel material usado en la construcción y caracterizado por su alta resistencia térmica, estableciendo una barrera al paso del calor entre dos medios que naturalmente tenderían a igualarse en temperatura.

Por esta razón se utilizan como aislamiento térmico materiales porosos o fibrosos como las lanas minerales (lana de roca o de vidrio), poliestireno expandido, poliestireno extruido, espuma de poliuretano, corcho, etc.

3.6. Coeficientes globales de transmisión de calor

Es definida como la cantidad de calor transmitido a través de un material o miembro estructural compuesto de paredes paralelas. Resulta de considerar los efectos de conductividad y conductancia. Se aplica a estructuras compuestas como paredes o techos. La ecuación básica es:

$$U = \frac{1}{\frac{e_1}{k_1} + \frac{e_2}{k_2} + \frac{e_3}{k_3} + \dots}$$

Donde:

U coeficiente global de transferencia de calor.

e espesor de cada una de las paredes paralelas de la estructura.

k conductividad térmica de cada material.

Estos valores serán de gran importancia para calcular la carga de refrigeración en el recinto. Estos valores fueron obtenidos de tablas y de algunos cálculos, que pueden encontrarse en cualquier literatura especializada en aire acondicionado.

La información fue tomada en su mayoría del manual de refrigeración y aire acondicionado de ARI (Air Conditioning and Refrigeration 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 cuánto 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, más 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 coeficientes de transmisión que se toman en consideración son los siguientes:

Coeficientes de transmisión U	
Concepto	(W/m ² °K)
Piso	2
Ventana	5,7
Puerta	0,12

Tabla 6. Coeficientes de transmisión U para algunos materiales del local. Fuente: [3]

Para el caso de las paredes y el techo es necesario realizar un análisis más preciso pues los materiales que lo conforman ameritan realizar una serie de cálculos para hallar los valores reales de los coeficientes, para ello tenemos:

Paredes		
Concepto	Espesor (m)	Conductividad térmica (W/mK)
Panel de yeso	0,02	0,25
Lana de vidrio	0,08	0,043
Panel de yeso	0,02	0,25
		U = 0,49 W/m²K

Techo		
Concepto	Espesor (m)	Conductividad térmica (W/mK)
Falso techo	0,01	0,25
Aire	0,07	0,026
Lana de vidrio	0,05	0,043
Techo	0,02	0,23
		U = 0,25 W/m²K

Tabla 7. Tabla de cálculo para coeficientes de transmisión de calor de paredes y techo del local. Fuente: Elaboración propia.

3.7. Balance de energía del sistema

Para poder realizar el balance de energía del sistema de estudio, realizamos un esquema con los principales elementos que lo conforman. El sistema está conformado por los elementos siguientes:

- Condensador
- Válvula de expansión de refrigerante
- Evaporador
- Absorbedor
- Bomba
- Recuperador
- Generador
- Válvula de expansión de solución

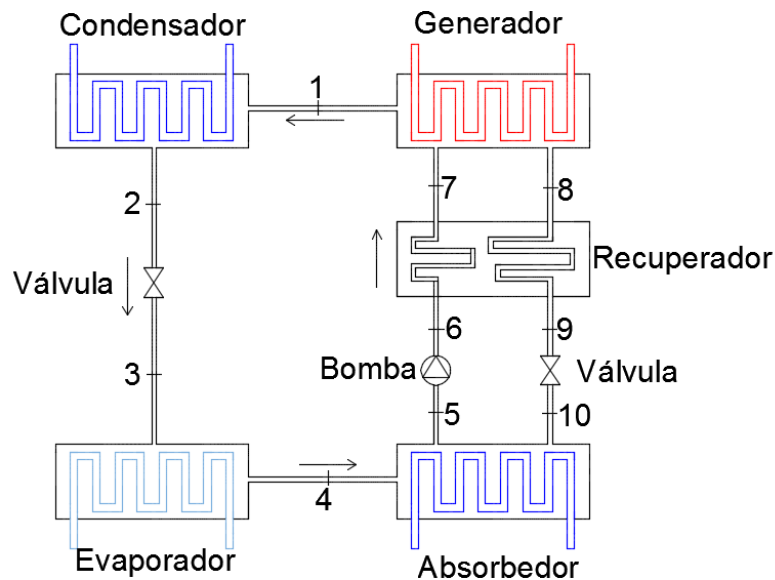


Figura 18. Esquema del sistema interno del equipo de absorción propuesto. Fuente: Elaboración propia.

Para realizar el balance de energía se utilizara la siguiente nomenclatura:

\dot{m}	Flujo másico.	Kg/s
\dot{m}_R	Flujo másico del refrigerante.	Kg/s
\dot{m}_{sc}	Flujo másico de la solución concentrada.	Kg/s
\dot{m}_{sd}	Flujo másico de la solución diluida.	Kg/s
h	Entalpia.	KJ/kg
\dot{q}_{co}	Calor liberado por el condensador	kW
\dot{q}_{ev}	Calor absorbido por el evaporador. (Carga de refrigeración).	kW
\dot{q}_{ab}	Calor liberado por el absorbedor.	kW
\dot{q}_{re}	Calor aprovechado por el recuperador.	kW

\dot{q}_{ge}	Calor de generación. (De una fuente de energía).	kW
W_b	Trabajo de la bomba de disolución.	kW

3.7.2. Calor liberado por el condensador

En el condensador se produce el cambio de fase del refrigerante que llega del proceso de adición de calor en el generador. El condensador expulsa calor al medio ambiente y el refrigerante termina como líquido saturado.

Por balance tenemos:

$$\dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{q}_{co}$$

Pero considerando que:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_R$$

Finalmente tenemos la siguiente expresión:

$$\dot{q}_{co} = \dot{m}_R (h_1 - h_2)$$

3.7.3. Válvula de expansión de refrigerante

En este dispositivo se reduce la presión del fluido, en este caso el refrigerante, esto se logra por la reducción de la geometría de la tubería, este proceso se considera adiabático y se lo modela como un cambio de presión a entalpía constante.

Por balance tenemos:

$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_2 h_2$$

No olvidar, que hay una expansión en la válvula a entalpía constante, por lo tanto:

$$h_3 = h_2$$

3.7.4. Calor absorbido por el evaporador

En el evaporador se produce el cambio de fase del refrigerante que llega de la estrangulación en la válvula de expansión y termina como vapor saturado. El flujo de calor requerido para este cambio es la capacidad frigorífica del sistema, es decir, el valor de la carga de refrigeración calculado.

Por balance se tiene:

$$\dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{q}_{ev}$$

Pero considerando que:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_R$$

Finalmente tenemos la expresión:

$$\dot{q}_{ev} = \dot{m}_R (h_4 - h_3)$$

3.7.5. Calor liberado por el Absorbedor

El Absorbedor permite que el vapor de refrigerante proveniente del evaporador ser incorporado dentro de la solución débil de absorbente y refrigerante para que se convierte en una solución con mayor concentración de refrigerante.

Por balance se tiene:

$$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{10} h_{10} = \dot{m}_5 h_5 + \dot{q}_{ab}$$

Pero considerando que:

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{sc}$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_{sd}$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_R$$

$$\dot{q}_{ab} = \dot{m}_R h_4 + \dot{m}_{sc} h_{10} - \dot{m}_{sd} h_5$$

Además:

$$\dot{m}_{sd} = \dot{m}_R + \dot{m}_{sc}$$

$$X_d \dot{m}_{sd} = \dot{m}_R + X_c \dot{m}_{sc}$$

$$X_d = \frac{\dot{m}_R}{\dot{m}_{sd}}$$

$$X_c = \frac{\dot{m}_R}{\dot{m}_{sc}}$$

$$\dot{m}_{sd} = \frac{X_d}{X_c - X_d} \dot{m}_R$$

3.7.6. Trabajo de la bomba de solución

La bomba permite llevar la solución de baja a alta presión, además de aumentar el flujo másico y de esta manera mejorar la transferencia de calor dentro de los intercambiadores.

Por balance se tiene:

$$\dot{W}_b + \dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_6 h_6$$

Pero:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{sd}$$

$$\dot{W}_b = \dot{m}_{sd} (h_6 - h_5)$$

Por balance también podemos determinar la siguiente expresión:

$$\dot{W}_b + \dot{q}_{ev} + \dot{q}_{ge} = \dot{q}_{co} + \dot{q}_{ab}$$

3.7.7. Calor aprovechado por el recuperador

El recuperador permite el mejor aprovechamiento energético dentro del ciclo. Sirve para precalentar la solución refrigerante – absorbente antes de entrar al generador.

Luego del balance, las expresiones que resultan son las siguientes:

$$\dot{q}_{re} = \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_7 h_7$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_{sd}$$

$$\dot{q}_{re} = \dot{m}_{sd}(h_6 - h_7)$$

$$\dot{q}_{re} = \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_9 h_9$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{sc}$$

$$\dot{q}_{re} = \dot{m}_{sc}(h_8 - h_9)$$

3.7.8. Calor necesario en el generador

En el generador ocurre lo contrario que en el Absorbedor. En este componente se genera mayoritariamente vapor de refrigerante a partir de la solución refrigerante – absorbente que llega a presión alta de la bomba de solución. Para llevar a cabo este proceso se necesita el suministro de una fuente de calor.

Con el balance obtenemos:

$$\dot{q}_{ge} = \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_7 h_7$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_{sc}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_R$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_{sd}$$

Remplazando los flujos correspondientes, podremos hallar el calor necesario o calor de generación que necesita recibir el equipo de una fuente de energía:

$$\dot{q}_{ge} = \dot{m}_{sc} h_8 + \dot{m}_R h_1 - \dot{m}_{sd} h_7$$

3.7.9. Válvula de expansión de solución

En este dispositivo se reduce la presión del fluido, en este caso el absorbente, esto se logra por la reducción de la geometría de la tubería, este proceso se considera adiabático y se lo modela como un cambio de presión a entalpía constante.

Por balance tenemos:

$$\dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_{10} h_{10}$$

No olvidar, que hay una expansión en la válvula a entalpía constante, por lo tanto:

$$h_9 = h_{10}$$

3.8. Procedimiento de cálculo

3.8.2. Diagramas a utilizar

Como el sistema estudiado funciona por mezcla de fluidos, necesitaremos encontrar las concentraciones que se encuentran en cada punto del ciclo. Para ello utilizaremos los siguientes diagramas.

3.8.2.1. Diagrama de Dühring

En el caso de disoluciones concentradas, que no se comportan idealmente, la predicción del punto de ebullición se puede realizar mediante una ley empírica conocida con el nombre de Regla de Dühring, según la cual, el punto de ebullición de un líquido o de una disolución es una función lineal del punto de ebullición de una sustancia de referencia, normalmente el agua, referidos ambos a la misma presión. Por consiguiente, si se representa la temperatura de ebullición de la disolución frente a la del agua a la misma presión, se obtiene una línea recta. Para distintas concentraciones se obtienen distintas líneas rectas, no necesariamente paralelas. El trazado de estas rectas se puede realizar fácilmente si se dispone de dos temperaturas de ebullición de la disolución a dos presiones distintas. ANEXO 4.

3.8.2.2. Diagrama de Merkel

Los diagramas de entalpía - concentración son muy adecuados para representar los datos de entalpía de mezclas binarias.

Si se dispone de ellos, son de gran utilidad para realizar balances de materia y energía en procesos de destilación, cristalización, y en todos los tipos de problemas relacionados con el mezclado y la separación. ANEXO 5.

3.8.3. Condiciones iniciales

Se utiliza 5 °C de temperatura de evaporación y para la temperatura de condensación se utiliza 6 °C sobre la temperatura ambiente en épocas de calor, así para verano será de 38°C. [7]

Para determinar la presión tanto de alta como de baja se revisan las propiedades termodinámicas del refrigerante (ANEXO 15), en este caso el agua, entrando con la temperatura y la presión de saturación del agua.

$$P_{\text{saturación de agua @ a } 5 \text{ °C}} = 0,8725 \text{ kPa (presión de baja)}$$

$$P_{\text{saturación de agua @ a } 38 \text{ °C}} = 6,6827 \text{ kPa (presión de alta)}$$

Después entramos al diagrama de Dühring con la temperatura de 38 °C y presión de baja de 0,8725 kPa y encontramos el porcentaje de la solución diluida.

$$X_d = 57\%$$

Para el porcentaje de la solución concentrada se utiliza un incremento aproximado de 7% para mayor eficiencia del ciclo. [7]

$$\Delta X = X_c - X_d$$

$$X_c = 64\%$$

3.8.4. Temperatura de generación

De igual forma, regresamos al diagrama y entrando con presión de alta de 6,6827 kPa y $X_c = 64\%$.

$$T_8 = 92^\circ C$$

Ahora utilizamos el diagrama de Merkel para hallar la entalpia 5. Ubicación la temperatura de 38 °C y concentración diluida de 57%.

$$h_5 = 90 \text{ KJ/kg}$$

De la misma manera para la entalpia 8. Ingresamos con la temperatura de generación de 92 °C y concentración de 64 %.

$$h_8 = 235 \text{ kJ/kg}$$

Debemos tomar en cuenta que el punto 5 se considera igual al punto 6 en cuando a entalpias. Utilizando la siguiente relación de temperaturas igual a 0,7, despejamos la temperatura 7. [7]

$$\varepsilon = \frac{T_7 - T_6}{T_8 - T_6}$$

$$T_7 = 77^\circ C$$

3.8.5. Flujo de refrigerante y de disolución

Primero utilizamos las tablas termodinámicas del agua, nuestro refrigerante, y hallamos la entalpia 3. Para encontrarla ubicamos la temperatura de 38 °C y presión de 0,8725 kPa.

$$h_3 = 155 \text{ kJ/kg}$$

Debemos recordar que el proceso 2-3 corresponde a una válvula de expansión, por lo tanto, este proceso se realiza a entalpia constante.

$$h_2 = 155 \text{ kJ/kg}$$

De la misma manera, ubicamos en las tablas termodinámicas la entalpia 4. Buscamos con temperatura de 5 °C y presión de 0,8725 kPa.

$$h_4 = 2510,1 \text{ kJ/kg}$$

Utilizando el balance de energía en el evaporador y conociendo el calor absorbido por este, es decir, la carga del local, hallamos el flujo másico de refrigerante.

$$\dot{q}_{ev} = \dot{m}_R(h_4 - h_3)$$

$$\dot{m}_R = 0,027 \text{ kg/s}$$

Procedemos a encontrar los demás flujos, despejando las ecuaciones:

$$\dot{m}_{sd} = \frac{X_d}{X_c - X_d} \dot{m}_R$$

$$\dot{m}_{sd} = 0,219 \text{ kg/s}$$

Y:

$$\dot{m}_{sd} = \dot{m}_R + \dot{m}_{sc}$$

$$\dot{m}_{sc} = 0,192 \text{ kg/s}$$

3.8.6. Calor recuperado

Del balance de energía del recuperador. Hallamos su tasa de calor.

$$\dot{q}_{re} = \dot{m}_{sd}(h_6 - h_7)$$

$$\dot{q}_{re} = 17,5 \text{ kW}$$

También teníamos otra igualdad en este balance, la utilizaremos para encontrar la entalpia 9 luego de despejar la ecuación:

$$\dot{q}_{re} = \dot{m}_{sc}(h_8 - h_9)$$

$$h_9 = 143,8 \text{ kJ/kg}$$

3.8.7. Calor de generación

Del balance de energía del generador. Hallamos su tasa de calor. Este valor será el calor proporcionado por la fuente de energía.

$$\dot{q}_{ge} = \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_7 h_7$$

$$\dot{q}_{ge} = 80 \text{ kW}$$

3.8.8. Calor de absorción

Del balance de energía del absorbedor. Hallamos su tasa de calor.

$$\dot{q}_{ab} = \dot{m}_R h_4 + \dot{m}_{sc} h_{10} - \dot{m}_{sd} h_5$$

$$\dot{q}_{ab} = 75,5 \text{ kW}$$

3.8.9. Calor de condensación

Del balance de energía del condensador. Hallamos su tasa rechazo de calor.

$$\dot{q}_{co} = \dot{m}_R(h_1 - h_2)$$

$$\dot{q}_{co} = 67,9 \text{ kW}$$

3.8.10. Coeficiente de rendimiento

El coeficiente viene dado por:

$$COP = \frac{\dot{q}_{ev}}{\dot{q}_{ge}}$$

$$COP = 0,8$$

3.9. Dimensionamiento de la instalación

3.9.1. Dimensionamiento del subsistema de captación solar

Para dimensionar un sistema de refrigeración solar debe conocerse la carga térmica del edificio teniendo en cuenta las características constructivas y de utilización, así como los datos climáticos de la zona donde está ubicado del edificio, y posteriormente se debe calcular el aporte de energía solar aprovechable.

No obstante para obtener la estimación del número de captadores necesarios se utilizara la siguiente ecuación: [5]

$$S = \frac{\dot{q}_{ev}}{COP \left[F_R(\tau\alpha)_N - F_R U_L \frac{T_m - T_a}{I} \right]}$$

S	Área total de los captadores solares necesaria.	(m ²)
\dot{q}_{ev}	Potencia frigorífica o carga de refrigeración.	(kW)
COP	Coeficiente de rendimiento.	
I	Irradiación solar media o intensidad de radiación.	(kW/m ²)
$F_R(\tau\alpha)_N$	Factor de rendimiento del captador solar.	
$F_R U_L$	Coeficiente global de pérdidas del captador solar.	(W/m ² °C)
T _m	Temperatura media del trabajo del captador.	(°C)
T _a	Temperatura ambiente.	(°C)

En este apartado se presentan los resultados del dimensionamiento de los subsistemas que conforman la instalación de climatización solar. Para la selección de estos elementos se utilizó la ficha técnica del ANEXO 12.

Para el cálculo del área de captación solar, es decir, los colectores solares planos se utilizan la siguiente tabla:

CALCULO DEL AREA DE CAPTACION SOLAR			
Concepto	Unidad	Simbología	Valor
Carga de refrigeración	kW	q_{ev}	63,4
Coefficiente de rendimiento		COP	0,8
Irradiancia solar media o intensidad de radiación	kW/m ²	I	595
Factor del rendimiento de captador solar		$F_R(tx)_N$	0,85
Coefficiente global de pérdidas del captador de calor	(W/m ² °C)	$F_R U_L$	2,956
Temperatura media del trabajo del captador	°C	T_m	92
Temperatura ambiente	°C	T_a	32

Área total de los captadores solares necesaria	m²	S	241,32
---	----------------------	----------	---------------

Tabla 8. Cuadro de cálculo para el hallar el área de captación solar. Fuente: Elaboración propia.

Teniendo como resultado un área de captación necesaria de 241,32 metros cuadrados, procedemos a calcular el número de captadores solares necesarios para nuestra instalación.

Cada colector tiene un área de 2,53 m² por lo tanto:

$$\text{Numero de captadores solares} = \frac{\text{Area total necesaria}}{\text{Area de cada colector}}$$

$$\text{Numero de captadores solares} = \frac{241,32}{2,53}$$

$$\text{Numero de captadores solares} = 95,4 \approx \mathbf{96 \text{ colectores}}$$

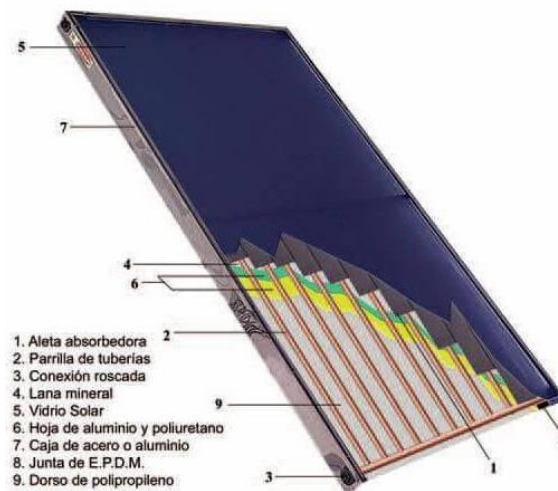


Figura 19. Imagen de referencia colector solar plano. Fuente: Deltavolt.pe

3.9.1.1. Ángulo de inclinación

Los colectores solares planos deben estar orientados hacia el norte y mantener un ángulo de inclinación equivalente a la latitud del lugar de instalación más 10 grados. [8] Es decir:

$$\text{Angulo de inclinacion} = \text{Latitud de Chiclayo} + 10^\circ$$

$$\text{Angulo de inclinacion} = 6^\circ + 10^\circ$$

$$\text{Angulo de inclinacion} = 16^\circ$$

$$\alpha = 16^\circ$$

Para hallar la separación de cada colector se necesita conocer el ángulo ideal de incidencia de los rayos solares, este ángulo se debe calcular para evitar las sombras en la superficie del captador en ciertas posiciones del sol y así no afectar al rendimiento del sistema de captación. [9] Para ello se tiene:

$$h_o = (90^\circ - L) - 23,5^\circ$$

Donde L es igual a la latitud del lugar donde se ubica el proyecto, es decir 6° . Tenemos:

$$h_o = (90^\circ - 6^\circ) - 23,5^\circ$$

$$h_o = 60,5^\circ \approx 61^\circ$$

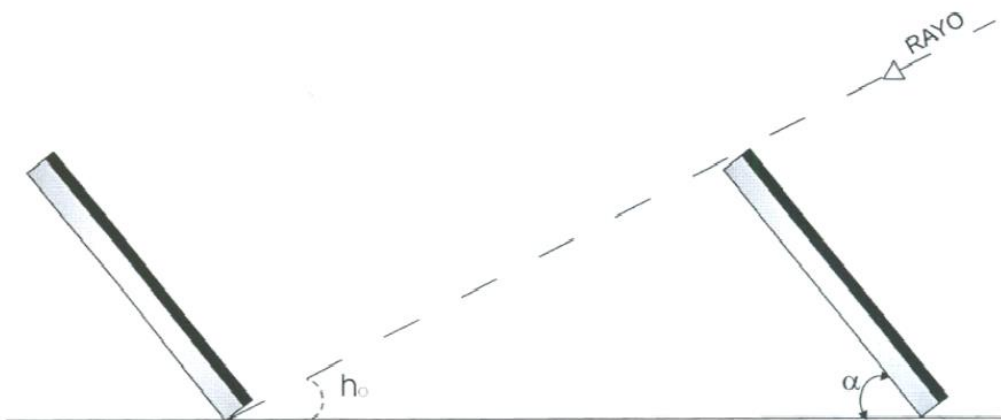


Figura 20. Ángulos de ubicación para colectores solares planos. [9]

El ángulo de inclinación calculado para este proyecto se representa en la siguiente imagen:

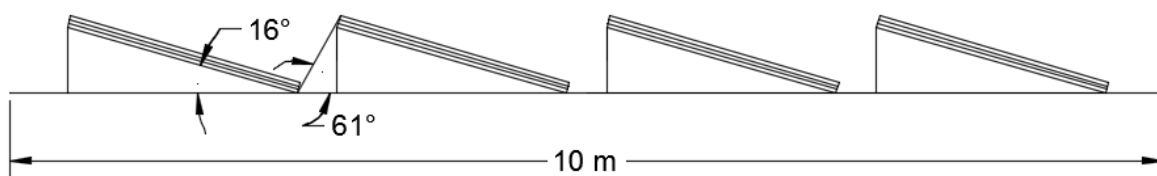


Figura 21. Ángulos de inclinación para el posicionamiento de colectores. Fuente: Elaboración propia.

La configuración para la instalación de colectores sigue un criterio. Todas las filas o baterías tendrán el mismo número de captadores debiendo ser estas paralelas, horizontales y estar bien alineadas. Para que el caudal se distribuya de forma uniforme será necesario, además de que todas las baterías tengan el mismo número de captadores para que tengan todas ellas la misma pérdida de carga, que el trazado de las tuberías se realice siguiendo el diseño llamado retorno invertido, para que el circuito resulte hidráulicamente equilibrado. Por ejemplo, En la figura siguiente se tiene un campo de captadores de una instalación solar formada por 15 captadores dispuestos en 3 baterías en paralelo, con 5 captadores por batería conectados también en paralelo. Vemos que los tres recorridos entre A y B (en discontinuo) tienen la misma longitud desde que el fluido calo portador se bifurca hasta que vuelve a juntarse, produciéndose de esta forma una pérdida de carga igual en todos ellos y un caudal de circulación idéntico en cada batería. [9]

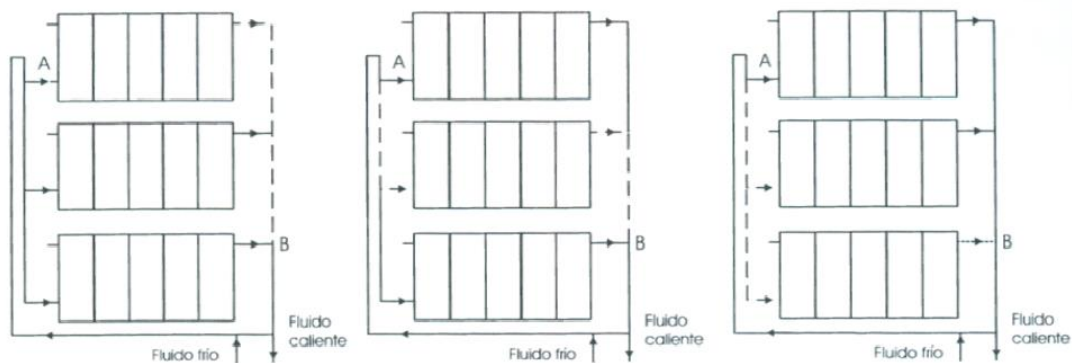


Figura 22. Esquema de retorno invertido en una instalación de campo solar. [9]

3.9.2. Dimensionamiento del subsistema de disipación de calor

Como se mencionó en el marco teórico el equipo por absorción necesita disipar calor proveniente del condensador y del absorbedor. [5] Por lo tanto:

$$\text{Calor a disipar} = \dot{q}_{co} + \dot{q}_{ab}$$

$$\text{Calor a disipar} = 67,9 + 75,5$$

$$\text{Calor a disipar} = 143,4 \text{ KW}$$

Este calor debe ser disipado mediante un sistema llamado torre de disipación de calor, con este calor se selecciona este equipo. Las características del equipo se detallan en el siguiente cuadro:

Motor	3 HP
Relleno de PVC	56 pie ³
Ventilador	6 aspas fijas o variables 30 pulgadas de diámetro
Toneladas de refrigeración	50 TR
Litros por minuto	360

Tabla 9. Especificaciones del equipo. Fuente: friotek.com.pe



Figura 23. Imagen referencial del equipo seleccionado. Fuente: friotek.com.pe

3.9.3. Dimensionamiento del subsistema de distribución

3.9.3.1. Incorporación de aire exterior

Calor sensible por aire exterior:

$$Q_{sa} = 0,35 \times Ca \times (te - ti) \quad (W)$$

Ca caudal de aire exterior (m³/h)

Te, ti temperatura exterior e interior determinadas según condiciones de diseño (°K)

Calor latente por aire exterior

$$Q_{La} = 0,80 \times Ca \times (Hae - Hai) \quad (W)$$

Ca caudal de aire exterior (m³/h)

Hae, Hai Humedad absoluta exterior y humedad absoluta interior (g/kg)

Del diagrama psicrométrico, ANEXO 8, con la temperatura de bulbo seco y la humedad relativa determinamos para las condiciones interiores y exteriores la humedad absoluta, Hai y Hae.

Para determinar el caudal de aire exterior utilizamos:

$$Ca = n^{\circ} \text{de personas} \times \text{Volumen necesario de ventilación /persona}$$

El volumen necesario de ventilación por persona es extraída del ANEXO 2.

Así tenemos que:

$$Ca = 50 \times 17 \frac{m^3}{h}$$

$$Ca = 850 \text{ m}^3/h$$

Entonces se obtiene 850 m³/h los cuales deberán ser aire fresco, por condiciones de ventilación y el resto del aire será recirculado del mismo ambiente. Luego de realizar el análisis de la carga de refrigeración se obtiene que este valor representa 8,5 KW o 29148,2 Btu/h.

3.9.3.2.Caudales por equipos

El aire, que realiza la función de extraer el calor sensible y latente del ambiente, 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) [10]. Además se conoce por catálogo del equipo principal que la temperatura de salida es de 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.

Para fancoils de 36 000 Btu/h

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: $Q= 36000$ Btu/h = 9077,9 kcal/h

Caudal = C

$$Q = C \times \rho \times C_e \times \Delta T$$

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

$$C = 9077,9 \text{ kcal/h} / (5.56 \text{ °C} \times 997.39 \text{ kg/ m}^3 \times 1 \text{ kcal / kg x °C})$$

$$C = 0.03 \text{ m}^3/\text{min}$$

Para fancoils de 48 000 Btu/h

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: $Q= 48000$ Btu/h = 12103,9 kcal/h

Caudal = C

$$Q = C \times \rho \times C_e \times \Delta T$$

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

$$C = 12103,9 \text{ kcal/h} / (5.56 \text{ °C} \times 997.39 \text{ kg/ m}^3 \times 1 \text{ kcal / kg x °C})$$

$$C = 0,04 \text{ m}^3/\text{min}$$

Para fancoils de 60 000 Btu/h

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: $Q= 60000$ Btu/h = 15129,9 kcal/h

Caudal = C

$$Q = C \times \rho \times C_e \times \Delta T$$

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

$$C = 15129,9 \text{ kcal/h} / (5.56 \text{ }^\circ\text{C} \times 997.39 \text{ kg/ m}^3 \times 1 \text{ kcal / kg} \times \text{ }^\circ\text{C})$$

$$C = 0,05 \text{ m}^3/\text{min}$$

En resumen los caudales para los recintos son los siguientes:

Nombre del recinto	Capacidad de FanCoil designado	Caudal
Oficina 1	48 000 Btu/h	0,04 m ³ /min
Oficina 2		
Oficina 3		
Oficina 4		
Oficina 5		
Oficina 6		
Sala de profesores 2	36 000 Btu/h	0,03 m ³ /min
Oficina 7	60 000 Btu/h	0,05 m ³ /min
Oficina 8		
Servidores		
Recepción		
Sala de profesores 1	36 000 Btu/h	0,03 m ³ /min
Sala 1	48 000 Btu/h	0,04 m ³ /min
Sala 2		
Total	228 000 Btu/h	0,19 m³/min

Tabla 10. Resumen de los caudales para el local. Fuente: Elaboración propia.

3.9.3.3. 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. [10]

Por medio de la ecuación siguiente se determina el diámetro de la tubería, debido a que conocemos el caudal de agua (Cw) por tramo.

$$Diametro = \sqrt{\frac{2(Cw)}{V\rho x\pi}}$$

Aplicando la formula anterior, se resume el diámetro de tubería para cada unidad:

Nombre del recinto	Capacidad de FanCoil designado	Caudal	Diámetro de tubería calculada	Diámetro comercial de tubería
Oficina 1	48 000 Btu/h	0,04 m3/min	0,76 pulg	1" ø
Oficina 2				
Oficina 3				
Oficina 4				
Oficina 5				
Oficina 6				
Sala de profesores 2	36 000 Btu/h	0,03 m3/min	0,64 pulg	3/4" ø
Oficina 7	60 000 Btu/h	0,05 m3/min	0,81 pulg	1" ø
Oficina 8				
Servidores				
Recepción				
Sala de profesores 1	36 000 Btu/h	0,03 m3/min	0,64 pulg	3/4" ø
Sala 1	48 000 Btu/h	0,04 m3/min	0,76 pulg	1" ø
Sala 2				

Tabla 11. Diámetros de tubería calculados. Fuente: Elaboración propia.

3.9.3.4. Selección de bomba de distribución

Para elegir la bomba de distribución de debe conocer el caudal a suministrar. En apartados anteriores se calculó un caudal total a suministrar de 0,19m3/min. Para ello se seleccionada:

Bomba tipo Centrifuga

Código MB-0150

Potencia 1,5 HP

Voltaje 220 V

Descarga 1" ø

Altura superiores a 26,6 metros

LPT superiores a 154,1 litros/min

3.9.3.5. Ductos de aire acondicionado para suministro y extracción

La sección de ductos se puede estimar con la ecuación:

$$\text{Caudal} = \text{Área} \times \text{Velocidad recomendada}$$

Donde:

Caudal m³/s

Área m²

Velocidad m/s

Las velocidades recomendadas dependen del tramo a diseñarse, tal como se describió en apartados anteriores.

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 difusor.

Esta caja de expansión se calcula con la ecuación:

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

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 marco teórico. Todos los criterios mencionados anteriormente fueron aplicados en el diseño del proyecto y se encuentran mostrados en los planos (ANEXO 1).

3.10. Evaluación económica

En este apartado se muestran los criterios para la evaluación económica del proyecto, en la cual se busca identificar los méritos propios del mismo (rentabilidad), independientemente de la manera como se obtengan y se paguen los recursos financieros que necesiten y del modo como se distribuyan los excedentes o utilidades que genera. Entre los aspectos a evaluar se encuentra: el Valor Actual Neto (VAN), Tasa Interna de Retorno (TIR), Tiempo de Recuperación de la Inversión (TRI) y la Relación Beneficio-Costo (B/C).

3.9.1. Ingresos generados por el sistema

En este punto se considera como ingresos generados el ahorro en consumo de energía eléctrica que se tuviera si se utilizara el sistema propuesto, es decir, el consumo de electricidad que se generaría al utilizar un sistema convencional. Esta consideración se toma teniendo la finalidad de recuperar la inversión del nuevo sistema con el dinero que se dejaría de pagar al ya no utilizar un sistema convencional.

3.9.2. Tiempo de retorno de inversión

Por medio de este indicador se determina el plazo o tiempo necesario para recuperar la inversión que se realizó en el proyecto con una tasa de interés de cero pues este método no toma en cuenta el valor del dinero en el tiempo.

El tiempo de retorno de inversión se calcula de la siguiente manera:

$$\text{Tiempo de retorno de inversión} = \text{Inversión inicial} / \text{Ganancia anual}$$

3.9.3. Tasa interna de retorno (TIR)

Es un instrumento de evaluación del rendimiento de la inversión, determinada en base a sus flujos netos de efectivo. Es la tasa de descuento que hace al VAN igual a cero en la cual quedan reinvertidos los fondos generados en el proyecto igualando la suma de sus flujos descontados a la inversión inicial, es decir que las entradas de fondos actuales sean iguales al valor actual de las salidas. Para el cálculo de la tasa interna de retorno, se utilizará la siguiente ecuación:

$$0 = -P + \frac{FNE_1}{(I+1)^1} + \frac{FNE_2}{(I+1)^2} + \frac{FNE_3}{(I+1)^3} + \frac{FNE_4}{(I+1)^4} + \dots + \frac{FNE_{10}}{(I+1)^{10}}$$

Donde:

P Inversión inicial

FNE Flujo neto efectivo. Ganancia anual.

3.9.4. Valor actual neto (VAN)

El valor actual neto es la diferencia positiva o negativa entre los ingresos actualizados y los gastos actualizados, en otras palabras, el VAN compara en el tiempo cero las ganancias esperadas contra los egresos necesarios para producirlos.

Utilizando una cierta tasa i de actualización el análisis del VAN o Valor Presente, da como criterio de decisión una comparación entre todos los ingresos y gastos que se han tenido a través del período de análisis, los traslada el año de inicio del proyecto (año cero) y los compara con la inversión inicial del proyecto. Para la determinación del VAN se utilizara la siguiente fórmula:

$$VAN = -P + \frac{FNE_1}{(I+1)^1} + \frac{FNE_2}{(I+1)^2} + \frac{FNE_3}{(I+1)^3} + \frac{FNE_4}{(I+1)^4} + \dots + \frac{FNE_{10}}{(I+1)^{10}}$$

Donde:

i Tasa de interés de 10%.

P Inversión inicial

FNE Flujo neto efectivo. Ganancia anual.

En la aplicación de la fórmula anterior se pueden presentar tres situaciones:

- Si el VAN es positivo, la utilidad de la inversión está sobre la tasa de inversión actualizada o de rechazo ($VAN > 0$) por lo que el proyecto se acepta.
- Si el VAN es cero, la rentabilidad será igual a la tasa de rechazo. Por lo tanto un proyecto con un VAN positivo o igual a cero, puede considerarse aceptable, $VAN = 0$.
- Si el VAN es negativo, la rentabilidad está por debajo de la tasa de rechazo y el proyecto debe de rechazarse. $VAN < 0$.

3.9.5. Relación beneficio-costos (B/C)

Esta razón indica la rentabilidad del proyecto en términos de la relación de cobertura existente entre los ingresos y los egresos. Esta razón se obtiene dividiendo los ingresos actualizados entre los egresos actualizados, luego este resultado se evalúa bajo las siguientes consideraciones:

- Si la Relación $B/C > 1$ Se Acepta
- Si la Relación $B/C < 1$ Se Rechaza
- Si la Relación $B/C = 1$ El Proyecto es indiferente de llevarse a cabo.

Se calcula de la siguiente manera:

$$\frac{B}{C} = \frac{\sum \text{Ganancias anuales en valor actual}}{\text{Inversión inicial}}$$

IV. RESULTADOS

4.1. Resultados del análisis de cargas de refrigeración

A continuación se presenta el formato con las cargas de refrigeración del local a climatizar.

ANÁLISIS DE LA CARGA TÉRMICA						
Edificio: FAC. INGENIERIA USAT Ubicación: Chiclayo Coordenadas: 6°45'38.6"S 79°51'47.7"W -6.760721, -79.863235 Local: Oficinas administrativa Piso: Cuarto Horario de ocupación: Lun. a Vier. 7am - 7pm	CALOR POR RADIACIÓN SOLAR - CRISTAL (ver ANEXO 10)					
	Concepto				Total	
	Carga máxima total cristal				15 264,0	
	CALOR POR RADIACION SOLAR Y TRANSMISION EN PAREDES EXTERIORES Y TECHO					
	Concepto	Orient.	Superficie m ²	Coef. de Transm. (W/m ² °K)	Dif. Temp. Equiv. (°K)	Total
	Pared	NO	37,0	0,5	7	126
	Pared	SE	39,0	0,5	7	133,8
	Pared	NE	20,0	0,5	7	68,6
	Pared	SO	20,0	0,5	7	68,6
	Techo		306,0	0,3	7	535,5
CALOR POR TRANSMISION EN VENTANAS, PAREDES INTERIORES Y PISO						
Concepto	Orient.	Superficie m ²	Coef. de Transm. (W/m ² °K)	Salto térmico (°K)	Total	
Ventana	NO	49,0	5,7	7	1955,1	
Ventana	SE	33,0	5,7	7	1316,7	
Ventana	NE	10,0	5,7	7	399	
Ventana	SO	10,0	5,7	7	399	
Puerta	interior	5,0	0,12	7	4,2	
Puerta	interior	2,0	0,12	7	1,7	
Piso		306,0	2,0	0,0	0,0	
CALOR INTERNO						
Concepto			CS por persona (W)	Número de personas	Total	
Persona			83,0	50,0	4 150,0	
Concepto			Potencia (W)	Factor	Total	
Iluminación incandescente					0,0	
Iluminación fluorescente			1 305,0	1,3	1 631,3	
GANANCIA DE CALOR SENSIBLE						
Altura	3,0	m				
Ancho	10,0	m				
Largo	35,0	m				
Superficie o area	306,0	m ²				
Volumen	918,0	m ³				
Fecha del calculo	2016					
Temperatura exterior	32,0	°C				
Humedad relativa ext.	73,0	%				
Temperatura interior	25,0	°C				
Humedad relativa int.	50,0	%				
Dif. de temperatura	7,0	°C				

Humedad absoluta ext.	19,5	g/kg										
Humedad absoluta int.	10,0	g/kg										
Dif. Humedades abs.	9,5	g/kg										
Ocupadores	50,0	personas										
Iluminación fluorescente	1 305,0	W										
Aporte de equipos	21000	W										
AIRE EXTERIOR			CALOR INTERNO									
Aire de ventilación	Número de personas	Caudal (m ³ /h) x pers.	Caudal aire de ventilación m ³ /h									
	50	17	850									
			CALOR LATENTE									
							Motores			0,0		
							Aporte de equipos		21000	1,0	21000	
							Calor sensible del local			47 054,8		
							CALOR AIRE EXTERIOR					
Concepto		Caudal del aire exterior m ³ /h					Salto térmico Te - Ti (°K)	Ce x pe	Total			
Aire exterior		850					7	0,35	2082,5			
							Calor sensible efectiva parcial			49137,3		
							Factor de seguridad 10 %			4913,73		
							CARGA SENSIBLE EFECTIVA TOTAL			54051		
				Concepto		CL por persona (W)	Número de personas	Total				
				Persona		48	50,0	2 400,0				
				Concepto		Potencia (W)	Factor	Total				
				Otras fuentes				0,0				
				Carga latente del local			2 400,0					
				CALOR AIRE EXTERIOR								
Concepto		Caudal del aire exterior m ³ /h	Difer. Humed. He - Hi (g/kg)	Cl x pe	Total							
Aire exterior		850	9,5	0,8	6 460,0							
				Calor latente efectiva parcial			8 860,0					
				Factor de seguridad 5 %			443,0					
				CARGA LATENTE EFECTIVA TOTAL			9 303,0					

CARGA EFECTIVA TOTAL (W)	63 354
---------------------------------	---------------

EQUIVALENTE A: 63,4 KW = 18 TR = 216 172 ,78 Btu/h	
---	--

Tabla 12. Formato para describir las cargas de refrigeración del local. Fuente del formato: [3]

4.2. Resultados del balance de energía del sistema propuesto

A continuación se presenta el balance de energía del sistema por absorción.

Condiciones iniciales					
Concepto		Temperatura (°C)	Presión (kPa)		
Agua saturada @		5,0	0,872		
Agua saturada @		38,0	6,6827		
Concentración					
Concepto		Valor porcentual (%)			
Concentración diluida (Xd)		57			
Concentrada (Xc)		64			
Flujo másico					
Concepto		Valor (kg/s)			
Refrigerante (m _R)		0,027			
Solución diluida (m _{sd})		0,219			
Solución concentrada (m _{sc})		0,192			
Resultados					
Estado	Temperatura (°C)	Presión (kPa)	Entalpia (kJ/kg)	Concent. (%X)	Flujo másico (kg/s)
1	92	6,6827	2676,04	0,0	0,027
2	38	6,6827	155	0,0	0,027
3	38	0,872	155	0,0	0,027
4	5	0,872	2510,1	0,0	0,027
5	38	0,872	90	57,0	0,219
6	38	0,872	90	57,0	0,219
7	77	6,6827	170	57,0	0,219
8	92	6,6827	235	64,0	0,192
9	48	0,6	143,8	64,0	0,192
10	48	0,6	143,8	64,0	0,192
Tasas de calor					
Concepto		Denominación		Valor (kW)	
Calor liberado por el condensador		q _{co}		67,9	
Calor absorbido por el evaporador		q _{ev}		63,4	
Calor liberado por el absorbedor		q _{ab}		75,5	
Calor aprovechado por el recuperador		q _{re}		17,5	
Calor de generación		q _{ge}		80,0	
Coeficiente de rendimiento (COP)					0,8

Tabla 13. Resumen del balance de energía realizado al sistema de absorción. Fuente: elaboración propia.

4.3.Propuesta de aislamiento en paredes y techo

4.3.1. Para cubierta

Se puede colocar PANEL FIELTRO P0051: Lana de Vidrio, se sirve en placas 1,35 metros de largo por 0,6 metros de ancho y espesores de 50/ 60/ 75.

Se suele colocar MANTA PAPEL M1021: Lana mineral de Vidrio, se sirve en rollos de 11 metros de largo por 1,2 metros de ancho y espesores de 80/ 100/ 120/ 140 mm., (0,60 metros de ancho en espesores de 80).



Figura 24. Recubrimiento de lana de fibra de vidrio para techo. Fuente. Google.

4.3.2. Para tabiquería en aislamiento intermedio

El área del proyecto está construido por cartón yeso o drywall, que es un material de construcción utilizado para la ejecución de tabiques interiores y revestimientos de techos y paredes. En el local se utiliza en forma de placas o paneles. Consiste en una placa de yeso laminado entre dos capas de cartón, por lo que sus componentes son generalmente yeso y celulosa aprovechándose de la buena resistencia a la compresión del yeso con la buena resistencia a la flexión que le da el sándwich de cartón.

Las placas de yeso por sí solas no son buenas aisladoras de temperatura. Debido a su espesor delgado, el calor o frío fácilmente penetra de un lado al otro la placa de yeso resultando en temperaturas incómodas en el interior del espacio construido. Para obtener un buen aislamiento térmico, es necesario recubrir el interior de los muros o techos con aislamiento térmico de fibra de vidrio, placas sólidas de espuma u otros materiales.

Lana mineral de Vidrio Panel FielTRO P0051: Lana de Vidrio, se sirve en placas 1,35 metros de largo por 0,6 metros de ancho y espesores de 50/ 60/ 75 mm.



Figura 25. Representación de la instalación de lana de fibra de vidrio entre paneles de yeso de pared drywall. Fuente: Google.

Utilizado en construcciones nuevas para cualquier tipo de climatología, compuesto por fachadas de doble hoja de fábrica, la exterior portante y la interior de cerramiento, con inclusión de aislante entre las mismas. Su colocación en fachadas, como aislamiento intermedio, permite reducir la demanda energética del edificio.

Para obtener un buen aislamiento térmico se propone recubrir el interior de los muros con aislamiento de lana de fibra de vidrio como el que se muestra en la siguiente imagen:



Figura 26. Instalación de aislante entre paneles de pared drywall. Fuente: Sodimac.com.pe

4.4. Propuesta para equipos de la instalación

Luego del desarrollo de la presente tesis, se presentan los equipos seleccionados:

Equipo principal

El equipo principal para la elaboración de este proyecto es de marca YAZAKI y es un equipo enfriador de agua por ciclo de absorción tipo chiller, accionado por agua caliente modelo WFC SC20 con capacidad de refrigeración de 35,2 hasta 70,3 KW. La ficha técnica se detalla en el ANEXO 13.



Figura 27. Equipo por absorción propuesto. Fuente: Absorsystem.com

Colectores solares planos

Colector de lámina de Cu con recubrimiento selectivo de óxido de titanio y parrilla de 12 tubos de Cu de diámetro 8 mm.

Aislamiento térmico: lana mineral de 50mm de espesor.

Cubierta transparente: vidrio solar de seguridad y bajo contenido de hierro, templado, de espesor de 4 mm.

Dimensiones: 2,53 m²

T° de estancamiento: 210 °C

Fluido de trabajo: Agua o agua + anticongelante



Figura 28. Colector solar plano propuesto. Fuente: deltavolt.pe

Equipo disipador de calor

Las características del equipo son las siguientes:

Motor	3 HP
Relleno de PVC	56 pie ³
Ventilador	6 aspas fijas o variables de 30 pulgadas de diámetro
Capacidad	50 TR
Litros por minuto	360



Figura 29. Equipo disipador de calor. Fuente: friotek.com.pe

Distribución de frío al local

Unidades Fan Coils

36000 BTU/HR, 48000 BTU/HR, 60000 BTU/HR

Monofásico 220V

Características Estándar:

Resistentes turbinas, conexiones de tuberías izquierda o derecha, cajón de retorno de fábrica, filtro contra polvo, diseño compacto para el ahorro de espacio, bajo nivel de ruido.

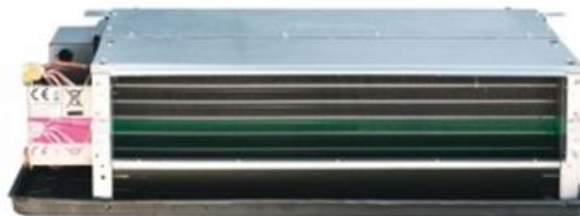


Figura 30. Fan Coils. Fuente: refriperu.com.pe

Tuberías de agua helada (para distribución del agua enfriada en chiller)

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

Para unidades de 36000 Btu/h 3/4" ø

Para unidades de 48000 Btu/h 1" ø

Para unidades de 60000 Btu/h 1" ø



Figura 31. Tuberías para agua helada.. Fuente: Google.

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.

Bomba de distribución

Bomba tipo Centrifuga

Código Cpm-650M

Potencia 1.5 HP

Voltaje 220 V

Descarga 1" ø

Altura superiores a 20 metros

LPT superiores a 150 litros/min



Figura 32. Bomba centrífuga. Fuente. Pedrollo.com

Ductos de aire acondicionado

Para que se lleve a cabo una correcta instalación de los ductos se debe contar con un espacio mínimo de 14" de entre las vigas de la losa y el cielo falso. El diámetro de las tuberías debe tener una relación de 3 a 1, esto quiere decir que el alto nunca será menor del ancho del ducto (mientras más proporcional sean las dimensiones, el ducto será más eficiente).

Para unidades de 36000 Btu/h Lado calculado de 24,5 cm

Para unidades de 48000 Btu/h Lado calculado de 28,9 cm

Para unidades de 60000 Btu/h Lado calculado de 30,9 cm



Figura 33. Ductos para distribución de aire frío. Fuente. Google.

Difusores

Las principales funciones de la difusión del aire en un espacio son:

- Introducción del aire en el local
- Homogeneización
- Evitar estratificaciones
- Compensación de cargas térmicas

En cuanto a la temperatura, una vez establecidas las condiciones interiores, el sistema el sistema de distribución de aire debe estar proyectado para mantener la temperatura dentro de los límites deseables.



Figura 34. Difusor. Fuente: Google.

Difusores motorizados

Lo único que hacen estas rejillas es que cuando el termostato al que va conectada detecta la temperatura que le hemos indicado, ésta se cierra y no permite que entra más aire. Luego cuando la temperatura sube, o baja, dependiendo del modo en que esté funcionando el equipo, se vuelve a abrir.



Figura 35. Difusor motorizado. Fuente: Google.

4.5.Presupuesto y evaluación económica

Este apartado 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.

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

Costo Inicial.

Costo de instalación (10%)

Costo de operación (Energético).

Costo promedio de mantenimiento (3%)

Ingresos por ahorros energéticos

Ingresos por bonos de carbono.

Por otro lado y luego de consultar las especificaciones técnicas en los catálogos de los fabricantes, se realizó una consulta de precios a una empresa proyectista para cotizar un chiller enfriador de agua con compresor mecánico para cubrir la demanda de calor del local sino se utilizara el sistema propuesto, el equipo cotizado pertenece a la marca York con potencia de refrigeración de 25 TR con costo inicial de aproximadamente S/.15000.

Ahorros energéticos

Para calcular el consumo anual estimado y comparar ambos equipos se trabajó con potencias promedio. Se calcula para un régimen de funcionamiento de aproximadamente 10 horas diarias, 24 días al mes y durante 8 meses al año (no considerando meses de invierno). También se debe considerar un costo promedio de la energía, para este caso se utiliza una tarifa para usuarios en media tensión de ctm 18,33 S/./KWh

Tenemos lo siguiente:

	Energía consumida anual estimada	Costo por operación
Sistema convencional	86400 KWh	S/. 15 837,12
Sistema propuesto	3 840 KWh	S/. 703,87

Tabla 14. Energía consumida estimada y costo de operación para ambos sistemas. Fuente: Elaboración propia.

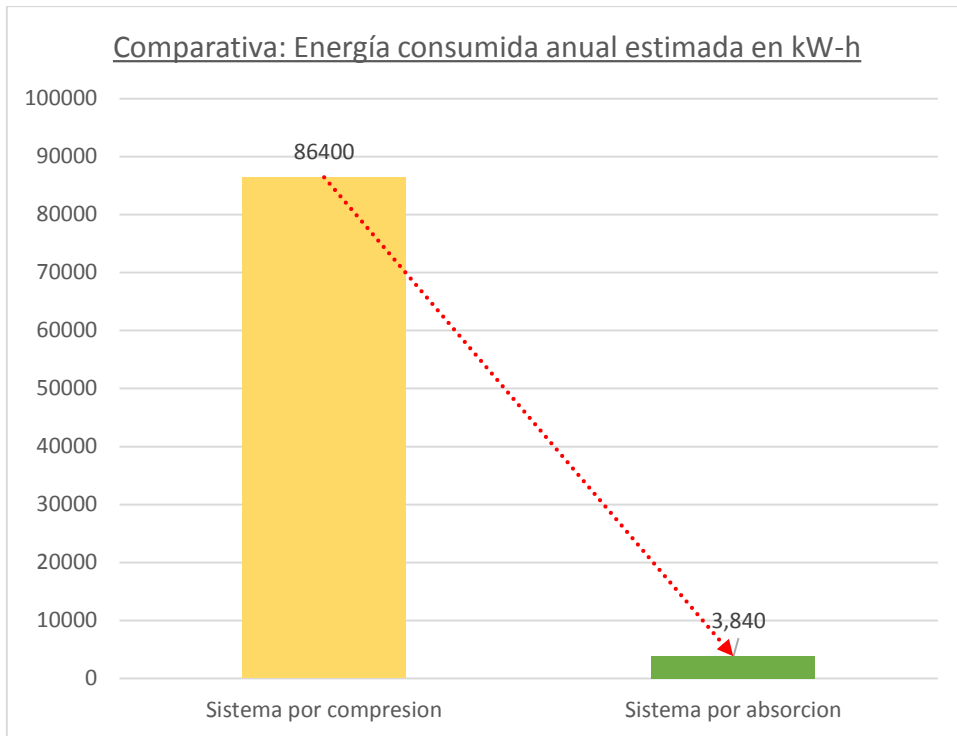


Figura 36. Comparación Energía consumida anual estimada de sistema convencional vs sistema propuesto: Fuente: Elaboración propia.

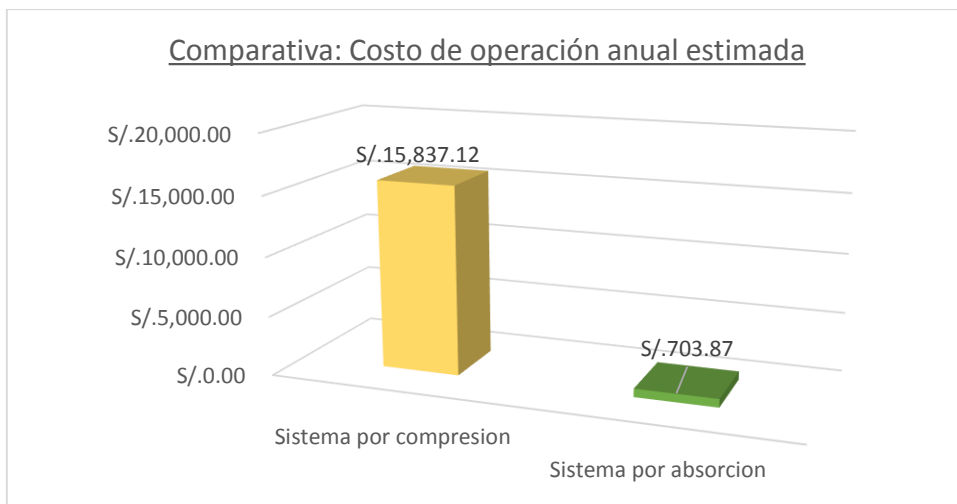


Figura 37. Comparación de costos de operación anual estimados de sistema convencional vs sistema propuesto: Fuente: Elaboración propia.

Por lo tanto, con estos datos estimamos un ahorro de energía de 82 560 kWh.

CO2 equivalente sin emitir

Fuente de energía	KWh	Factor de conversión (kg CO2/KWh)	Emisiones (kg CO2)
Electricidad	82 560	0,495	40 867,2

40,8 Toneladas de CO2 aproximadamente sin emitir

Tabla 15. Unidades de CO2 equivalentes sin emitir al medio ambiente: Fuente: Elaboración propia.

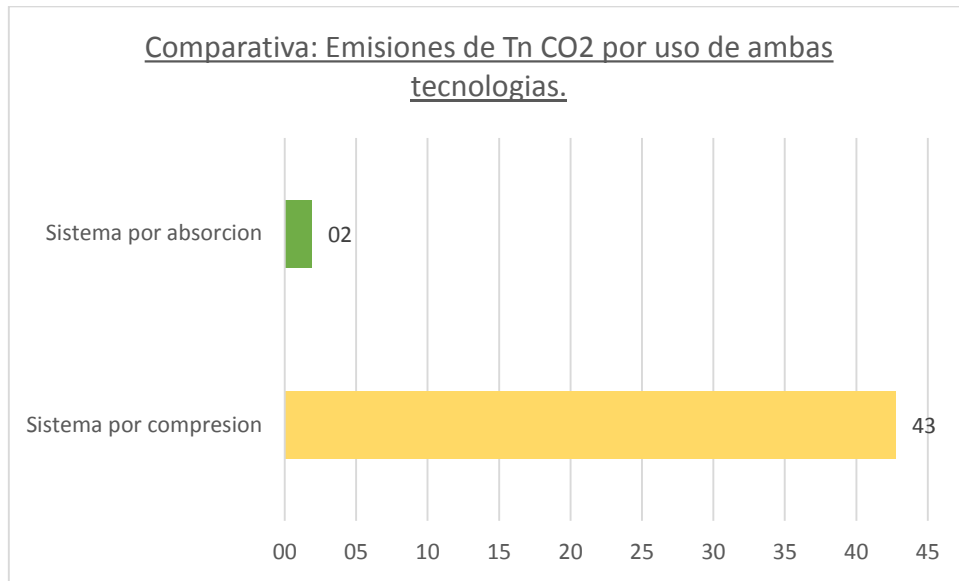


Figura 38. Comparación de cantidad de emisiones de CO2 expresada en toneladas de ambos sistemas. Fuente: Elaboración propia

Bonos de carbono

El Protocolo de Kioto dispuso un modelo de intercambio y propició la creación de un mercado mundial de bonos de carbono, cada uno de los cuales equivale a una tonelada de dióxido de carbono y se cotiza, en los mercados internacionales, en alrededor de 10 dolares (equivalente a S/. 33 según tasa de cambio vigente).

$$1 \text{ Tn CO}_2 = \text{S/. } 33$$

$$40,8 \text{ Tn CO}_2 \text{ anual} = \text{S/. } 1\,346,4 \text{ anual}$$

Este valor se incluirá en los ingresos anuales para la evaluación económica.

Presupuesto

Se presenta el costo de los principales elementos que conforman el sistema propuesto para esta tesis:

ITEM	DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD	COSTO UNITARIO S/.	COSTO PARCIAL S/.
1	Equipo de absorcion marca Yazaki WFC SC20	und.	1	S/. 17 500,00	S/. 17 500,00
2	Torre de disipacion de calor 50 TR	und.	1	S/. 4 800,00	S/. 4 800,00
3	Colectores solares planos	und.	96	S/. 400,00	S/. 38 400,00
4	Fan Coil 36 000 Btu/h	und.	2	S/. 1 200,00	S/. 2 400,00
5	Fan Coil 48 000 Btu/h	und.	2	S/. 1 600,00	S/. 3 200,00
6	Fan Coil 60 000 Btu/h	und.	1	S/. 2 000,00	S/. 2 000,00
7	Tuberia sch.10 ø 1" ASTM A234	mts.	120	S/. 43,00	S/. 5 160,00
9	Bomba tipo centrifuga Pedrollo 1,5 HP	und.	1	S/. 950,00	S/. 950,00
10	Plancha Galvanizada 1,2x2,4m (e=1/40")	plancha	20	S/. 60,00	S/. 1 200,00
11	Difusor 12"x 12"	und.	10	S/. 45,00	S/. 450,00
12	Difusor c/ compuerta motorizada rectangular	und.	10	S/. 590,00	S/. 5 900,00
13	Ducto flexible 6" cubierto con fibra de vidrio	mts.	35	S/. 35,00	S/. 1 225,00
14	Aislante de lana de fibra de vidrio e=50mm rollo 1,2x12m	rollo	30	S/. 99,00	S/. 2 970,00
					S/. 86 155,00

Tabla 16. Presupuesto tentativo del proyecto. Fuente: Catálogos y cotizaciones.

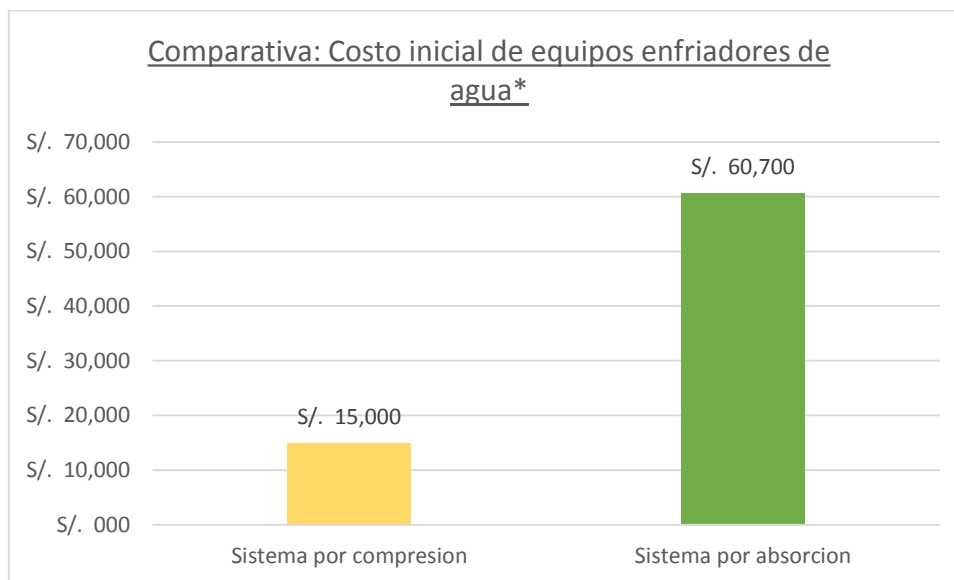


Figura 39. Comparación de costos de sistemas tipo chiller. *Se toma para la comparación solamente los equipos encargados de enfriar agua. Fuente: Elaboración propia.

Indicadores de rentabilidad

Se detalla en el siguiente cuadro, los egresos e ingresos económicos asociados con el proyecto durante el transcurso de su vida útil:

AÑO	COSTOS				Costo Total	INGRESOS			Beneficios Total	FLUJO ECONOMICO
	INVERSION	INSTALAC.	MANTTO.	OPERAC.		AHORRO ANUAL	BONOS DE CO2	Otros		
0	S/. 86 155,00	S/. 8 615,50			S/. 94 770,50				S/. 0,00	S/. -94 770,50
1			S/. 2 584,65	S/. 703,87	S/. 3 288,52	S/. 15 837,12	S/. 1 346,40		S/. 17 183,52	S/. 13 895,00
2			S/. 2 584,65	S/. 703,87	S/. 3 288,52	S/. 15 837,12	S/. 1 346,40		S/. 17 183,52	S/. 13 895,00
3			S/. 2 584,65	S/. 703,87	S/. 3 288,52	S/. 15 837,12	S/. 1 346,40		S/. 17 183,52	S/. 13 895,00
4			S/. 2 584,65	S/. 703,87	S/. 3 288,52	S/. 15 837,12	S/. 1 346,40		S/. 17 183,52	S/. 13 895,00
5			S/. 2 584,65	S/. 703,87	S/. 3 288,52	S/. 15 837,12	S/. 1 346,40		S/. 17 183,52	S/. 13 895,00
6			S/. 2 584,65	S/. 703,87	S/. 3 288,52	S/. 15 837,12	S/. 1 346,40		S/. 17 183,52	S/. 13 895,00
7			S/. 2 584,65	S/. 703,87	S/. 3 288,52	S/. 15 837,12	S/. 1 346,40		S/. 17 183,52	S/. 13 895,00
8			S/. 2 584,65	S/. 703,87	S/. 3 288,52	S/. 15 837,12	S/. 1 346,40		S/. 17 183,52	S/. 13 895,00
9			S/. 2 584,65	S/. 703,87	S/. 3 288,52	S/. 15 837,12	S/. 1 346,40		S/. 17 183,52	S/. 13 895,00
10			S/. 2 584,65	S/. 703,87	S/. 3 288,52	S/. 15 837,12	S/. 1 346,40		S/. 17 183,52	S/. 13 895,00
11			S/. 2 584,65	S/. 703,87	S/. 3 288,52	S/. 15 837,12	S/. 1 346,40		S/. 17 183,52	S/. 13 895,00
12			S/. 2 584,65	S/. 703,87	S/. 3 288,52	S/. 15 837,12	S/. 1 346,40		S/. 17 183,52	S/. 13 895,00
13			S/. 2 584,65	S/. 703,87	S/. 3 288,52	S/. 15 837,12	S/. 1 346,40		S/. 17 183,52	S/. 13 895,00
14			S/. 2 584,65	S/. 703,87	S/. 3 288,52	S/. 15 837,12	S/. 1 346,40		S/. 17 183,52	S/. 13 895,00
15			S/. 2 584,65	S/. 703,87	S/. 3 288,52	S/. 15 837,12	S/. 1 346,40		S/. 17 183,52	S/. 13 895,00
16			S/. 2 584,65	S/. 703,87	S/. 3 288,52	S/. 15 837,12	S/. 1 346,40		S/. 17 183,52	S/. 13 895,00
17			S/. 2 584,65	S/. 703,87	S/. 3 288,52	S/. 15 837,12	S/. 1 346,40		S/. 17 183,52	S/. 13 895,00
18			S/. 2 584,65	S/. 703,87	S/. 3 288,52	S/. 15 837,12	S/. 1 346,40		S/. 17 183,52	S/. 13 895,00
19			S/. 2 584,65	S/. 703,87	S/. 3 288,52	S/. 15 837,12	S/. 1 346,40		S/. 17 183,52	S/. 13 895,00
20			S/. 2 584,65	S/. 703,87	S/. 3 288,52	S/. 15 837,12	S/. 1 346,40		S/. 17 183,52	S/. 13 895,00
21			S/. 2 584,65	S/. 703,87	S/. 3 288,52	S/. 15 837,12	S/. 1 346,40		S/. 17 183,52	S/. 13 895,00
22			S/. 2 584,65	S/. 703,87	S/. 3 288,52	S/. 15 837,12	S/. 1 346,40		S/. 17 183,52	S/. 13 895,00
23			S/. 2 584,65	S/. 703,87	S/. 3 288,52	S/. 15 837,12	S/. 1 346,40		S/. 17 183,52	S/. 13 895,00
24			S/. 2 584,65	S/. 703,87	S/. 3 288,52	S/. 15 837,12	S/. 1 346,40		S/. 17 183,52	S/. 13 895,00
25			S/. 2 584,65	S/. 703,87	S/. 3 288,52	S/. 15 837,12	S/. 1 346,40		S/. 17 183,52	S/. 13 895,00
RESULTADOS FINALES										
INVERSION			86 155	S/.	VAN			31 355	S/.	
TASA DE DESCUENTO			10%	%	TIR			14,12%	%	
VAN COSTOS			124 621	S/.	PAY BACK			15,06	Años	
VAN BENEFICIOS			155 975	S/.	B/C			1,25		

PAY BACK			
0	-94 770,50		91,67
1	-82 364,25		89,23
2	-71 287,24		86,49
3	-61 397,05		83,43
4	-52 566,53		80,01
5	-44 682,13		76,17
6	-37 642,50		71,87
7	-31 357,10		67,05
8	-25 745,15		61,66
9	-20 734,47		55,62
10	-16 260,65		48,85
11	-12 266,17		41,27
12	-8 699,67		32,78
13	-5 515,29		23,28
14	-2 672,10		12,63
15	-133,54		0,71 0,71
16	2 133,04	16	-12,65
17	4 156,77		-27,61
18	5 963,67		-44,36
19	7 576,97		-63,12
20	9 017,42		-84,14
21	10 303,53		-107,67
22	11 451,85		-134,03
23	12 477,14		-163,56
24	13 392,57		-196,62
25	14 209,92		12,00

15,06

Tabla 17. Base de datos para análisis económico. Fuente: Elaboración propia.

Finalmente se muestra el resumen de la evaluación económica del proyecto:

Inversión	S/. 86 155,00
Tasa de descuento	10%
VAN costos	S/. 124 621
VAN beneficio	S/. 155 975
VAN	S/. 31 355
TIR	14,12%
PAY BACK	15 años
B/C	1,25

Tabla 18. Resultados finales de la evaluación económica. Fuente: Elaboración propia.

V. CONCLUSIONES

Luego de la realización de este trabajo se concluyen los siguientes puntos.

- Para el correcto diseño de un proyecto de aire acondicionado, es indispensable contar con información detallada del local y lugar en donde se realizara el proyecto. En los planos se detalla la distribución y medidas del local, también se utiliza datos climáticos de la ciudad de Chiclayo para conocer parámetros de temperatura y humedad.
- Luego de revisar la variedad de tecnologías actuales utilizadas en la climatización de edificios, se concluye que para observar un ahorro en operación se necesita un equipo que funcione con energía barata. Teniendo esta consideración en cuenta, se seleccionó un sistema de aire acondicionado por absorción.
- Se definió las condiciones de diseño para el proyecto. Las condiciones externas de 73% de humedad relativa, 19,5 g/kg de humedad absoluta y temperatura máxima externa en épocas de verano de 32°C; y condiciones internas de 25 °C de temperatura, 50% de humedad relativa y 10 g/kg de humedad absoluta a mantener dentro del local. Luego de realizar el análisis de cargas de enfriamiento se concluye que la carga de refrigeración del local es de 216 172,8 Btu/h como carga efectiva total.
- Para el diseño del sistema de aire acondicionado se seleccionó una maquina enfriadora de agua por ciclo de absorción con rango de potencias de refrigeración de 35,2 a 70,3 KW. Se dimensionó el subsistema de captación solar donde se calculó el uso de 96 colectores solares planos con ángulo de inclinación de 16° en posición al norte; y el uso de un subsistema de distribución mediante fan coils de 36 000 Btu/h (2 unid), 48 000 Btu/h (2 unid) y 60 000 Btu/h.
- Se concluye que para minimizar los consumos energéticos de los equipos a utilizar es fundamental que las paredes y techos estén aisladas térmicamente de manera adecuada. Para este proyecto se propone utilizar lana de fibra de vidrio que deben ser colocados en la superficie interna del techo y en el intermedio de los paneles de yeso de las paredes drywall.
- El sistema de acondicionamiento de aire por absorción tiene ventajas económicas claras en operación sobre el ciclo convencional de refrigeración cuando hay la posibilidad de obtener energía calorífica barata o gratis. La principal ventaja del sistema propuesto es el bajo consumo de energía eléctrica, siendo este valor anual de 3840 KWh comparado con el elevado consumo anual de un sistema convencional de 86 400 KWh, además de evitar la emisión de 40,8 Ton de CO₂ hacia el medio ambiente contribuyendo al cuidado medio ambiental. Por otro lado, la principal desventaja del sistema es su alto costo de inversión inicial de S/.86155 comparado con la inversión de un sistema convencional de S/. 15000.
- Según los resultados de los cálculos de la evaluación económica del proyecto utilizando un interés del 10%, se tiene un VAN de S/. 31 355 siendo este indicador superior a 0 (VAN > 0); un TIR de 14,12% y una relación B/C igual a 1,25 (B/C > 1) indicando que por cada sol invertido se obtiene de ganancia 25 céntimos de sol, estos indicativos nos dice que el proyecto es rentable y viable en términos económicos. Adicionalmente se obtiene un periodo de recuperación de la inversión de 15 años, un retorno lento común en proyectos de este tipo.

VI. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

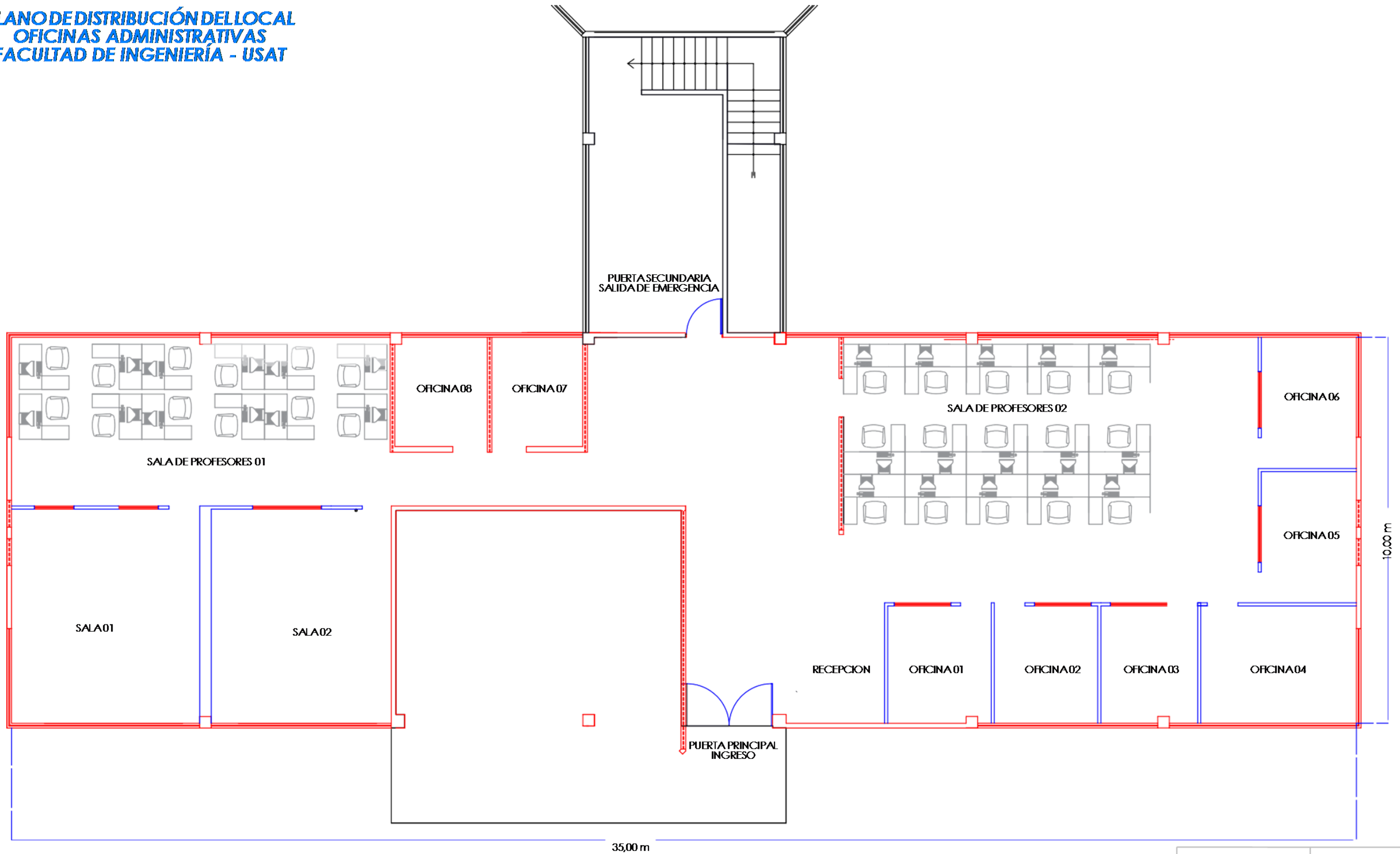
- [1] N. B. Colocho Lopez, P. A. Daza Jimenez y M. T. Guzman Alvarez, Manual basico de sistemas de aire acondicionado y extraccion mecanica de uno comun en arquitectura, Antiguo Cuscatlan: Universidad Dr. Jose Matia Delgado, 2011.
- [2] ASHRAE, ASHRAE HANDBOOK, SYSTEM AND EQUIPMENT, ASHRAE, 2000.
- [3] V. S. Diaz y R. O. Barreneche, Acondicionamiento Termico de Edificios, Buenos Aires: Nobuko, 2005.
- [4] I. d. l. C. y. Gerencia, EM. 110 Confort termico y luminico con eficiencia energetica, Lima: El Peruano, 2014.
- [5] D. Hernandez Garcia, Climatizacion Solar. Tecnologia, componentes e instalacion de sistemas de frio solar., Sevilla: PROGNSA, 2012.
- [6] A. R. Villacis Perez, Analisis y diseño de un sistema de refrigeracion por absorcion, Quito: Universidad San Francisco de Quito, 2011.
- [7] F. A. H. Morales, Acondicionamiento de aire de una vivienda ubicada en Culiacan Sinaloa mediante un sistema de refrigeracion por absorcion., Mexico DF: Escuela superior de ingenieria mecanica y electrica. Unidad Azcapotzalco., 2014.
- [8] M. d. v. d. Peru, Norma tecnica de edificacion. EM80 Instalaciones con energia solar., Lima: Ministerio de vivienda del Peru.
- [9] V. M. Mazariegos Diaz, Proyecto de instalacion de energia solar termica en edificio residencial para el acondicionamiento termico (Calefaccion y refrigeracion) y produccion de agua caliente sanitaria (ACS), Barcelona: Universidad Politecnica de Cataluña, 2010.
- [10] G. Dorregaray Portilla, Diseño del sistema de aire acondicionado de una oficina zonal publica en Pucalpa.
- [11] Y. A. Cengel y M. A. Boles, Termodinamica, Mexico D.F.: McGRAW-HILL, 2012.
- [12] C. C. d. A. Acondicionado, Manual de Aire Acondicionado, Barcelona: Marcombo, 1980.
- [13] R. y. a. acondicionado, Manual ARI, España: Prentice Hall, 1987.
- [14] C. L. Gonzalez Salas, Propuesta de un sistema de refrigeracion por absorcion para la climatizacion del edificio administrativo de la termoelectrica de Felton, Cuba: Instituto Superior Minero Metalurgico, 2014.
- [15] ClimateWell, Descripcion del producto ClimateWell 10, 2008.
- [16] D. F. Cantero, Instalacion de colectores solares para suministro de ACS en valencia, Valencia: Ingenieria tecnica industrial: mecanica. Departamento de Ingenieria Termica.

VII. ANEXOS

ANEXO 1 PLANOS DE UBICACIÓN Y DISTRIBUCIÓN

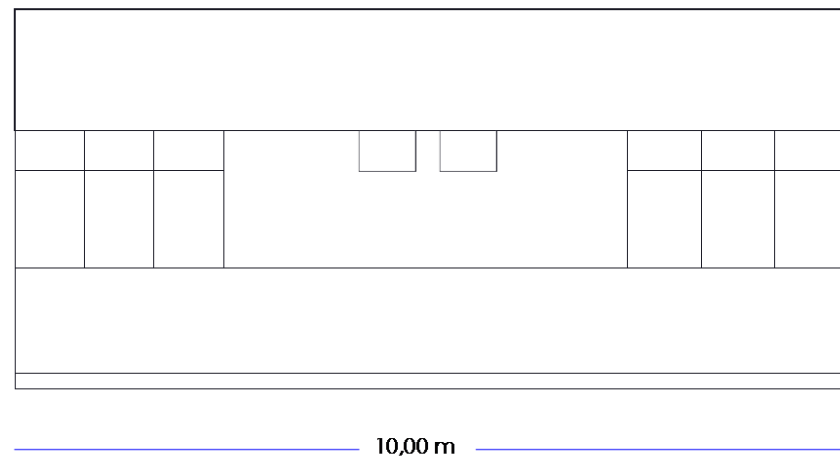
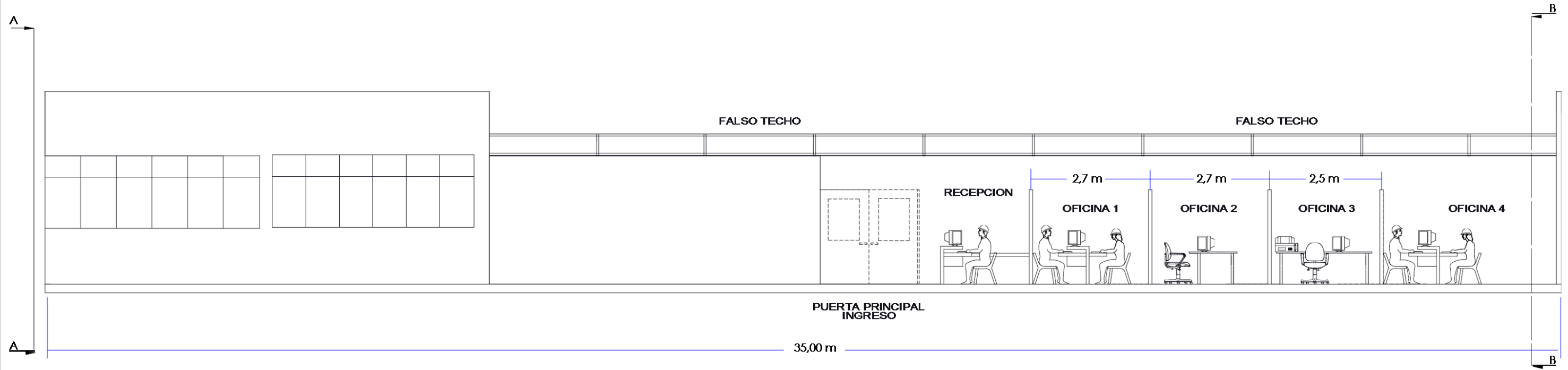
ANEXO 01 - A

**PLANO DE DISTRIBUCIÓN DEL LOCAL
OFICINAS ADMINISTRATIVAS
FACULTAD DE INGENIERÍA - USAT**

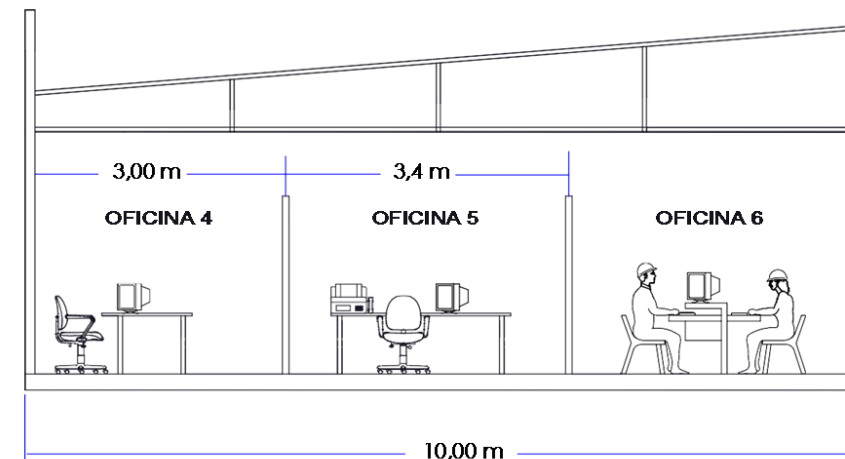


AUTOR: FRANCO ANTONIO GERMAIN RODAS GOMEZ	
OBJETO: DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DE BAJO COSTO DE OPERACION PARA LAS OFICINAS ADMINISTRATIVAS DEL CUARTO PISO DEL EDIFICIO DE INGENIERIA USAT - CHICLAYO	
Nº DE DISEÑO: PLANO DE DISTRIBUCION DEL LOCAL	85 A2
HOJA 1 DE 5	

ANEXO 01 - B
PLANOTRANSVERSALDELLOCAL
OFICINAS ADMINISTRATIVAS
FACULTAD DE INGENIERÍA - USAT



VISTA A - A



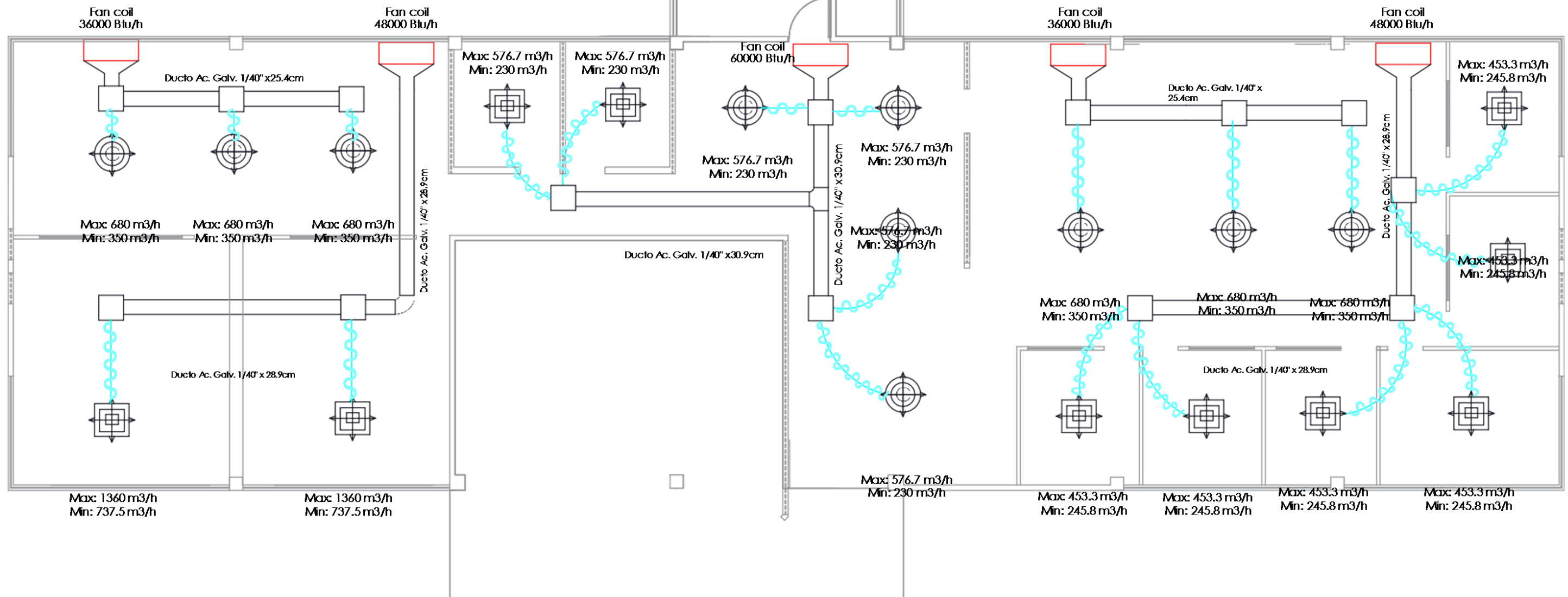
VISTA CORTE B - B

AUTOR:		FRANCO ANTONIO GERMAN RODAS GOMEZ
TÍTULO:		DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DE BAJO COSTO DE OPERACION PARA LAS OFICINAS ADMINISTRATIVAS DEL CUARTO PISO DEL EDIFICIO DE INGENIERIA USAT - CHICLAYO
N.º DE DIBUJO:		86
VISTAS TRANSVERSALES DEL LOCAL		A2

ANEXO 01 - C

PLANO DE DISTRIBUCIÓN DE FRIO EN EL LOCAL

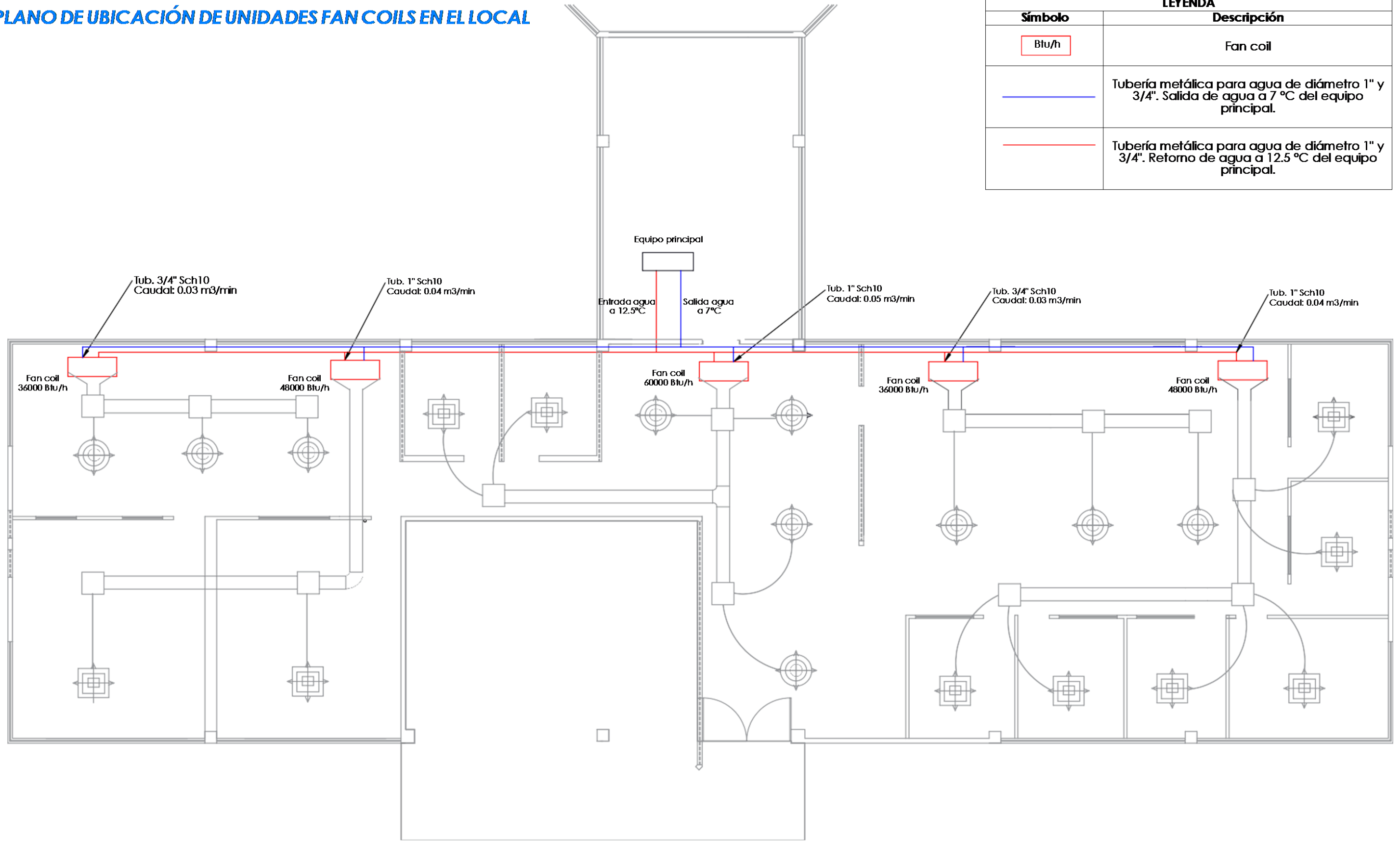
LEYENDA	
Símbolo	Descripción
Btu/h	Fan coil
	Difusor
	Difusor motorizado
	Ducto flexible cubierto con fibra de vidrio diámetro 6"



ANEXO 01 - D



PLANO DE UBICACIÓN DE UNIDADES FAN COILS EN EL LOCAL

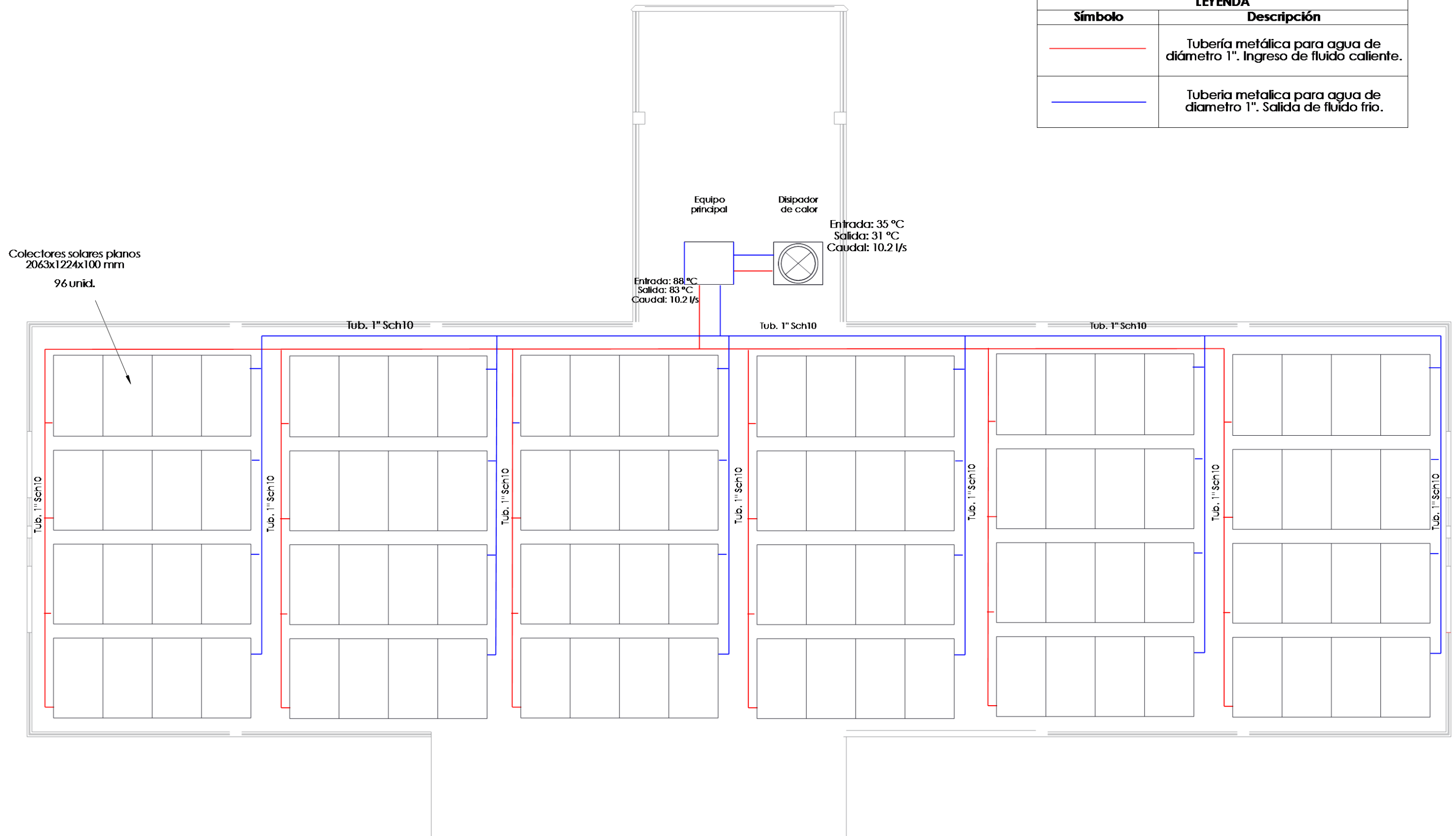
LEYENDA	
Símbolo	Descripción
Btu/h	Fan coil
—	Tubería metálica para agua de diámetro 1" y 3/4". Salida de agua a 7 °C del equipo principal.
—	Tubería metálica para agua de diámetro 1" y 3/4". Retorno de agua a 12.5 °C del equipo principal.



BACHILLER:	FRANCO ANTONIO GERMAIN RODAS GOMEZ
TÍTULO:	DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DE BAJO COSTO DE OPERACION PARA LAS OFICINAS ADMINISTRATIVAS DEL CUARTO PISO DEL EDIFICIO DE INGENIERIA USAT - CHICLAYO
N° DE DIBUJO:	PLANO DE UBICACION DE FAN COILS
	A2

PLANO DE UBICACIÓN EN AZOTEA DE COLECTORES SOLARES, EQUIPO PRINCIPAL Y EQUIPOS DISIPADOR DE CALOR

LEYENDA	
Símbolo	Descripción
	Tubería metálica para agua de diámetro 1". Ingreso de fluido caliente.
	Tubería metálica para agua de diámetro 1". Salida de fluido frío.



BACHILLER	FRANCO ANTONIO GERMAIN RODAS GOMEZ
TÍTULO:	DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DE BAJO COSTO DE OPERACION PARA LAS OFICINAS ADMINISTRATIVAS DEL CUARTO PISO DEL EDIFICIO DE INGENIERIA USAT - CHICLAYO
N° DE DIBUJO	89
UBICACION DE COLECTORES SOLARES Y UNIDADES EXTERNAS	A2

ANEXO 2
CAUDALES DE AIRE EXTERIOR

APLICACIÓN	NÚMEROS DE FUMADORES	m ³ /h por persona		m ³ /h por metro cuadrado de superficie de suelo Mínima	
		Recomendado	Mínima		
Departamento Hall de banco Salon de belleza	Normal	Pequeño	34	25	-----
	Lujo	Muy pequeño	51	42	6
		Pequeño	17	13	-----
		Muy pequeño	17	13	-----
Bolsa Bar Corredores (insuflación o Extracción) Grandes almacenes Sala de consejo	Muy grande	Grande	85	51	-----
		Grande	51	42	-----
	---	---	---	4,6	
	Pequeño	13	8,5	0,9	
	Muy grande	85	51	-----	
Farmacia*** Fábrica Garage**	Grande	17	13	-----	
	Ninguno	17	13	1,8	
	---	---	---	18,3	
Hospital Habitación de hotel Cocina Laboratorio***	Quirofano**** Habitación privada Sala común	Ninguno	---	---	36,6
		Ninguno	51	42	6
		Ninguno	34	25	-----
	Restaurante*** Privada	Grande	51	42	6
		---	---	---	73
		---	---	---	36,6
Pequeño	34	25	-----		
Sala de conferencias Despacho Restaurante	Común Privado Privado	Muy grande	85	51	22,8
		Pequeño	25	17	-----
		Ninguno	42	25	4,6
	Cafetería*** Comedor***	Grande	51	42	4,6
		Grande	20	17	-----
Grande	25	20	-----		
Aula** Tienda Teatro o sala de cine** Teatro o sala de cine** Cuartos de aseo (extracción)**	Ninguno	---	---	-----	
	Ninguno	17	13	-----	
	Ninguno	13	8,5	-----	
	Pequeño	25	17	-----	
	---	---	---	36,6	

Tabla 19. Caudales de aire exterior según la aplicación del local a estudio. Fuente: [3]

ANEXO 3
CONDICIONES DE PROYECTO RECOMENDADAS PARA AMBIENTE INTERIOR

TIPO DE APLICACIÓN	VERANO					INVIERNO				
	De Lujo		Practica Comercial			Con humectación			Sin humectación	
	Temperatura Seca K	Humedad Relativa %	Temperatura Seca K	Humedad Relativa %	Variación de Temperatura K**	Temperatura Seca K	Humedad Relativa %	Variación de Temperatura K**	Temperatura Seca K	Variación de Temperatura K***
CONFORT GENERAL Departamentos, chalet, hotel oficina, colegio, hospital, etc.	296 - 297	50 - 45	298 - 299	50 - 45	1 a 2	296 - 297	35 - 30	-1,5 a -2	297 - 298	-2
TIENDAS COMERCIALES (Ocupación de corta duración) Banco, peluquería, supermercado, grandes almacenes, etc.	297 - 299	50 - 45	299 - 300	50 - 45	1 a 2	295 -296	35 - 30 ****	-1,5 a -2	298 - 299	-2
APLICACIONES DE BAJO FACTOR DE CALOR SENSIBLE (Carga latente elevada) Auditorio, iglesia, bar, restaurante, cocina, etc.	297 - 299	55 - 50	299 - 300	60 - 50	0,5 a 1	295 -296	40 - 35	-1 a -2	298 - 299	-2
CONFORT INDUSTRIAL Secciones de montaje, salas de maquinas, etc.	298 - 300	55 - 45	299 - 302	60 - 50	2 a 3	293 - 295	35 -30	-2 a -3	294 - 296	-3

Tabla 20. Condiciones recomendadas para ambiente interior según aplicación. Fuente: [3]

ANEXO 4
DIAGRAMA DE DUHRING

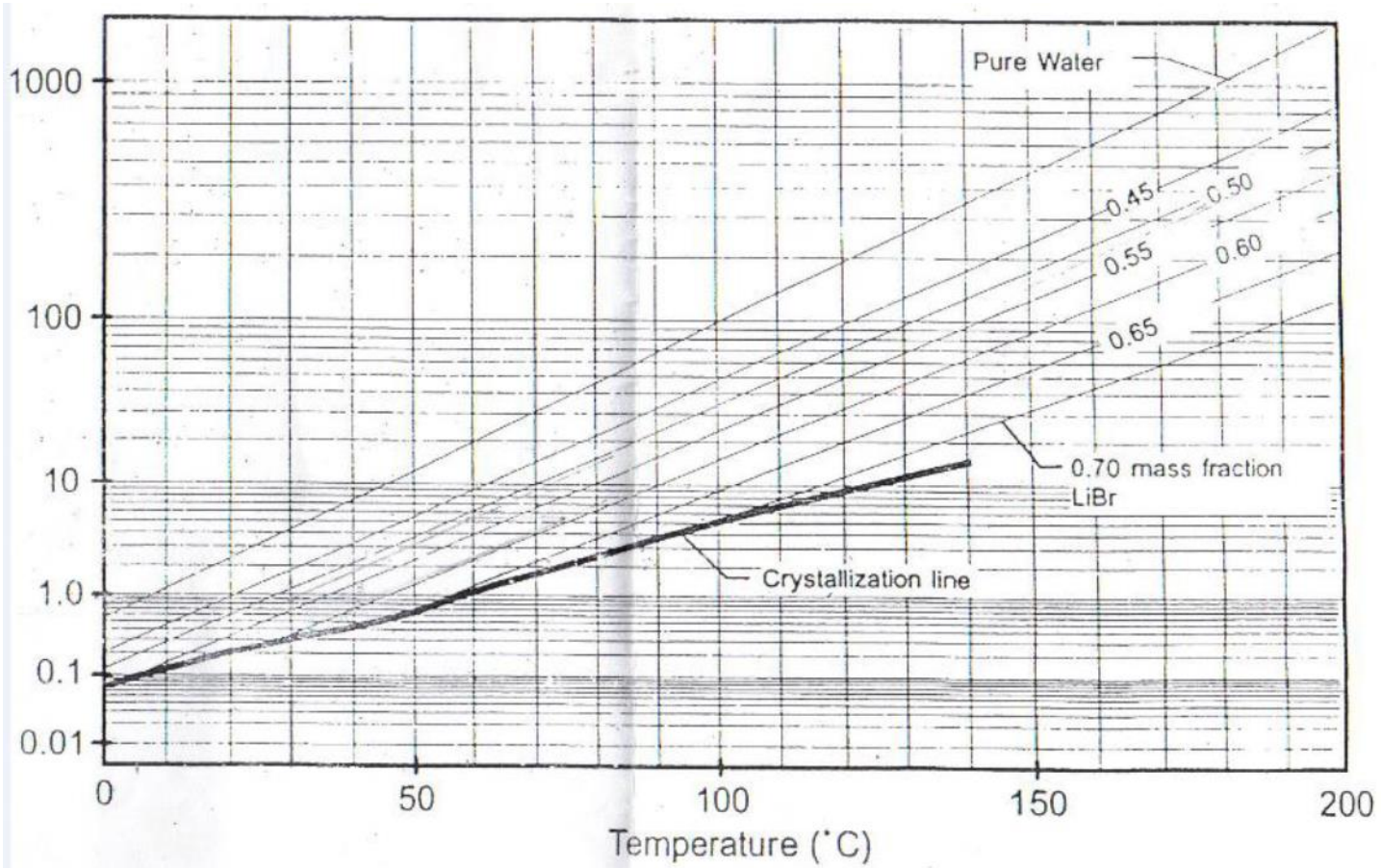


Figure 3.18 Pressure-temperature diagram for water/lithium bromide

Figura 40. Diagrama de Duhring. Fuente: [7]

ANEXO 5
DIAGRAMA DE MERKEL

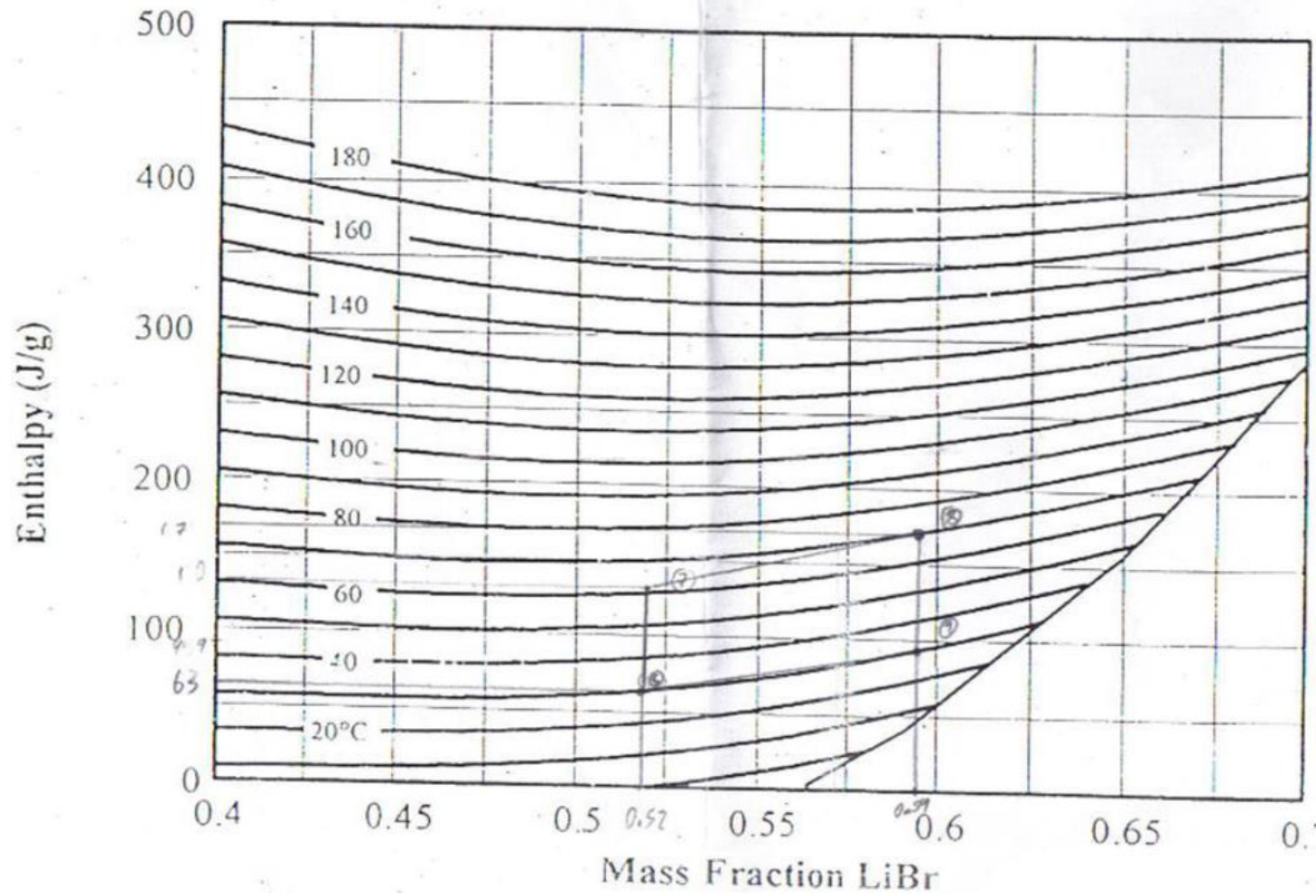


Figura 41. Diagrama de Merkel. Fuente: [7]

ANEXO 6

FACTORES DE CORRECCION DE LA RADIACION SOLAR A TRAVES DE VIDRIO DE VENTANA

Tipo de Vidrio		SIN PERSIANA O PANTALLA	PERSIANA VENECIANAS INTERIORES* Listones horizontales o verticales inclinados 45° o Cortinas de tela			PERSIANA VENECIANAS EXTERIORES Listones horizontales o inclinados 45°		PERSIANA EXTERIOR Listones inclinados 17° (horizontales) **		CORTINA EXTERIOR DE TELA Circulación de aire arriba y lateralmente *****	
			Color Claro	Color Medio	Color Oscuro	Color Claro	Exterior claro Interior oscuro	Color Medio ****	Color Oscuro ***	Color Claro	Color Medio u Oscuro
VIDRIO SENCILLO	VIDRIO SENCILLO ORDINARIO	1,00	0,56	0,65	0,75	0,15	0,13	0,22	0,15	0,20	0,25
	VIDRIO SENCILLO 6 mm	0,94	0,56	0,65	0,74	0,14	0,12	0,21	0,14	0,19	0,24
VIDRIO ABSORBENTE *****	Coefficiente de absorción 0,40 a 0,48	0,80	0,56	0,62	0,72	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
	Coefficiente de absorción 0,48 a 0,56	0,73	0,53	0,59	0,62	0,11	0,10	0,16	0,11	0,15	0,18
	Coefficiente de absorción 0,56 a 0,70	0,62	0,51	0,54	0,56	0,10	0,10	0,14	0,10	0,12	0,16
VIDRIO DOBLE	Vidrio ordinario	0,90	0,54	0,61	0,67	0,14	0,12	0,20	0,14	0,18	0,22
	Vidrios 6 mm	0,80	0,52	0,59	0,65	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
	Vidrio interior ordinario vidrio exterior absorbente de 0,48 a 0,56	0,52	0,36	0,39	0,43	0,10	0,10	0,11	0,10	0,10	0,13
	Vidrio interior de 6 mm vidrio exterior absorbente de 0,48 a 0,56	0,5	0,36	0,39	0,43	0,10	0,10	0,11	0,10	0,10	0,12
VIDRIO TRIPLE	Vidrio ordinario	0,83	0,48	0,56	0,64	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
	Vidrio de 6 mm	0,69	0,47	0,52	0,57	0,10	0,10	0,15	0,10	0,14	0,17
VIDRIO PINTADO	Color Claro	0,28	Ecuaciones Ganancia de calor por radiación solar sin pantallas de protección = = Ganancias por radiación (Tabla Nº 5) x Coeficiente "sin pantalla" (Tabla Nº 6) Ganancia de calor por radiación solar con pantallas de protección completamente bajas = = Ganancias por radiación (Tabla Nº 5) x Coeficiente correspondiente (Tabla Nº 6) Ganancia de calor por radiación solar con pantallas de protección parcialmente bajas = = Ganancias por radiación (Tabla Nº 5) x fracción-protegida x x Coeficiente correspondiente (Tabla Nº 6) + ganancia por radiación (Tabla Nº 5) x x (1 - fracción protegida) x coeficiente "sin pantalla" de tabla Nº 6								
	Color Medio	0,39									
	Color Oscuro	0,50									
VIDRIO DE COLOR *****	Ámbar	0,70									
	Rojo oscuro	0,56									
	Azul	0,60									
	Gris	0,32									
	Gris Verde	0,46									
	Opalescente Claro	0,43									
Opalescente Oscuro	0,37										

Tabla 21. Factores de correcciones de la radiación solar a través de vidrio de ventana. Fuente: [3]

ANEXO 7
GANANCIA DE CALOR POR OCUPANTES

GRADO DE ACTIVIDAD	TIPO DE APLICACIÓN	Metabolismo medio W	TEMPERATURA SECA DEL LOCAL									
			301 k		300 K		299 K		297 K		294 K	
			Sensible	Latente	Sensible	Latente	Sensible	Latente	Sensible	Latente	Sensible	Latente
Sentados, en reposo	Teatro, escuela primaria	102	51	51	57	45	62	40	67	35	76	26
Sentados, trabajo muy ligero	Escuela Secundaria	116	52	64	56	60	63	53	70	46	79	37
Empleado de oficina	Oficina, hotel, departamento	131	52	79	58	73	63	68	71	60	83	48
De pie, marcha lenta	Almacenes, tienda	131	52	79	58	73	63	68	71	60	83	48
Sentado, de pie	Farmacia	147	52	95	58	89	64	83	74	73	85	62
De pie, marcha lenta	Banco	147	52	95	58	89	64	83	74	73	85	62
Sentado	Restaurante	162	56	106	64	98	71	91	83	79	94	68
Sentado ligero en el banco del taller	Fabrica de trabajo ligero	220	56	164	64	156	72	148	86	134	107	113
Baile o danza	Sala de baile	249	64	185	72	177	80	169	95	154	117	132
Marcha 5 km/h	Fabrica de trabajo pesado	293	79	214	88	205	97	196	112	181	135	158
Trabajo pesado	Pista de bowling, Fábrica	424	131	293	136	288	142	282	154	270	176	248

Tabla 22. Ganancia de calor por ocupantes según el grado de actividad y tipo de aplicación. Fuente: [3]

ANEXO 8 CARTA PSICROMETRICA

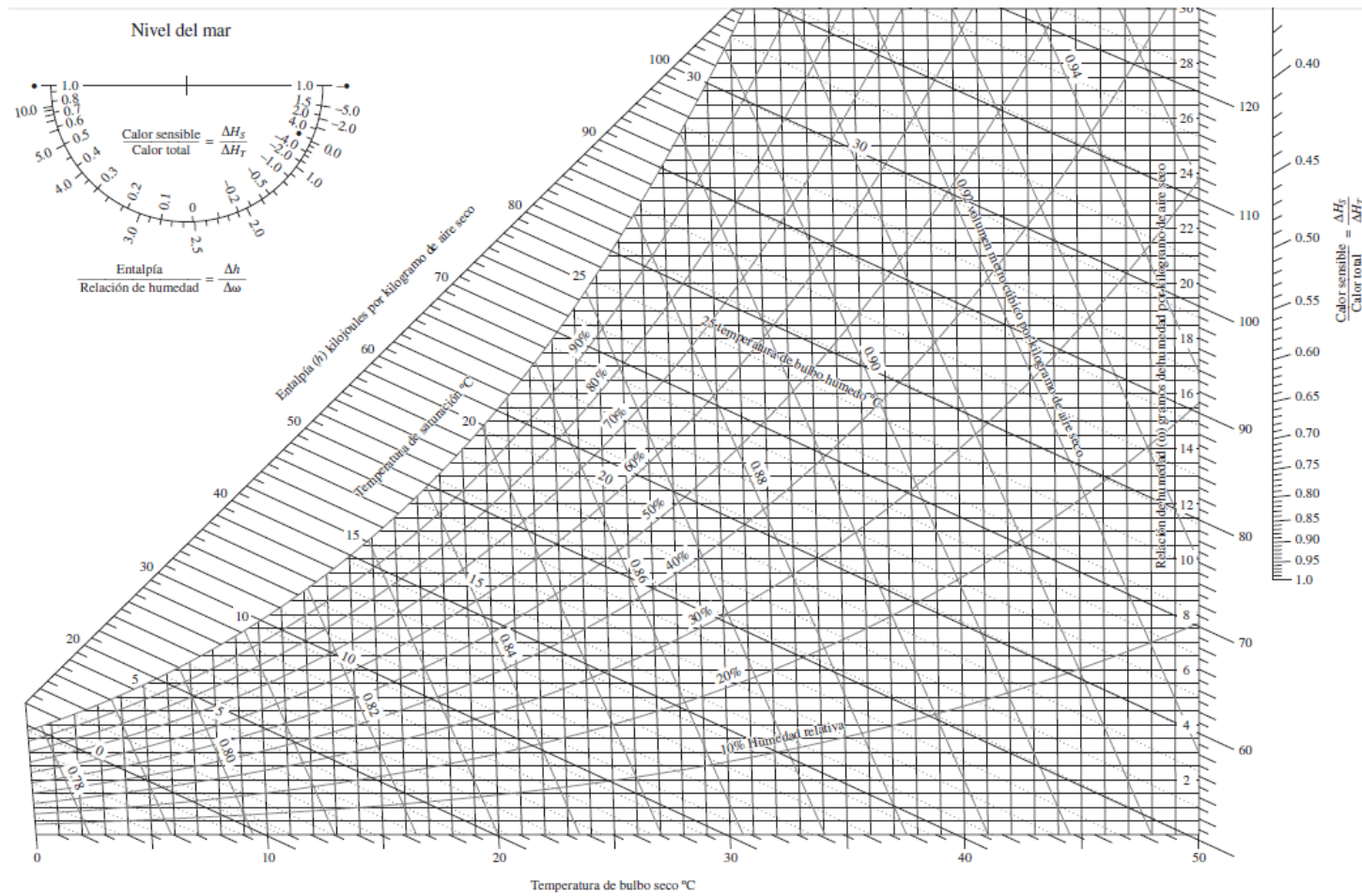


Figura 42. Carta psicrométrica. Fuente: [11]

ANEXO 9
APORTACIONES SOLARES A TRAVES DEL VIDRIO SENCILLO
(TABLA DE UTILIZACION PARA EL CÁLCULO)

TABLA UTILIZADA PARA HALLAR APORTACIONES SOLARES A TRAVES DEL VIDRIO SENCILLO (W/m ²) (Libro: Acondicionamiento Térmico de Edificios. Ing. Victorio Diaz / Ing. Raul Barreneche)														
LATITUD SUR		HORA SOLAR												
Época	Orientación	06:00	07:00	08:00	09:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00
22 dic.	SE	173	412	480	440	333	204	87	44	44	41	34	24	6
	NE	56	153	173	135	78	44	44	44	44	41	34	24	6
	NO	6	24	24	41	44	44	44	44	78	135	173	153	56
	SO	6	24	24	41	44	56	87	204	333	440	480	412	173
	Horizontal	12	138	336	522	645	732	764	732	645	522	336	138	12
21 ene. 21 nov.	SE	131	399	465	418	342	175	68	44	44	41	34	22	2
	NE	81	295	208	175	100	44	44	44	44	41	34	22	2
	NO	2	22	34	41	44	44	44	44	100	175	208	179	81
	SO	2	22	34	41	44	44	68	175	342	418	465	399	131
	Horizontal	9	131	336	522	660	742	776	742	660	522	336	131	9
20 feb. 23 oct.	SE	53	355	408	349	252	107	44	44	44	41	34	22	2
	NE	56	248	295	267	188	85	44	44	44	41	34	22	2
	NO	2	22	34	41	44	44	44	85	188	267	295	248	56
	SO	2	22	34	41	44	44	44	107	252	349	408	355	53
	Horizontal	6	119	329	524	669	761	786	761	669	524	329	119	6
22 mar. 22 sep.	SE	2	280	324	252	142	53	44	44	44	41	34	19	2
	NE	2	305	399	383	295	175	66	44	44	41	34	19	2
	NO	2	19	34	41	44	44	66	175	295	383	399	305	2
	SO	2	19	34	41	44	44	44	53	142	252	324	280	2
	Horizontal	2	97	305	502	651	739	776	739	651	502	305	97	2
20 abr. 24 ago.	SE	0	182	208	138	87	44	44	44	44	41	31	15	0
	NE	0	324	462	469	386	254	144	56	44	41	31	15	0
	NO	0	15	31	41	44	56	144	254	386	469	462	324	0
	SO	0	15	31	41	44	44	44	44	87	138	208	182	0
	Horizontal	0	68	267	437	607	691	723	691	607	437	267	68	0
21 may. 22 jul.	SE	0	85	116	53	41	44	44	44	41	37	28	12	0
	NE	0	311	480	506	459	342	219	97	53	37	28	12	0
	NO	0	12	28	337	53	97	219	342	459	506	480	346	0
	SO	0	12	28	37	41	44	44	44	41	53	116	85	0
	Horizontal	0	53	195	412	550	635	660	635	550	412	195	53	0
21 jun.	SE	0	46	87	53	41	44	44	44	41	37	28	12	0
	NE	0	311	484	513	469	380	248	113	72	37	28	12	0
	NO	0	12	28	37	72	113	248	380	469	513	484	311	0
	SO	0	12	28	37	41	44	44	44	41	53	87	46	0
	Horizontal	0	44	208	377	524	607	635	607	524	377	208	44	0

Tabla 23. Aportaciones solares a través del vidrio sencillo utilizadas para el cálculo de carga térmica por radiación.

Fuente: [3]

ANEXO 10
APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DEL VIDRIO SENCILLO
(TABLA DE APORTACIONES AL LOCAL DE ESTUDIO)

APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DEL VIDRIO SENCILLO (W/m ²)														
LATITUD SUR		HORA SOLAR												
Época	Orientación	06:00	07:00	08:00	09:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00
22 dic.	SE	3 197	7 614	8 870	8 131	6 154	3 770	1 608	813	813	758	628	444	111
	NE	314	857	969	756	437	246	246	246	246	230	190	134	34
	NO	165	659	659	1 125	1 207	1 207	1 207	1 207	2 140	3 704	4 747	4 198	1 537
	SO	34	134	134	230	246	314	487	1 142	1 865	2 464	2 688	2 307	969
		3 709	9 264	10 632	10 242	8 044	5 537	3 549	3 409	5 065	7 156	8 254	7 083	2 650
21 ene. 21 nov.	SE	2 421	7 374	8 593	7 725	6 320	3 234	1 257	813	813	758	628	407	37
	NE	454	1 652	1 165	980	560	246	246	246	246	230	190	123	11
	NO	55	604	933	1 125	1 207	1 207	1 207	1 207	2 744	4 802	5 708	4 912	2 223
	SO	11	123	190	230	246	246	381	980	1 915	2 341	2 604	2 234	734
		2 941	9 752	10 881	10 059	8 334	4 934	3 091	3 247	5 719	8 130	9 130	7 676	3 004
20 feb. 23 oct.	SE	979	6 560	7 540	6 450	4 657	1 977	813	813	813	758	628	407	37
	NE	314	1 389	1 652	1 495	1 053	476	246	246	246	230	190	123	11
	NO	55	604	933	1 125	1 207	1 207	1 207	2 332	5 159	7 326	8 095	6 805	1 537
	SO	11	123	190	230	246	246	246	599	1 411	1 954	2 285	1 988	297
		1 359	8 676	10 315	9 299	7 164	3 907	2 513	3 991	7 629	10 268	11 198	9 323	1 882
22 mar. 22 sep.	SE	37	5 174	5 988	4 657	2 624	979	813	813	813	758	628	351	37
	NE	11	1 708	2 234	2 145	1 652	980	370	246	246	230	190	106	11
	NO	55	521	933	1 125	1 207	1 207	1 811	4 802	8 095	10 510	10 949	8 369	55
	SO	11	106	190	230	246	246	246	297	795	1 411	1 814	1 568	11
		114	7 510	9 345	8 156	5 730	3 413	3 240	6 158	9 950	12 908	13 582	10 395	114
20 abr. 24 ago.	SE	0	3 363	3 844	2 550	1 608	813	813	813	813	758	573	277	0
	NE	0	1 814	2 587	2 626	2 162	1 422	806	314	246	230	174	84	0
	NO	0	412	851	1 125	1 207	1 537	3 951	6 970	10 592	12 869	12 677	8 891	0
	SO	0	84	174	230	246	246	246	246	487	773	1 165	1 019	0
		0	5 673	7 455	6 531	5 223	4 019	5 817	8 343	12 139	14 629	14 589	10 271	0
21 may. 22 jul.	SE	0	1 571	2 144	979	758	813	813	813	758	684	517	222	0
	NE	0	1 742	2 688	2 834	2 570	1 915	1 226	543	297	207	157	67	0
	NO	0	329	768	9 247	1 454	2 662	6 009	9 384	12 595	13 885	13 171	9 494	0
	SO	0	67	157	207	230	246	246	246	230	297	650	476	0
		0	3 709	5 757	13 268	5 012	5 636	8 295	10 987	13 879	15 072	14 495	10 259	0
21 jun.	SE	0	850	1 608	979	758	813	813	813	758	684	517	222	0
	NE	0	1 742	2 710	2 873	2 626	2 128	1 389	633	403	207	157	67	0
	NO	0	329	768	1 015	1 976	3 101	6 805	10 427	12 869	14 077	13 281	8 534	0
	SO	0	67	157	207	230	246	246	246	230	297	487	258	0
		0	2 988	5 243	5 075	5 589	6 288	9 253	12 120	14 260	15 264	14 442	9 080	0

Tabla 24. Aportaciones solares a través del vidrio sencillo calculado para el local de estudio. Fuente: Elaboración propia.

ANEXO 11
DATOS DE RADIACIÓN SOLAR EN LA CIUDAD DE CHICLAYO

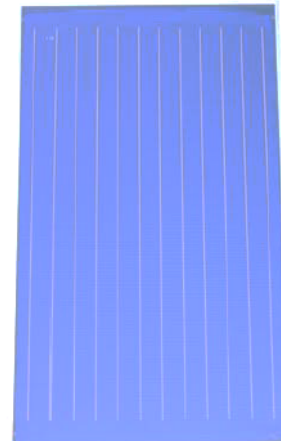
Month	Air temperature	Relative humidity	Daily solar radiation - horizontal	Atmospheric pressure	Wind speed	Earth temperature	Heating degree-days	Cooling degree-days
	°C	%	kWh/m ² /d	kPa	m/s	°C	°C-d	°C-d
January	22.4	60.6%	5.70	90.2	2.5	27.7	0	393
February	22.7	63.9%	5.55	90.1	2.5	26.9	0	364
March	23.0	63.0%	5.84	90.1	2.5	27.3	0	408
April	23.2	58.3%	5.38	90.1	2.8	27.8	0	402
May	23.0	51.0%	4.89	90.2	3.1	27.4	0	410
June	22.4	45.7%	4.47	90.2	3.9	26.3	0	381
July	22.0	41.0%	4.48	90.3	3.8	25.9	0	383
August	22.3	39.6%	4.91	90.3	3.6	27.1	0	395
September	22.6	42.9%	5.59	90.2	3.4	28.5	0	392
October	22.4	47.2%	5.95	90.2	2.9	29.2	0	399
November	21.9	52.3%	5.98	90.2	2.8	28.6	0	370
December	22.1	57.5%	5.86	90.2	2.6	28.4	0	388

Tabla 25. Datos de radiación solar en la ciudad de Chiclayo. Fuente: <https://eosweb.larc.nasa.gov/sse/RETScreen/>

ANEXO 12

CARACTERISTICAS TECNICAS DEL COLECTOR SOLAR PLANO

- Captador solar plano certificado de alta eficiencia.
- Absorbedor de cobre con recubrimiento altamente selectivo de óxido de titanio y soldadura por ultrasonidos.
- Circuito absorbedor de cobre tipo parrilla.
- Gran superficie útil de captación: 2,36 m²
- Cubierta de vidrio templado de 4 mm de espesor y bajo contenido en hierro.
- Acoplamiento para sonda de temperatura en contacto con el absorbedor que asegura un óptimo control de la temperatura del captador, sin necesidad de elementos o accesorios externos.
- Aislamiento de lana mineral de elevado espesor: 50mm.
- Racores laterales de rápida y segura interconexión.
- Accesorios de conexión incluidos en el captador.
- Instalación en posición vertical.
- Excelentes costes de montaje en instalaciones de cualquier tamaño.



COMPONENTES	
Absorbedor	Lámina de cobre con recubrimiento selectivo de óxido de titanio y parrilla de 12 tubos de cobre de Ø 8 mm unida a 2 tubos colectores de cobre de Ø 22 mm
Cubierta transparente	Vidrio solar de seguridad y bajo contenido en hierro, templado, de espesor 4 mm.
Caja captador	Marco y fondo de perfil de aluminio anodizado.
Aislamiento térmico	Lana mineral de 50 mm de espesor.
Conexiones	4 uniones roscadas de 1", en un lado son uniones macho y en el otro hembra.
Características constructivas y dimensionales	
Dimensiones externas (mm)	2063 x 1224 x 100 (2,53 m ²)
Dimensiones absorbedor (m ²)	2,35
Dimensiones apertura (m ²)	2,36
Peso en vacío (kg)	45
Capacidad de líquido (l)	1,7
Características funcionales	
Presión máxima de trabajo (bar)	10
Temperatura de estancamiento (°C)	210
Fluido de trabajo	Agua o agua + anticongelante
ABSORTIVIDAD Y EMISIVIDAD	95% - 5%
CURVA DE RENDIMIENTO	$\eta_0: 0,761$ Coeficiente de pérdidas $a_1: 2,956 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ Coeficiente de pérdidas $a_2: 0,034 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^2)$
$\eta = \eta_0 - a_1 (\Delta T/G) - a_2 \Delta T^2/G$	

Tabla 26. Características técnicas del colector solar plano seleccionado. Fuente: <http://deltavolt.pe/>

ANEXO 13
CARACTERISTICAS TECNICAS DEL SISTEMA PROPUESTO



PLANTAS ENFRIADORAS DE AGUA YAZAKI POR CICLO DE ABSORCIÓN								
TABLA ESPECIFICACIONES UNIDADES ACCIONADAS POR AGUA CALIENTE								
			Unidad de medida	MODELOS				
				WFC-SC5	WFC-SC10	WFC-SC20	WFC-SC30	WFC-SC50
Capacidad frigorífica			kW	17,6	35,2	70,3	105,0	176,0
Agua refrigerada	Temperatura agua refrigerada	entrada	°C	12,5				
		salida	°C	7				
	Pérdida de carga evaporador	kPa	56	51,0	59,8	60,8	35,9	
	Presión estática máxima	kPa	588					
	Caudal de agua	l/s	0,77	1,53	3,06	4,58	7,64	
Volumen de agua contenido			l	8	17	47	73	120
Agua de enfriamiento para disipación calor	Calor a disipar		kW	42,7	85,4	171,0	256,0	428,0
	Temperatura	entrada	°C	31,0				
		salida	°C	35,0				
	Pérdida de carga absorbocond.		kPa	41	85,3	45,3	46,4	37,4
	Factor ensuciamiento		kW/ThK/m²	0,086				
	Presión estática máxima		kPa	588				
	Caudal de agua		l/s	2,5	5,1	10,2	15,3	25,6
Volumen de agua contenido		l	37	66	125	194	335	
Energía en forma de agua caliente al generador	Potencia calorífica a la entrada		kW	25,1	50,2	100,0	151,0	252,0
	Temperatura	entrada	°C	88				
		salida	°C	83				
		rango	°C	70 ~ 95				
	Pérdida de carga en generador		kPa	88	82,2 + 10%	38,2 + 10%	48,1 + 10%	86,7
	Presión estática máxima		kPa	588				
Caudal de agua		l/s	1,2	2,4	4,8	7,2	12,0	
Volumen de agua contenido		l	10	21	54	84	170	
Electricidad	Potencia suministro			Mono 220V		380V c.a. - III - 50Hz		
	Consumo		W	48	210	260	310	
	Intensidad		A	0,23	0,43	0,92	1,25	
Control	Refrigeración		Todo - nada					
Dimensiones	Ancho		mm	594	760	1060	1380	1780
	Fondo		mm	744	970	1220	1520	1960
	Alto (incluidas placas fijación)		mm	1736	1920	2030	2065	2135
Peso	En vacío		kg	365	500	930	1450	2.400
	En carga		kg	600	1.155	1.800	3.025	
Acústica	Nivel sonoro		dB(A)	46	49	52	54	
Sección tubos agua	Agua refrigerada			DN-32	DN-40	DN-50		DN-80
	Agua enfriamiento (torre)			DN-40	DN-50		DN-65	DN-80
	Agua caliente generador			DN-40		DN-50	DN-65	DN-80
Envolvente y acabado exterior: Envolvente de chapa galvanizada y pintada en caliente de color metalizado plata, resistente al agua e instalable tanto en el interior como en el exterior.								

Tabla 27. Características técnicas del equipo por absorción propuesto para el proyecto. Fuente: www.absorbsystem.com

ANEXO 14
TABLAS DE PROPIEDADES DEL AGUA SATURADA

TABLAS DE PROPIEDADES, FIGURAS Y DIAGRAMAS (UNIDADES SI)

TABLA A-4

Agua saturada. Tabla de temperaturas

Temp., T °C	Pres. sat., P _{sat} kPa	Volumen específico, m ³ /kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, kJ/kg · K		
		Líqu. sat., v _f	Vapor sat., v _g	Líqu. sat., u _f	Evap., u _{fg}	Vapor sat., u _g	Líqu. sat., h _f	Evap., h _{fg}	Vapor sat., h _g	Líqu. sat., s _f	Evap., s _{fg}	Vapor sat., s _g
0.01	0.6117	0.001000	206.00	0.000	2374.9	2374.9	0.001	2500.9	2500.9	0.0000	9.1556	9.1556
5	0.8725	0.001000	147.03	21.019	2360.8	2381.8	21.020	2489.1	2510.1	0.0763	8.9487	9.0249
10	1.2281	0.001000	106.32	42.020	2346.6	2388.7	42.022	2477.2	2519.2	0.1511	8.7488	8.8999
15	1.7057	0.001001	77.885	62.980	2332.5	2395.5	62.982	2465.4	2528.3	0.2245	8.5559	8.7803
20	2.3392	0.001002	57.762	83.913	2318.4	2402.3	83.915	2453.5	2537.4	0.2965	8.3696	8.6661
25	3.1698	0.001003	43.340	104.83	2304.3	2409.1	104.83	2441.7	2546.5	0.3672	8.1895	8.5567
30	4.2469	0.001004	32.879	125.73	2290.2	2415.9	125.74	2429.8	2555.6	0.4368	8.0152	8.4520
35	5.6291	0.001006	25.205	146.63	2276.0	2422.7	146.64	2417.9	2564.6	0.5051	7.8466	8.3517
40	7.3851	0.001008	19.515	167.53	2261.9	2429.4	167.53	2406.0	2573.5	0.5724	7.6832	8.2556
45	9.5953	0.001010	15.251	188.43	2247.7	2436.1	188.44	2394.0	2582.4	0.6386	7.5247	8.1633
50	12.352	0.001012	12.026	209.33	2233.4	2442.7	209.34	2382.0	2591.3	0.7038	7.3710	8.0748
55	15.763	0.001015	9.5639	230.24	2219.1	2449.3	230.26	2369.8	2600.1	0.7680	7.2218	7.9898
60	19.947	0.001017	7.6670	251.16	2204.7	2455.9	251.18	2357.7	2608.8	0.8313	7.0769	7.9082
65	25.043	0.001020	6.1935	272.09	2190.3	2462.4	272.12	2345.4	2617.5	0.8937	6.9360	7.8296
70	31.202	0.001023	5.0396	293.04	2175.8	2468.9	293.07	2333.0	2626.1	0.9551	6.7989	7.7540
75	38.597	0.001026	4.1291	313.99	2161.3	2475.3	314.03	2320.6	2634.6	1.0158	6.6655	7.6812
80	47.416	0.001029	3.4053	334.97	2146.6	2481.6	335.02	2308.0	2643.0	1.0756	6.5355	7.6111
85	57.868	0.001032	2.8261	355.96	2131.9	2487.8	356.02	2295.3	2651.4	1.1346	6.4089	7.5435
90	70.183	0.001036	2.3593	376.97	2117.0	2494.0	377.04	2282.5	2659.6	1.1929	6.2853	7.4782
95	84.609	0.001040	1.9808	398.00	2102.0	2500.1	398.09	2269.6	2667.6	1.2504	6.1647	7.4151
100	101.42	0.001043	1.6720	419.06	2087.0	2506.0	419.17	2256.4	2675.6	1.3072	6.0470	7.3542
105	120.90	0.001047	1.4186	440.15	2071.8	2511.9	440.28	2243.1	2683.4	1.3634	5.9319	7.2952
110	143.38	0.001052	1.2094	461.27	2056.4	2517.7	461.42	2229.7	2691.1	1.4188	5.8193	7.2382
115	169.18	0.001056	1.0360	482.42	2040.9	2523.3	482.59	2216.0	2698.6	1.4737	5.7092	7.1829
120	198.67	0.001060	0.89133	503.60	2025.3	2528.9	503.81	2202.1	2706.0	1.5279	5.6013	7.1292
125	232.23	0.001065	0.77012	524.83	2009.5	2534.3	525.07	2188.1	2713.1	1.5816	5.4956	7.0771
130	270.28	0.001070	0.66808	546.10	1993.4	2539.5	546.38	2173.7	2720.1	1.6346	5.3919	7.0265
135	313.22	0.001075	0.58179	567.41	1977.3	2544.7	567.75	2159.1	2726.9	1.6872	5.2901	6.9773
140	361.53	0.001080	0.50850	588.77	1960.9	2549.6	589.16	2144.3	2733.5	1.7392	5.1901	6.9294
145	415.68	0.001085	0.44600	610.19	1944.2	2554.4	610.64	2129.2	2739.8	1.7908	5.0919	6.8827
150	476.16	0.001091	0.39248	631.66	1927.4	2559.1	632.18	2113.8	2745.9	1.8418	4.9953	6.8371
155	543.49	0.001096	0.34648	653.19	1910.3	2563.5	653.79	2098.0	2751.8	1.8924	4.9002	6.7927

Tabla 28. Tabla de propiedades del agua saturada. Fuente: [11]

ANEXO 15
DATOS CLIMATOLOGICOS DE VERANO 2015-2016 .LAMBAYEQUE-PERU.

Día/mes/año	Temperatura Max (°c)	Temperatura Min (°c)	Temperatura Bulbo Seco (°c)			Temperatura Bulbo Humedo (°c)			Precipitacion (mm)		Direccion del Viento 13h	Velocidad del Viento 13h (m/s)
			07	13	19	07	13	19	07	19		
01-Ene-2015	28.1	19.9	20.1	27.3	21.5	18.8	22	19.3	0	0	S	2
02-Ene-2015	28.8	19.4	20.2	27.2	21.4	18.9	21.6	19.6	0	0	SSW	4
03-Ene-2015	27.5	20.1	21.2	26.8	21.2	18.6	21.6	19.2	0	0	S	6
04-Ene-2015	26.6	19.4	19.6	26	21.7	19	21.6	19.4	0	0	S	4
05-Ene-2015	26.8	19.5	20.1	26.4	21.6	19.1	21	19.5	0	0	S	4
06-Ene-2015	27.2	20	20.1	26.3	21.6	19.1	21.7	19.7	0	0	S	4
07-Ene-2015	27.3	19.6	19.9	27	21.8	19.3	21.7	19.5	0	0	SW	4
08-Ene-2015	27.2	18.4	19.9	26.2	22	18.9	21.2	19.8	0	0	SW	4
09-Ene-2015	28.1	19.3	20.5	27.1	22.1	19.3	21.7	20.1	0	0	SSW	4
10-Ene-2015	29	20.6	21	28.1	22.9	19.6	21.8	20.2	0	0	S	4
11-Ene-2015	27.9	20.4	21.1	27.1	22.2	19.3	21.4	19.9	0	0	S	6
12-Ene-2015	29.2	20.5	20.8	28.3	22.4	19.4	22.4	20	0	0	SSW	4
13-Ene-2015	29	19.8	20	28.4	22.6	18.8	23.4	20	0	0	SSW	4
14-Ene-2015	29.1	19.4	20.2	28.4	21.8	19	22.2	19.8	0	0	S	4
15-Ene-2015	27.8	19.5	20.2	26.9	22.6	19	21.9	20.1	0	0	S	4
16-Ene-2015	27.4	20.3	20.9	26.1	22	19.4	21	19.9	0	0	SSW	4
17-Ene-2015	27.2	19.9	20.1	26.8	22	19.2	21.6	19.6	0	0	S	6
18-Ene-2015	28.2	20.1	20.3	27.8	22.4	18.7	21.7	19.3	0	0	S	4
19-Ene-2015	27.4	19.4	19.7	25.1	21.5	18.4	20.3	18.9	-888	0	S	4
20-Ene-2015	27.8	20	20.2	26.4	22.5	18.7	21.3	20	0	0	SSW	4
21-Ene-2015	28.4	19.9	20.3	27.5	22.4	19	21.8	19.6	0	0	S	6
22-Ene-2015	26.3	20	20.1	23.4	21.5	19.1	20.3	19.5	0	0	S	4
23-Ene-2015	29.6	20.2	21.5	28.9	22.2	19.6	22.5	19.4	0	0	S	2
24-Ene-2015	29.3	19.9	20.3	28.1	22.6	19.4	22.1	19.8	0	0	S	4
25-Ene-2015	29	20.2	20.6	28.9	22	19.1	22.5	19.9	0	0	S	4
26-Ene-2015	27.9	20.3	21.1	27.3	23.4	19.7	22.8	21.1	0	0	S	4
27-Ene-2015	29.8	20.5	21.8	28.7	23.6	20.2	23	21.6	0	0	S	4
28-Ene-2015	28.1	20.6	21	27.1	23	20	22.9	21.3	0	0	SSE	4
29-Ene-2015	28.7	21.1	21.6	26.1	23.2	20.8	21.9	21	0	0	SSE	6
30-Ene-2015	27.5	21.2	21.4	27.2	22.7	20.3	22.7	20.9	0	0	S	6
31-Ene-2015	26.7	21.1	21.2	25.4	22.8	20.9	22.8	21	0	0	S	2

Día/mes/año	Temperatura Max (°c)	Temperatura Min (°c)	Temperatura Bulbo Seco (°c)			Temperatura Bulbo Humedo (°c)			Precipitacion (mm)		Direccion del Viento 13h	Velocidad del Viento 13h (m/s)
			07	13	19	07	13	19	07	19		
01-Feb-2015	26.9	20.6	20.7	26.1	22.9	20.4	22.6	21.4	0	0	S	4
02-Feb-2015	29.3	20.7	21.2	27.1	23.6	21	23	21.4	0	0	S	4
03-Feb-2015	28	20.9	21.1	27.1	22.8	20.6	23.3	21.7	0	0	S	4
04-Feb-2015	28.4	21.1	21.2	27.7	22.6	20.5	23.7	21.5	0	0	SSW	4
05-Feb-2015	27.8	20.1	21.5	27.3	23.6	20.8	23.4	21.7	0	0	S	4
06-Feb-2015	28.4	21.6	21.9	27.1	24.2	21.2	23.5	21.6	0	0	S	4
07-Feb-2015	28.7	22	22.1	27.9	24.2	21.3	23.7	21.6	0	0	S	4
08-Feb-2015	29.2	22	22.4	27.8	24.6	21.1	22.7	22.5	0	0	S	2
09-Feb-2015	30	22.4	22.8	29.4	24.9	22	23.6	23.1	0	0	SW	4
10-Feb-2015	30.4	23	23.1	28.7	24.8	21.9	23.8	22.4	0	0	SW	4
11-Feb-2015	28.7	22.1	22.6	27.8	24.4	22	23.6	23	0	0	S	4
12-Feb-2015	28.7	21.9	22.4	28.3	24	21.5	23.8	21.8	0	0	S	4
13-Feb-2015	28.4	22.4	22.6	27.6	24.4	22	24.1	22	0	0	S	2
14-Feb-2015	29.2	22.6	22.9	28.3	24	22.2	23.9	22.2	0	0	S	4
15-Feb-2015	28.2	22	22.2	27.5	23.6	21.3	23.3	21.3	0	0	S	6
16-Feb-2015	27.8	21.4	21.7	27.3	23.8	20.7	23.6	21.8	0	0	SSW	4
17-Feb-2015	29	22.4	22.9	27.8	23.6	21.7	23.6	21.8	0	0	S/D	-999
18-Feb-2015	29.2	20.9	21.2	28.7	23.7	20.6	24.3	21.9	0	0	S/D	-999
19-Feb-2015	30.6	21.9	22.1	29.7	24	20.8	24.2	21.7	0	0	S/D	-999
20-Feb-2015	29.9	21.4	21.6	29.4	24.3	20.5	24.2	21.1	0	0	S/D	-999
21-Feb-2015	31.2	21.6	22.2	29.3	24.5	21.1	23.9	21.2	0	0	S/D	-999
22-Feb-2015	28.7	21.4	21.6	-999	22.6	20.6	-999	21.6	0	0	S/D	-999
23-Feb-2015	27.7	20.2	21.1	27.3	23.3	20.7	23	21.6	0	0	S/D	-999
24-Feb-2015	26.8	21.4	22	26.1	23.4	20.9	22.9	21.2	0	0	S/D	-999
25-Feb-2015	28.5	21.1	21.2	28	23.1	20.9	23.9	21	.5	0	S/D	-999
26-Feb-2015	30.4	21.2	21.9	27.8	23.8	21	23.8	22	0	0	S/D	-999
27-Feb-2015	30.8	21.8	21.9	29.8	24	21.3	24.4	21.2	0	0	S/D	-999
28-Feb-2015	29.8	21.5	21.6	28.9	23	20.8	24.3	21.2	0	0	S/D	-999

Día/mes/año	Temperatura Max (°c)	Temperatura Min (°c)	Temperatura Bulbo Seco (°c)			Temperatura Bulbo Humedo (°c)			Precipitación (mm)		Dirección del Viento 13h	Velocidad del Viento 13h (m/s)
			07	13	19	07	13	19	07	19		
01-Mar-2015	28.2	20.5	20.8	27.1	23	20	23.5	21.2	0	0		
02-Mar-2015	29.2	20.9	21.7	28.5	23.4	20.8	23.8	21.4	0	0		
03-Mar-2015	27.2	20.7	20.9	26.4	22.7	20.2	22.9	21.2	0	0		
04-Mar-2015	29.1	21	21.6	28.3	23	20.5	23.3	20.7	0	0		
05-Mar-2015	28	19.8	19.9	27.3	22.6	19.6	23.4	20.8	0	0		
06-Mar-2015	27.2	20.1	21.2	26.4	22.8	20.5	22.5	20.5	0	0		
07-Mar-2015	27.6	20.1	20.3	26.8	22.8	19.6	22.9	21.1	0	0		
08-Mar-2015	29	20.4	20.5	28.1	23	19.8	23.3	21	0	0		
09-Mar-2015	28.1	20.2	21	26.9	22.8	20.3	23.2	20.9	0	0		
10-Mar-2015	28.1	19.6	19.8	27.1	22.8	19.1	22.9	21.3	0	0		
11-Mar-2015	29.2	20	20.6	28.8	22.9	19.9	24.1	20.8	0	0		
12-Mar-2015	29.3	20.1	21.6	28.7	23.4	20.4	23.7	21.3	0	0		
13-Mar-2015	30.7	22.4	22.8	29.9	24.1	22	24.6	21.7	0	0		
14-Mar-2015	30	21.4	21.5	29.3	24.4	20.4	25.1	22.9	0	0		
15-Mar-2015	29.3	21.5	22.4	27	23.2	22.1	24.3	22.4	1.3	0		
16-Mar-2015	30.2	21.6	21.8	29.3	24.7	21.7	25.3	22.4	9.1	0		
17-Mar-2015	30.4	22.2	22.4	29.8	24.6	21.2	24.9	23	0	0		
18-Mar-2015	30	22.5	23.6	28.1	24.5	22.9	24	23.3	0	0		
19-Mar-2015	30.2	21.6	21.8	28.5	23.6	21.5	24.5	22.4	2.2	-888		
20-Mar-2015	31.2	21.9	22.5	29	25.5	22.2	25	23	1.1	0		
21-Mar-2015	30.7	22.5	23.5	29.8	25.6	22.6	25.5	23.1	0	0		
22-Mar-2015	30.8	23.5	24.1	29.7	26	23.6	25.4	23.6	0	0		
23-Mar-2015	30.4	22.6	23.4	30.1	25.2	23.3	26	24	18	0		
24-Mar-2015	30.8	23.6	23.8	30.3	25.5	23.4	25.6	23.5	0	0		
25-Mar-2015	30.2	23.7	24.1	29.5	25.3	23.7	25.1	22.9	0	0		
26-Mar-2015	31.2	22.1	23.2	30.3	25	22.7	25.1	22.9	0	0		
27-Mar-2015	29.9	21.8	22.6	28.5	24.1	22	24.7	22.2	0	0		
28-Mar-2015	28.5	22.1	22.3	27.2	24.1	20.8	23.3	22.2	0	0		
29-Mar-2015	29.5	21.6	21.8	28.9	24.2	21	24.7	22.3	0	0		
30-Mar-2015	29.4	21.6	21.9	29.1	23.3	20.4	24.5	20.6	0	0		
31-Mar-2015	28.1	21	21.5	27.3	22.8	20.3	22.9	21	0	0		

Día/mes/año	Temperatura Max (°c)	Temperatura Min (°c)	Temperatura Bulbo Seco (°c)			Temperatura Bulbo Humedo (°c)			Precipitación (mm)		Dirección del Viento 13h	Velocidad del Viento 13h (m/s)
			07	13	19	07	13	19	07	19		
01-Ene-2016	28.5	21.1	22.1	28.1	23.1	20.4	23.3	20	0	0		
02-Ene-2016	29.2	20	21.5	28.9	23.8	20.6	23.3	21.4	0	0		
03-Ene-2016	27.7	21.2	21.6	26.9	23.4	20.6	23.2	21.1	0	0		
04-Ene-2016	29.7	21.6	22.9	28.5	23.5	21.2	23.6	21.4	0	0		
05-Ene-2016	29.9	22.1	22.8	28.5	23.8	21.1	23.6	21.8	0	0		
06-Ene-2016	29	22	22.3	28.6	23.8	21.1	23.4	21.6	0	0		
07-Ene-2016	28.7	22.4	22.9	28.3	23.8	21.1	23.8	21.5	0	0		
08-Ene-2016	29.3	22.4	22.6	29.1	24.4	21.4	23.9	21.3	-888	0		
09-Ene-2016	29.3	22	22.3	28.9	23.8	21.3	23.9	21.3	0	0		
10-Ene-2016	29.7	22.4	23.3	29.5	24.3	21.3	23.8	21.7	0	0		
11-Ene-2016	30.3	22.5	22.7	30.1	23.9	21.8	24.1	21.2	0	0		
12-Ene-2016	30.6	22.6	23.1	30.1	24.4	21.7	24.3	22.1	0	0		
13-Ene-2016	29.3	22.2	22.7	28.5	24.4	21.5	23.5	22	0	0		
14-Ene-2016	30.2	22.4	22.9	29.1	24	21.5	23.5	21.1	0	0		
15-Ene-2016	29.7	21.2	22.5	29.3	23.9	20.7	23.1	21.7	0	0		
16-Ene-2016	29.3	21.9	22.7	29.1	23.7	20.5	22.9	20.6	0	0		
17-Ene-2016	29.7	20.9	21.5	29.5	25	20.2	22.8	21.2	0	0		
18-Ene-2016	30.3	21.6	22.7	27.7	24.3	21.2	22.4	21.4	0	0		
19-Ene-2016	29.5	22.3	22.7	28.9	25	21.6	23.8	22.3	0	0		
20-Ene-2016	30.6	22.6	23.1	29.5	25.2	21.6	23.8	22	0	0		
21-Ene-2016	30.5	22.1	22.3	30.3	24.5	21	23.5	21.4	.9	0		
22-Ene-2016	29.6	22.2	22.4	29.5	24.3	21.6	23.8	21.9	0	0		
23-Ene-2016	29.1	22.2	22.4	28.6	23.7	21.7	22.7	22.1	0	0		
24-Ene-2016	30.2	21.9	22.7	29.7	25	21.4	23.6	22.4	0	0		
25-Ene-2016	31.2	22.9	23.7	29.5	25.1	22.4	23.9	22.1	0	0		
26-Ene-2016	31	22.6	22.8	30.1	24.8	21.5	23.7	22.9	0	0		
27-Ene-2016	29.7	21.8	22	29.3	24.7	21.4	24.5	22.5	0	0		
28-Ene-2016	29.4	22	22.9	27.3	24.6	22.3	23.5	22.5	0	0		
29-Ene-2016	27.6	22.4	22.9	26.5	24.5	22.5	24.1	22.6	3.6	0		
30-Ene-2016	28.2	23.1	23.5	27.9	24.7	22.9	24.7	22.6	0	0		
31-Ene-2016	30.4	22.9	23.3	30.3	25.5	22.9	24.7	22.7	.4	0		

Tabla 29. Datos climatológicos de los veranos 2015 y 2016 de la Región Lambayeque. Perú. Fuente: <https://www.senamhi.gob.pe/>