



UNIVERSIDAD
DE PIURA

REPOSITORIO INSTITUCIONAL
PIRHUA

EVALUACIÓN ENERGÉTICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN SOLAR EN PIURA USANDO EL SOFTWARE TRNSYS

Kelly Regalado-Bobadilla

Piura, enero de 2017

FACULTAD DE INGENIERÍA

Área Departamental de Ingeniería Industrial y de Sistemas

Regalado, K. (2017). *Evaluación energética de sistemas de refrigeración solar en Piura usando el software Trnsys* (Tesis para optar el título de Ingeniero Industrial y de Sistemas). Universidad de Piura. Facultad de Ingeniería. Programa Académico de Ingeniería Industrial y de Sistemas. Piura, Perú.



Esta obra está bajo una licencia

[Creative Commons Atribución-NoComercial-SinDerivar 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/)

[Repositorio institucional PIRHUA – Universidad de Piura](https://repositorio.institucional.pirhua.edu.pe/)

UNIVERSIDAD DE PIURA
FACULTAD DE INGENIERÍA



**“EVALUACIÓN ENERGÉTICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN
SOLAR EN PIURA USANDO EL SOFTWARE TRNSYS”**

Tesis para optar el Título de
Ingeniero Industrial y de Sistemas

KELLY GERALDINE REGALADO BOBADILLA

Asesor:
Ing. Carlos Quispe Chanampa

Piura, Enero 2017

Dedicatoria

A Dios y mis padres, Ondina y Francisco, quienes supieron acogerme en todas mis facetas
y darme el mejor ejemplo de trabajo en equipo.

A mis hermanos, Glenda, Leesa y Juan Francisco, por asombrarme día a día con sus dotes
artísticas, fascinación por los libros, creatividad y habilidades en el deporte.

A mis amigos y personas especiales, quienes a pesar de la distancia me han brindado su
amistad y enseñado que no hay kilómetros ni millas que aparten sentimientos tan puros
entre nosotros.

Espero tener el privilegio de seguir gozando de su presencia e inspiración en mi vida para
seguir luchando por mis sueños.

Prólogo

Los requerimientos de sistemas de aire acondicionado en la ciudad de Piura han aumentado en los últimos años, ya que se alcanzaron registros de temperaturas superiores a lo normal en los últimos años, especialmente en verano llegando a 39.6 °C. El principal inconveniente de implementar equipos convencionales es su alto consumo de energía, que genera sobrecargas en los sistemas eléctricos teniendo un aumento del 60% en costos de electricidad. Con este panorama, y aprovechando el nivel de irradiación solar, 5.5kW/m² en promedio, se plantea evaluar sistemas de refrigeración solar, que demanden menor energía al sistema eléctrico, o en el mejor de los casos se vuelva independiente. En ello residiría la gran importancia de esta investigación pues a la vez que regularía el consumo energético también se pretendería proponer una opción de uso de energía limpia para que con el tiempo cause un impacto positivo en la sociedad piurana.

Mi agradecimiento al Ingeniero Carlos Quispe por su predisposición para la elaboración de esta tesis y la oportunidad de ser su alumna y asesorada durante este periodo de investigación.

A la Universidad de Piura por su ayuda académica y en cuyo laboratorio de la Sección de Energía se han realizado las simulaciones requeridas para esta tesis mediante el programa TRNSYS, del cual tienen la licencia actualmente. A su vez, gracias a la financiación brindada en 2015 se pudo presentar los primeros resultados de esta investigación en el XXII Simposio Peruano de Energía Solar en la ciudad de Arequipa, Perú (ver Anexo A).

Al Instituto Cultural Peruano Norteamericano – Chiclayo, por el apoyo brindado para el perfeccionamiento del idioma inglés y la subvención otorgada para presentar esta investigación en el 24° *World Congress on Engineering and Computer Science 2016* en la ciudad de San Francisco, Estados Unidos (ver Anexo B).

A la *International Association of Engineers* (IAENG) por la oportunidad otorgada para exponer los resultados alcanzados durante este año de investigación.

Resumen

La refrigeración solar, tanto residencial como industrial, ha tomado gran énfasis teniendo dos métodos comúnmente usados: uno por compresión mecánica, donde el aire acondicionado es alimentado por energía solar fotovoltaica, y otro por absorción, donde una enfriadora cumple la función del compresor haciendo uso de un absorbente y un refrigerante.

El caso de estudio se centra en 2 aulas del edificio de Ingeniería de la Universidad de Piura y para ello, primero se halla la carga térmica necesaria y componentes requeridos en cada sistema. Posteriormente, se usa el software de simulación, TRNSYS, para hallar gráficas de variaciones de potencia a lo largo de un año con base en la data meteorológica. Para así finalmente, realizar una comparación económica considerando una tercera alternativa híbrida entre fotovoltaica y red eléctrica.

Dentro de los resultados más importantes, un sistema fotovoltaico con 40 paneles de 130Wp podría trabajar independiente durante el verano; mientras en invierno no hay inconvenientes, por la reducción en el número de horas de operación del aire acondicionado. En el caso del sistema de absorción, utilizando 21 colectores podría funcionar durante algunos meses independientemente. En ambos casos, la simulación muestra hasta una generación del 30% más de lo requerido en los meses con alta radiación solar.

Índice

Introducción.....	1
Capítulo 1.....	3
Antecedentes.....	3
1.1. Acondicionamiento de aire	3
1.1.1. Importancia y aplicaciones del acondicionamiento de aire	3
1.1.2. Variables involucradas.....	4
1.1.2.1. Radiación	4
1.1.2.2. Hora solar pico.....	5
1.1.2.3. Superficie solar	5
1.1.2.4. Área efectiva	5
1.1.2.5. Coeficiente de desempeño	5
1.1.2.6. Factor de cobertura.....	6
1.2. Sistema convencional de aire acondicionado	6
1.3. Refrigeración solar por compresión mecánica	7
1.3.1. Componentes del sistema de refrigeración por compresión mecánica	8
1.3.1.1. Paneles solares.....	8
1.3.1.2. Batería.....	8
1.3.1.3. Control de carga.....	8
1.3.1.4. Inversor.....	8
1.4. Refrigeración solar por absorción	9
1.4.1. Componentes del sistema de refrigeración por absorción.....	10
1.4.1.1. Colectores solares	10
1.4.1.2. Acumulador de agua caliente	10
1.4.1.3. Enfriadora de absorción	10
1.4.1.4. Caldera auxiliar.....	11
1.4.1.5. Torre de refrigeración.....	11
1.4.1.6. Ventilconvectores.....	13
1.5. Aplicaciones de refrigeración solar en el mundo.....	13

1.5.1.	Departamentos residenciales (Malasia).....	14
1.5.2.	Hotel “Iberotel Sarigerme Park” (Turquía).....	14
1.5.3.	Hotel IFA Continental (España).....	15
1.5.4.	Oxford Gardens (Canadá).....	15
Capítulo 2		17
Metodología		17
2.1.	TRNSYS software	17
2.2.	Cálculo de carga térmica	18
2.3.	Consumo de energía	19
2.3.1.	Cálculo para la instalación fotovoltaica	19
2.3.2.	Cálculo para el sistema de absorción	20
2.4.	Cálculo de la radiación solar con pérdidas	20
2.5.	Selección de dispositivos para instalación fotovoltaica	20
2.6.	Selección de dispositivos para el sistema de absorción	23
Capítulo 3		27
Artículo		27
Capítulo 4		37
Análisis de resultados		37
4.1.	Descripción del caso de estudio	37
4.2.	Resultados de instalación fotovoltaica	38
4.2.1.	Parámetros iniciales para instalación fotovoltaica	38
4.2.2.	Simulación para instalación fotovoltaica.....	40
4.3.	Resultados de sistema de absorción.....	42
4.3.1.	Parámetros iniciales sistema absorción	42
4.3.2.	Simulación sistema de absorción.....	43
4.4.	Comparación económica de componentes	44
4.5.	Comparación anual de alternativas de refrigeración.....	46
Conclusiones y recomendaciones		49
Bibliografía		51
Anexo A: Carta de aceptación al XXII Simposio Peruano de Energía Solar		55
Anexo B: Carta de aceptación al World Congress on Engineering and Computer Science 2016		56
Anexo C: Especificaciones técnicas		57
C.1.	Aire acondicionado	57
C.2.	Paneles solares	58
C.3.	Baterías.....	59
C.4.	Regulador	60
C.5.	Inversor	60

C.6.	Conmutador	61
C.7.	Coletores solares planos	61
C.8.	Enfriadora de absorción	62
C.9.	Acumulador de agua caliente	63
C.10.	Fuente de energía auxiliar	63
C.11.	Torre de enfriamiento	64
C.12.	Ventiloconvectores.....	64

Introducción

Las investigaciones sobre refrigeración solar han iniciado con la búsqueda de una conciencia ambiental, en empresas así como en viviendas, teniendo actualmente sus aplicaciones en Norteamérica y Europa, las cuales día a día buscan el mejoramiento de sus instalaciones. En Perú, la calidad de vida y el confort son temas de reciente importancia y por ello, implementaciones de este tipo no son comunes a pesar de la excelente disponibilidad de radiación solar.

En primer lugar se mostrarán conceptos básicos sobre el aire acondicionado y las variables involucradas en la evaluación de dos tipos de refrigeración solar: una por compresión mecánica y otra por sistema de absorción. En el segundo capítulo, se explicará la metodología realizada de ambos sistemas para un aula considerando las condiciones climatológicas de la zona y las potencias requeridas, lo cual permitirá posteriormente una comparación con base en el acondicionamiento de 2 aulas. En el siguiente capítulo se mostrará el artículo científico, en inglés, presentado en el *24° World Congress on Engineering and Computer Science 2016*.

Por último, se analizarán los resultados y se realizarán comparaciones energéticas y económicas; dando a concluir si sería viable su implementación en las aulas de la Universidad de Piura.

Capítulo 1

Antecedentes

1.1. Acondicionamiento de aire

En los últimos años, la calidad de vida ha tomado gran importancia para el desarrollo del ser humano y con ella, el acondicionamiento de aire ha alcanzado gran auge y aceptación entre la población. Sin embargo, es necesario definir concretamente de qué tratará este estudio. El acondicionamiento de aire es el proceso que se considera más completo de tratamiento del aire ambiente de los locales habitados; consiste en regular las condiciones de la temperatura (calefacción o refrigeración), humedad, limpieza (renovación, filtrado) y el movimiento del aire en el interior de los locales (Ramírez Espinoza, 2013).

1.1.1. Importancia y aplicaciones del acondicionamiento de aire

Según lo mencionado, el confort humano es uno de los pilares en los que radica la importancia de esta emergente industria, el cual afecta directamente el bienestar físico de las personas. A su vez, ciencias como la ergonomía también dan relevancia al acondicionamiento de aire. En agosto del año 2000, a través de las normas técnicas españolas: UNE EN-614-1:2006 e UNE-EN ISO 6385:2004, la Asociación Internacional de Ergonomía (IEA) afirmó que es necesaria su implementación para optimizar el bienestar humano y la eficacia, seguridad, confort y rendimiento global del sistema.

Su presencia en la vida diaria de las personas ha sido percibida en sistemas de aire acondicionado y calefacción en residencias, edificios de oficinas, salones de clases, hospitales (áreas generales), hoteles, bancos, restaurantes, supermercados, iglesias, entre otros.

Por otro lado se debe recalcar que sus aplicaciones pueden ir más allá de la comodidad del ser humano, llegando también a controlar procesos industriales considerando que hay requisitos a cumplir en estos procedimientos como en hospitales (áreas especiales como quirófanos y laboratorios), centros de cómputo, industrias textiles, industrias farmacéuticas, etc.

En el Perú, su uso presenta algunas limitaciones; principalmente económicas. Es por ello que una de las alternativas es el uso de energía solar, debido a las siguientes ventajas:

- Ahorro de electricidad y por tanto de fuentes primarias de energía convencionales.
- Disminución de saturación en redes eléctricas, sobre todo en horas pico como en la Universidad de Piura.
- Uso de materiales no perjudiciales con el medio ambiente y el ozono.

- Utilización del sistema térmico solar a lo largo del año teniendo en cuenta la disponibilidad de energía solar, la cual en la zona donde se desea simular es de gran magnitud en comparación con otras regiones del país.

1.1.2. Variables involucradas

Para esta evaluación es necesario definir las siguientes variables de importancia tanto para entender como lograr el desarrollo de la metodología.

1.1.2.1. Radiación

Fuera de la atmósfera terrestre, la radiación solar parece un haz de rayos casi paralelos provenientes del sol, nuestra fuente de radiación casi esférica, pero en realidad es la energía liberada por este astro, el cual emite cerca de $63\,450\,720\text{ W/m}^2$. A la Tierra solo llega aproximadamente la tercera parte de la energía total interceptada por la atmósfera y el 70% cae en el mar (Méndez Muñiz & Cuervo García, 2009).

En la Figura 1 se muestra la constante solar que es flujo de energía solar incidente sobre una superficie normal a los rayos solares, cuyo valor es 1353 W/m^2 según la NASA, la cual es variable durante el año en un $\pm 3\%$ a causa de la elipticidad de la órbita terrestre (Méndez Muñiz & Cuervo García, 2009).

En la Figura 1 también se aprecia la baja radiación incidente (7%), correspondiente a longitudes de onda inferiores a $0.38\text{ }\mu\text{m}$ llamadas ultravioleta, y solo un 21.7% que logra atravesar las nubes junto a un 24.8% que incide directamente en la tierra conforma la radiación terrestre con longitudes de onda comprendidas entre 0.38 y $0.78\text{ }\mu\text{m}$ (Boas Matamoros, 2004).

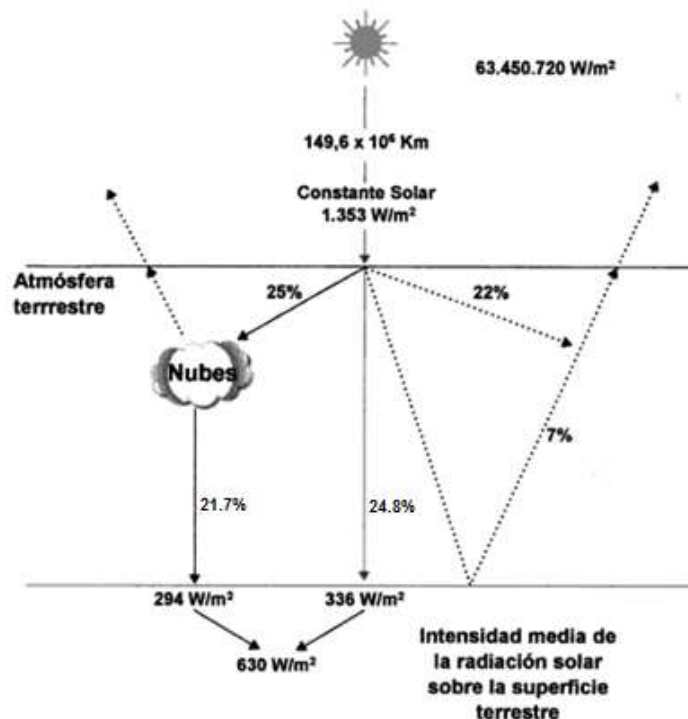


Figura 1. Radiación solar en la superficie.
Fuente: (Méndez Muñiz & Cuervo García, 2009)

1.1.2.2. Hora solar pico

Conocida por sus siglas HSP, es la unidad que ilustra en horas una hipotética irradiancia constante de 1000 W/m^2 .

Una explicación clara se aprecia en la Figura 2 donde la curva 1 tiene el comportamiento normal de la irradiancia solar sobre la superficie terrestre en un día cualquiera; el área bajo esa curva representa la energía total incidente en todo el día. Sin embargo, para simplificar cálculos, se considera una hipotética irradiancia solar constante de 1000 W/m^2 , reflejada por la curva 2, y se halla el número de horas necesarias (HSP) para lograr la misma energía total. En el caso de la Figura 2 serían 5 horas desde las 9:30am hasta las 2:30pm

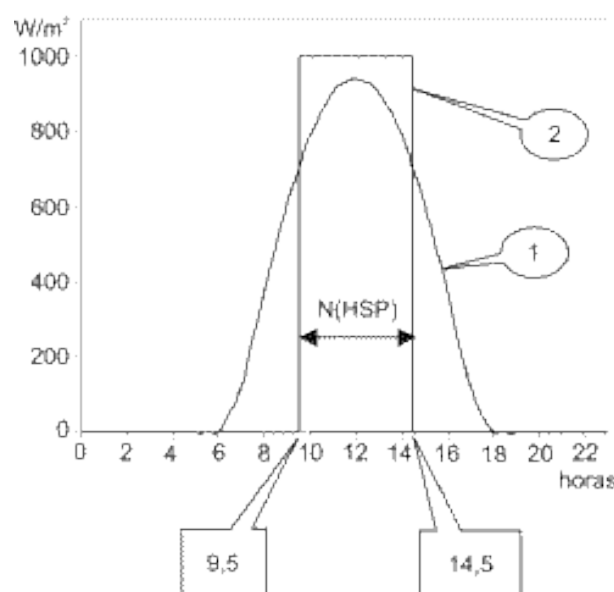


Figura 2. Distribución horaria de la irradiancia solar en un caso real, 1 y otro hipotético, 2.

Fuente: (Sarmiento Sera, 2016)

1.1.2.3. Superficie solar

Hace referencia al espacio neto necesario para la captación de energía solar. Ésta puede dividirse en un número determinado de paneles solares dependiendo de las características de éstos, los cuales dependerán de la selección del usuario.

1.1.2.4. Área efectiva

Es el área de un panel que capta de la radiación solar. Es necesario el conocimiento exacto de este dato en las celdas solares pues de ello depende directamente el funcionamiento del sistema.

1.1.2.5. Coeficiente de desempeño

Es conocido por sus siglas COP (*“Coefficient of Performance”*) y hace referencia a la eficiencia con la que opera un sistema de refrigeración, siendo aplicable al ciclo ideal como real.

$$COP = \frac{Q_R}{E_T} \quad (1)$$

Se determina el COP por la ecuación 1 donde Q_R es la carga de refrigeración y E_T , la potencia del compresor.

1.1.2.6. Factor de cobertura

También denominado factor de utilización, representa la relación entre la carga generada por la instalación (energía disponible) y la demanda entregada por el aire acondicionado (energía consumida) para cada uno de los meses del año (Pérez Garrido, 2009). En la metodología de la evaluación se presenta su aplicación en el sistema fotovoltaico y respectivos resultados, haciendo uso de la siguiente ecuación donde NP es el número de paneles solar, 0.9 el porcentaje de seguridad en las baterías, W_p los watts-pico de los paneles, HSP_i la horas solares pico de cada mes y E el consumo real de energía.

$$F_i = \frac{NP \cdot 0.9 \cdot W_p \cdot HSP_i}{E} \quad (2)$$

1.2. Sistema convencional de aire acondicionado

En la Figura 3, se muestra el equipo que tiene como función principal tomar aire del ambiente, limpiarlo, enfriarlo y a su vez controlar la humedad del mismo al salir del equipo. La temperatura a la que es expulsado el aire puede ser regulado por el usuario de acuerdo a la sensación de confort deseada. Generalmente contienen un líquido refrigerante, el cual enfría el aire que está en contacto directo con él. Es importante recalcar que hay diversos tipos de este líquido, siendo actualmente sólo utilizados los refrigerantes amigables con el ambiente.



Figura 3. Aire acondicionado convencional.

Fuente: LG Electronics Inc.

En la Figura 4, se muestra el ciclo de compresión mecánica, éste inicia con un gas, a temperatura ambiente, sometido a baja presión que ha absorbido el calor del aire del interior del recinto a refrigerar, así al llegar al compresor es sometido a mucha más presión debido a la acción mecánica de este equipo hasta el punto en que empieza a licuarse, es decir debido a la presión ejercida las moléculas se juntan. En ese proceso se libera mucha energía, la cual es transmitida al exterior a través del condensador. Luego de ello se tiene un líquido resultante que ha cedido parte de su calor y tiende a convertirse en gas. Éste es transportado al interior de la vivienda hasta la válvula de expansión donde se empieza a liberar este líquido que al estar a poca presión, se vaporiza. Finalmente pasa al evaporador y es ahí donde el calor del aire se transfiere al refrigerante que está dentro de este dispositivo, enfriándose a medida que lo atraviesa. Posteriormente, este aire sale al recinto pero mucho más frío.

Este proceso necesita mucha energía, que es obtenida del calor del recinto mediante el evaporador y debido a ello, el ambiente resulta a menos temperatura (refrigerado). Una vez el gas se ha calentado, éste es llevado al compresor donde el ciclo inicia otra vez.

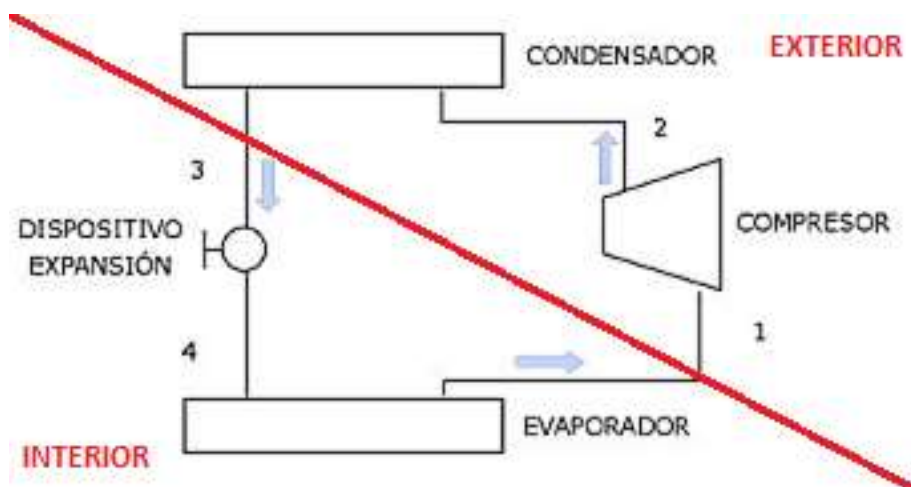


Figura 4. Ciclo de un acondicionador de aire por compresión.

Fuente: (Henning, 2004). Elaboración: Kelly Regalado Bobadilla.

1.3. Refrigeración solar por compresión mecánica

Se fundamenta en la transformación de la energía proporcionada por el sol en energía eléctrica (efecto fotovoltaico). El aire acondicionado autónomo adiciona a los componentes de un aire convencional (evaporadora y condensadora), un sistema de paneles solares fotovoltaicos, inversor y baterías para el almacenamiento de la energía transformada como se muestra en Figura 5.

La diferencia del aire acondicionado solar con el equipo convencional reside en que la energía necesaria para su funcionamiento será entregada por los módulos solares fotovoltaicos.

También existen los sistemas de aire acondicionado híbrido, los cuales funcionan tanto con energía fotovoltaica como con electricidad de la red, consumiendo mucho menos energía. Es así que en días con más calor, hay más sol y por tanto no habría problemas de energía solar cuando se requiera el aire acondicionado.

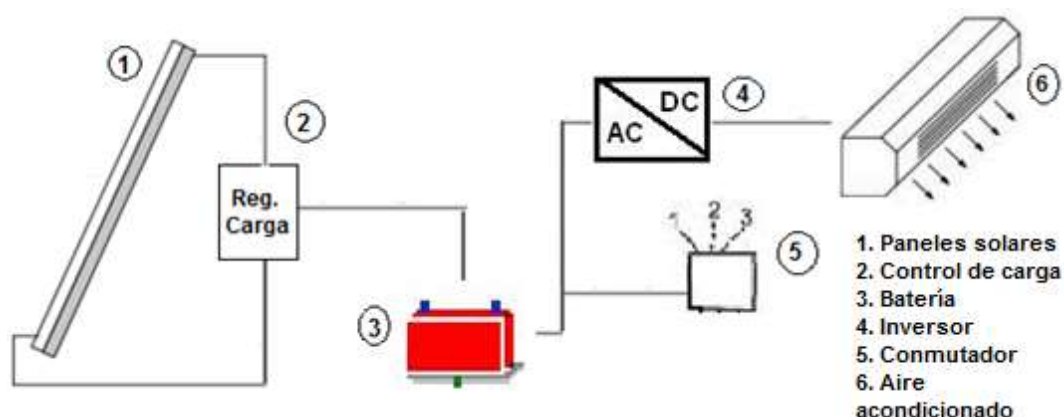


Figura 5. Esquema de dispositivos de la instalación fotovoltaica.

Fuente: Elaboración propia.

1.3.1. Componentes del sistema de refrigeración por compresión mecánica

1.3.1.1. Paneles solares

También llamados módulos fotovoltaicos. La Figura 6, nos muestra una representación de estas celdas que producen electricidad a partir de la luz que incide sobre ellos (electricidad solar). El parámetro estandarizado para clasificar su potencia se denomina potencia pico, y se corresponde con la potencia máxima que el módulo puede entregar bajo unas condiciones estandarizadas.

Su funcionamiento se basa en el efecto fotovoltaico. Cuando el conjunto fotovoltaico queda expuesto a la radiación solar, los fotones contenidos en la luz transmiten su energía a los electrones de los materiales semiconductores, que pueden entonces romper la barrera de potencial de la unión P-N y salir del semiconductor a través de un circuito exterior, produciéndose así corriente eléctrica (Sun Edison, 2009).

Algunas de las principales marcas de paneles solares son: Xgroup, Eclipse, Sunerg, Helios Technology, Solsonica, Shott, Solar World, entre otros.

1.3.1.2. Batería

Tiene la función de almacenar la energía no utilizada inmediatamente y así disponer de ella en periodos de baja o nula irradiación solar. Consiste en la asociación en serie de varias celdas como se presenta en la Figura 6. Las mayormente utilizadas son de 12 y 24 voltios de tensión nominal.

1.3.1.3. Control de carga

Se muestra en la Figura 6 y se encarga de la vigilancia continua, así una vez que recopila la información sobre el estado de carga del sistema, la compara con los valores mínimos y máximos admisibles para que no se produzcan sobrecargas o descargas profundas en la batería evitando; de esta manera, la probabilidad de falla del sistema.

1.3.1.4. Inversor

Conocido también como convertidor, es un equipo que transforma la tensión continua que proporcionan los módulos en tensión diferente, bien sea continua de otra magnitud (inversores DC/DC) o bien sea alterna (inversores DC/AC que es lo más usual) (Ingeniería Sin Fronteras, 1999). Este equipo se puede apreciar en la Figura 6.



Figura 6. Componentes: 1) Paneles solares, 2) Batería, 3) Control de carga y 4) Inversor.
Fuente: B+ Digital S. de R. L. MI

1.4. Refrigeración solar por absorción

Los ciclos termodinámicos de refrigeración por absorción son similares a los ciclos de compresión de vapor; la principal diferencia es que el compresor se sustituye por un ciclo químico que se produce entre una bomba de absorción, un intercambiador de calor y un generador, como se muestra en la Figura 7. En lugar de la compresión de vapor del refrigerante, el ciclo de absorción disuelve este vapor en un líquido (llamado absorbente); bombea la solución a una presión más alta (con mucho menos trabajo de entrada que el requerido por un compresor) y luego utiliza la entrada de calor para evaporar el refrigerante de la solución (Lozano, Renin, Guallar, Monné, & Ramos, 2007).

Los equipos de absorción, al igual que los de compresión de vapor, se basan en el principio de condensación y evaporación de un refrigerante para la obtención de frío o calor (Chávez Bernuy & Guerra Macho, 2012).

La producción de frío a través de energía solar por absorción puede realizarse en el propio lugar de consumo y consiste en vaporizar o liberar el refrigerante de la solución absorbente. A diferencia del sistema antes definido, el ciclo de absorción reemplaza el compresor mecánico por una enfriadora de absorción, en la cual se aporta calor al generador donde el refrigerante está mezclado con otro fluido denominado absorbente y cuya función es absorber el refrigerante que abandona el evaporador para enviarlo de forma líquida al generador.

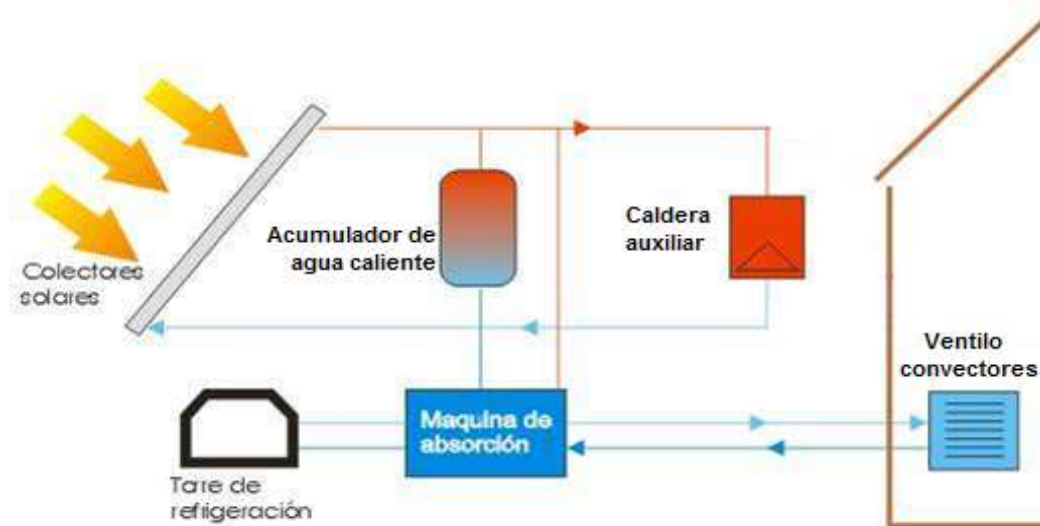


Figura 7. Esquema de dispositivos del sistema de absorción.

Fuente: Junta de Castilla y León.

1.4.1. Componentes del sistema de refrigeración por absorción

1.4.1.1. Colectores solares

Estos son dispositivos utilizados para coleccionar, absorber y transferir energía solar a un fluido, que puede ser agua o aire. La energía solar, puede ser utilizada para calentar agua, para sistemas de calefacción o para climatización de piscinas (Placco, Saravia, & Cadena, 2008).

Para el estudio realizado se hará uso de colectores solares planos, debido a su común utilización para calentar agua a temperatura media ya sea para calefacción de espacios o procesos industriales. Algunas de las principales marcas de colectores solares son: First Solar, Sharp, Suntech, Yingli Green Energy, Trina Solar, Ja Solar, Motech, Gintech, Canadian Solar, Sunpower, entre otros.

1.4.1.2. Acumulador de agua caliente

Este equipo almacena de manera centralizada el calor transferido por los colectores solares, para luego ser distribuido a la enfriadora de absorción. Además es necesaria su instalación para reservar el agua en caso de que la insolación exceda la demanda de la enfriadora y así pueda ser utilizada cuando haya un déficit de radiación solar.

1.4.1.3. Enfriadora de absorción

Comúnmente es llamada máquina de absorción y presenta los siguientes elementos que son detallados en las Figuras 8 y 9, respectivamente.

- *Absorbedor*

En este dispositivo se da la mezcla del vapor de agua proveniente del evaporador con la solución procedente del generador (solución débil de agua - bromuro de litio), con el fin de que el refrigerante se absorba en la solución.

Esta absorción es exotérmica (libera calor), el cual es transferido a una corriente externa que generalmente suele ser la misma a la que expulsa el condensador (ambiente).

Como resultado de esto tenemos una solución concentrada en refrigerante, la cual es impulsada hacia el generador por medio de una pequeña bomba.

- *Generador*

Aquí se recibe calor de una fuente de alta temperatura y se produce la evaporación parcial de la mezcla refrigerante/absorbente (agua/bromuro de litio). El líquido restante rico en absorbente retorna al absorbedor y el vapor generado se lleva al condensador y luego se expande hasta el evaporador.

- *Condensador*

Es el recipiente en el cual el refrigerante vaporizado es licuado por remoción de calor.

- *Evaporador*

Es el recipiente en el cual el refrigerante es evaporado para producir el efecto refrigerante.

- *Intercambiador*

Mejora el rendimiento del ciclo por la disminución de la carga térmica en el generador y en el absorbedor. Su ausencia implicaría, que en el generador habría que calentar la solución desde la temperatura de operación del absorbedor hasta la ebullición, mientras que en absorbedor se debería enfriar la solución desde la temperatura del generador hasta la temperatura del absorbedor, para poder iniciar el proceso de absorción. No se presenta en la Figura 9 pero se ubica entre el evaporador y el absorbedor.

1.4.1.4. Caldera auxiliar

Su función reside en ayudar a que el agua del acumulador alcance la temperatura necesaria para ingresar a la máquina de absorción.

1.4.1.5. Torre de refrigeración

Es un dispositivo que al recibir una masa de agua caliente la pone en contacto con una masa de aire seco y fresco, una parte del agua se evapora enfriando al resto y se devuelve al sistema de donde salió como agua fría. Es necesaria su instalación para disipar todo el calor que es eliminado por la enfriadora de absorción. La torre de refrigeración extrae el calor tanto del condensador como del absorbedor.

Su papel es importante y determinante para la eficiencia energética de la climatización. Tanto su estructura interna como externa se muestra en la Figura 10.



Figura 8. Enfriadora de absorción.
Fuente: Yazaki Energy.

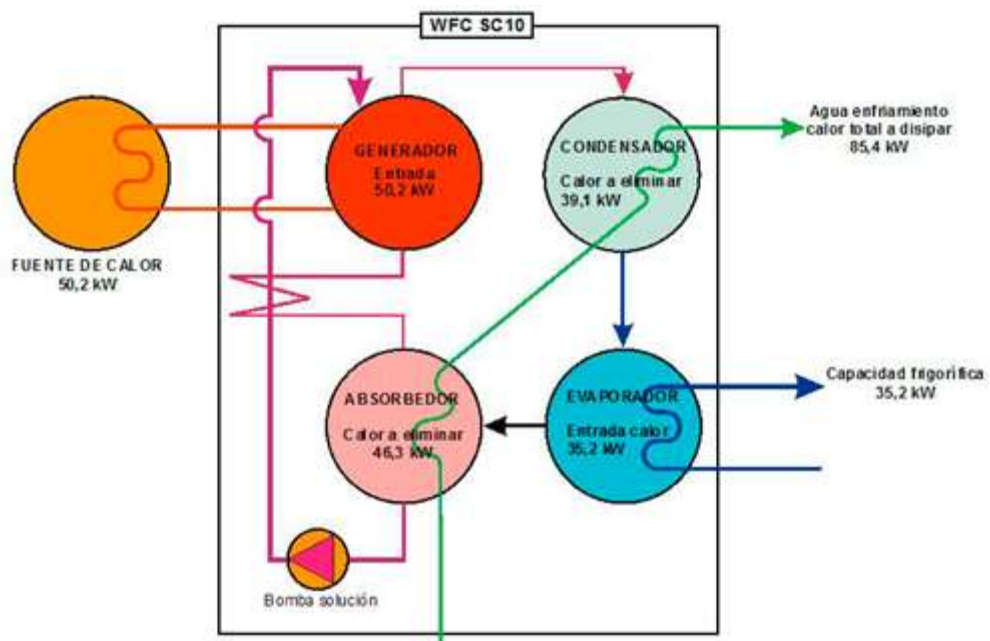


Figura 9. Diagrama de bloques de enfriadora de absorción.
Fuente: Absorsistem S.L.

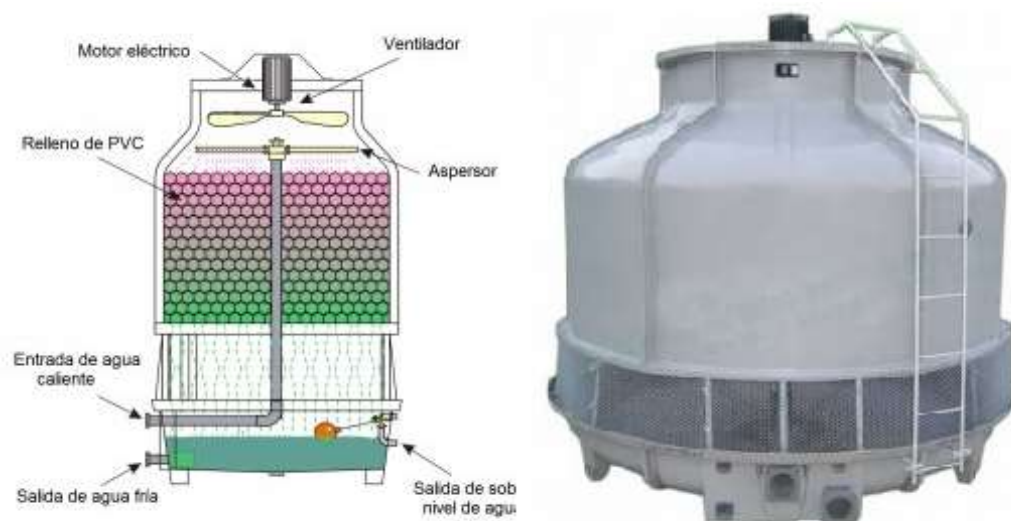


Figura 10. Torre de enfriamiento.
Fuente: Vizyon Industrial.

1.4.1.6. Ventilconvectores

Conocido por sus siglas en inglés FCU (*fan coil unit*), es el componente presentado en la Figura 11 que siendo alimentado por energía térmica (calor o frío) hace funcionar un ventilador interior que mueve el aire del recinto donde se encuentra ubicando produciendo la climatización del ambiente.



Figura 11. Diseño de venticonvector para residencial.
Fuente: Direct Industry

1.5. Aplicaciones de refrigeración solar en el mundo

En la actualidad, Estados Unidos y Europa son los lugares de mayor aplicación de sistemas de refrigeración solar, considerando que en su mayoría son mecanismos híbridos entre energía solar y combustibles fósiles debido a que sus condiciones climatológicas no son las mejores respecto a la captación solar. Es por ello que se está incentivado la aplicación de estos sistemas a países con grandes niveles de radiación solar como en América del Centro y Sur, en donde estas opciones serían viables y competitivas en relación a la tecnología tradicional con compresión mecánica.

1.5.1. Departamentos residenciales (Malasia)

El proyecto con sistema fotovoltaico que se muestra en la Figura 12, se llevó a cabo en el 2011 en la ciudad de Bandar Sri Iskandar y se inició enfocándose en la refrigeración de zonas pequeñas y comunes de departamentos, haciendo uso de aire acondicionados de baja potencia, aproximadamente 1200W. Hoy en día su aplicación se extendió a la iluminación y viene siendo desarrollada por la *Universiti Teknologi PETRONAS* junto a subvención de la Promoción de Investigación Interna a Corto Plazo (STIRF).



Figura 12. Vista de paneles solares en departamento residencial.

Fuente: Malaysia Solar Viz

1.5.2. Hotel “Iberotel Sarigerme Park” (Turquía)

En el año 2004 en la ciudad de Dalaman, el sistema de refrigeración solar por absorción apreciado en la Figura 13 entró en funcionamiento siendo el primer proyecto piloto a nivel europeo (Lokurlu, Richarts, & Krüger, 2005), el cual se encuentra anexado a la planta original que proporcionaba vapor a la lavandería y al sistema de refrigeración por compresión. Sus colectores solares fabricados por la empresa SOLITEM se componen de 5 filas en paralelo con 4 módulos cada una, sumando un área total de 180 m². El depósito de almacenamiento de agua caliente tiene una capacidad máxima de 6 m³ y cuando la producción mediante los captadores solares no es suficiente, se ayuda de una caldera de vapor. La máquina de absorción, de doble efecto, tiene un COP de 1.3 aunque puede llegar a alcanzar el 1.5 dependiendo de la carga.



Figura 13. Refrigeración solar en el hotel “Iberotel Sarigerme Park”.

Fuente: Solar Server.

En general, la planta podría suplir la demanda completa del hotel sin embargo debido a su rendimiento, el suministro de energía solar está entre 40 y 80% (Lokurlu, 2009), y a pesar de ello el ahorro anual asciende a €200 000. Un dato interesante sobre esta aplicación es el proveer calefacción al hotel en época de invierno.

1.5.3. Hotel IFA Continental (España)

En la Figura 14 se muestra, este sistema de acondicionamiento por absorción que inició con una superficie total de 946.4 m² con 104 colectores solares de la marca WAGNER y donde hoy en día, Lopesan Hotel Group ha puesto en marcha en la cubierta del IFA Continental un parque solar que ocupa 2700 m². Esta zona de España es propicia para la instalación de sistemas de refrigeración solar debido a la gran incidencia de los rayos solares como en Canarias. El sistema ha beneficiado a las 210 habitaciones con las que cuenta el hotel, haciendo una inversión de €135 000 mientras produce un ahorro anual de €31 400. Se estimó que el plazo de recuperación es de 4.4 años.

1.5.4. Oxford Gardens (Canadá)

El proyecto mediante sistema de absorción presentado en la Figura 15 fue puesto en marcha en el 2010 en la provincia de Ontario y es considerada la instalación más grande de calefacción y refrigeración solar en todo el país, contando con 526.3 m² de paneles solares de tubos al vacío. Además de climatizar ambientes, también es usada para producir agua caliente sanitaria y climatizar las piscinas. Se determinó que el ahorro de aire acondicionado llega hasta un 40 %, que en términos económicos asciende a \$20 000 por año (Díaz Torres & Monteagudo Yanes, 2014).

El “*Oxford Gardens Solar Project*” fue galardonado con el premio Intersolar AWARD 2012 en la categoría “Proyectos solares en Norteamérica” en julio del 2012 en la ciudad de San Francisco (German Energy Agency, 2016).



Figura 14. Hotel IFA Continental en la isla de Gran Canaria, España.
Fuente: Euroklima.



Figura 15. Proyecto solar de los jardines de Oxford.
Fuente: (German Energy Agency, 2016)

Capítulo 2

Metodología

2.1. TRNSYS software

Este software es un programa modular para la simulación dinámica de sistemas de energía, que ha sido especialmente diseñado para la simulación de sistemas solares activos y simulación térmica de edificios. TRNSYS utiliza una descripción gráfica de los sistemas de energía en el que el usuario puede seleccionar los módulos que constituyen el sistema e indicar la forma en que están interconectados.

La biblioteca TRNSYS incluye módulos, llamados “types” (tipos), que representan los dispositivos que comúnmente se utilizan en los sistemas de energía: módulos de procesamiento, módulos de datos meteorológicos, de resultados de la simulación, etc. Es importante mencionar que la estructura modular TRNSYS da una gran flexibilidad para analizar diferentes tipos de sistemas de energía.

La venta de la licencia en versión comercial para Latinoamérica se puede realizar mediante “Aguasol”, consultoría en energía renovable y eficiencia energética, y su costo asciende a €4 500, dando acceso a todas sus aplicaciones que, mayormente son usadas en:

- Simulación energética de edificios
- Arquitectura sostenible
- Certificación LEED
- Proyectos de eficiencia energética
- Simulación y optimización de sistemas energéticos
- Procesos solares térmicos
- Aplicaciones solares de alta temperatura
- Bombas de calor geotérmicas
- Plantas de cogeneración y trigeneración
- Plantas de biomasa
- Energía eólica y sistemas fotovoltaicos
- Investigación y desarrollo en sistemas de producción y distribución energética
- Evaluación de tecnologías emergentes

Sin embargo, también hay una versión demo, la cual a pesar de tener funciones limitadas, incluye más de 40 ejemplos y permite a los usuarios crear simulaciones con hasta 5 componentes. La versión demo expira en septiembre de cada año.

2.2. Cálculo de carga térmica

Hace referencia a la cuantificación de energía térmica por unidad de tiempo (potencia térmica, Q_R) que un recinto cerrado intercambia con el exterior debido a las diferentes condiciones higrotérmicas del interior y del exterior, considerando las exteriores como las más desfavorables posible. En esencia, es la cantidad de energía en forma de calor que se retira de un espacio definido, para así lograr aplicaciones específicas deseadas, como el confort humano.

En la Tabla 1, se consideran los parámetros necesarios para evaluar y determinar la carga térmica de un recinto sencillo. Se debe tener en cuenta el tipo de ambiente, si es un dormitorio, un centro de trabajo, un aula de clase, etc. A partir de factores de cálculo, se determina la capacidad de refrigeración que debería cubrirse.

Tabla 1. Consideraciones para determinar la carga térmica

Ubicación		Cantidad	Factor	BTU/h
1- Suelo		m ²	32	
2- Volumen de la habitación		m ³	20	
3- Ventanas expuestas al sol (usar sólo las de una pared, la que ofrezca el mayor resultado)	S o E	m ²	480	
	SO	m ²	880	
	O	m ²	1200	
	NO o SE	m ²	660	
4- Todas las ventanas no incluidas en el punto 3		m ²	160	
5- Pared expuesta al sol (usar sólo la pared utilizada en el punto 3)		m ²	144	
6- Todas las paredes exteriores no incluidas en el punto 5		m ²	100	
7- Tabiques (todas las paredes interiores adyacentes a espacios sin acondicionar)		m ²	44	
8- Tejado o techo (sólo uno)	Techo con espacio sin acondicionar arriba		m ²	32
	Techo	Sin aislamiento	m ²	108
		50mm (2") o más de aislamiento	m ²	32
	Tejado sin aislamiento		m ²	212
9- Personas			480	
10- Luces y equipos eléctricos en uso	Incandescentes y equipos		W	3.44
	Fluorescentes		W	4.25
Carga de refrigeración total Q_R		BTU/h		

Fuente: S.A.T. e instalaciones, S.L.

2.3. Consumo de energía

Consiste en calcular la potencia teórica (E_T) requerida por el compresor. Para este valor, se utiliza el factor de desempeño de un sistema de refrigeración, denominado COP, que representa el ratio entre la carga de refrigeración y la potencia del compresor. Para propósitos prácticos, E_T estará en las mismas unidades que Q_R .

$$E_T = \frac{Q_R}{COP} \quad (3)$$

2.3.1. Cálculo para la instalación fotovoltaica

Es necesario calcular el consumo real que tendrá el sistema fotovoltaico (PV), considerando el funcionamiento de los equipos propios de la instalación (inversor, baterías, otros), y el efecto de las pérdidas asociadas a su funcionamiento.

$$R = (1 - k_b - k_c - k_v) \left(1 - \frac{k_d N}{p_d} \right) \quad (4)$$

El factor de rendimiento global de la instalación fotovoltaica es representado por R, donde según el proyecto SIMEC en Chile, los factores de la ecuación (4) son los siguientes:

- k_b : Coeficiente de pérdidas por rendimiento del banco de baterías
 - 0.05 en sistemas que no demanden descargas profundas
 - 0.1 en sistemas con descargas profundas
- k_c : Coeficiente de pérdidas en el inversor
 - 0.05 para inversores senoidales puros, trabajando en régimen nominal
 - 0.1 para inversores trabajando fuera del régimen nominal
- k_v : Coeficiente de pérdidas varias (pérdidas en conductores, efecto joule, etc.)
 - se consideran valores de referencia entre 0.05 y 0.15
- k_d : Coeficiente de auto-descarga diario
 - 0.002 para baterías de baja auto-descarga Ni-Cd
 - 0.005 para baterías estacionarias de Pb-ácido
 - 0.012 para baterías de alta auto-descarga (arranque de vehículos)
- N: número de días de autonomía de la instalación
 - Días en que la instalación trabajará bajo condiciones de irradiación mínimas (días nublados continuos), se consumirá más energía de la que se genera. De 4 a 10 días como valores de referencia.
- p_d : Profundidad de descarga diaria de la batería
 - No deberá exceder el 80% de su capacidad nominal, a fin de evitar afectar la vida útil del banco de baterías.

2.3.2. Cálculo para el sistema de absorción

Ésta debe considerar la incorporación del acumulador y pérdidas de los equipos, por lo cual sufrirá una reducción de 67% (CIBSE, 2012), que será su rendimiento.

Después de haber encontrado el factor de rendimiento global de la instalación (R) para ambos sistemas, el consumo real de energía se obtiene de la siguiente expresión:

$$E = \frac{E_T}{R} \quad (5)$$

2.4. Cálculo de la radiación solar con pérdidas

Para esto se hará uso de los datos obtenidos de la irradiación solar diaria promedio en la ciudad o lugar de aplicación del proyecto. Luego de ello, se deberán descontar las pérdidas de radiación evaluadas año tras año, por lo que a la irradiación neta que llegará a la superficie de los paneles es afectada por una pérdida del orden entre 10 y 15% de acuerdo con el proyecto SIMEC en Chile.

2.5. Selección de dispositivos para instalación fotovoltaica

El efecto fotovoltaico se fundamenta en la transformación de la energía proporcionada por el sol en energía eléctrica. El aire acondicionado autónomo adiciona a los componentes de un aire convencional: evaporador, compresor y condensador, un sistema fotovoltaico encargado de proporcionar electricidad al compresor, como se muestra en la Figura 16. Esta instalación, a su vez, está compuesta por paneles solares, un inversor y baterías para el almacenamiento de la energía transformada. Estos dispositivos deben dimensionarse correctamente para hacer posible la transformación de la radiación solar en energía eléctrica. En caso se tenga un exceso de energía, ésta puede inyectarse a la red.

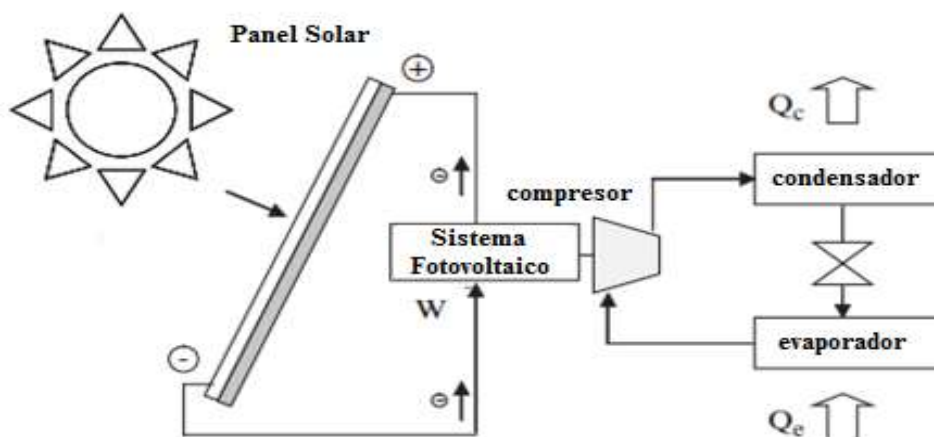


Figura 16. Sistema de refrigeración solar fotovoltaico
Fuente: (Grossman, 2002). Elaboración: Kelly Regalado Bobadilla.

Cálculo de banco de batería

Ya conocido el valor real del consumo energético de la instalación es posible calcular la capacidad del banco de baterías (en amperios) necesario para acumular la energía generada por el sistema, donde V representa al voltaje nominal de la batería en voltios.

$$C_{bat} = \frac{E \cdot N}{V \cdot p_d} \quad (6)$$

Cálculo de paneles solares

Obtenida la capacidad del banco de baterías, se estará en condiciones de calcular la cantidad de paneles solares necesarios para la instalación.

Conocido el nivel de irradiación diaria, es necesario estimar las horas de sol diarias, o también conocidas como Horas Solares Pico (HSP), las que corresponden a las horas solares equivalentes por día, en base a un nivel de radiación estándar de 1 kW/m² (Ibañez, Rossell, & Rossell, 2004).

De forma paralela, se debe seleccionar el tipo de panel fotovoltaico a utilizar según su potencia, donde los factores o datos de operación a tomar en cuenta son: la potencia nominal Watts Pico (W_p), corriente de corto circuito (I_{sc}), voltaje a circuito abierto, voltaje en el punto de máxima potencia, corriente en el punto de máxima potencia, área; que corresponden a los proporcionados por los fabricantes.

Tomando un porcentaje de seguridad, en este caso asumiendo un 90% de trabajo (Ibañez, Rossell, & Rossell, 2004), el número de paneles NP estaría determinado por:

$$NP = \frac{E}{0.9 \cdot W_p \cdot HSP} \quad (7)$$

A continuación, se pasaría a utilizar un método de comprobación de la cobertura entregada por la instalación para cada uno de los meses del año, el cual corresponde al Factor de Utilización (F_i) o Factor de Cobertura del mes “i”, que se define como el cociente entre la energía disponible y la energía consumida.

$$F_i = \frac{NP \cdot 0.9 \cdot W_p \cdot HSP_i}{E} \quad (8)$$

Donde HSP_i , corresponde a las Horas Solares Pico de un mes específico.

Cálculo de regulador

Se requiere especificar su corriente de máxima operación I_{max} que depende de la cantidad de paneles a utilizar y de su corriente consumida.

$$I_{max} = I_{sc} \cdot NP \quad (9)$$

Cálculo del inversor

Para seleccionar el inversor, se debe estimar el máximo consumo instantáneo de potencia y ese será el valor mínimo del inversor.

Cálculo de conmutador

Se puede definir el conmutador para futuras conexiones a la red eléctrica, éste puede manual o automático, y permitirá realizar el cambio de alimentación eléctrica entre el sistema de generación fotovoltaico y el suministro de energía de la red. Este actuador funcionará en condiciones de baja carga de las baterías (30% de la capacidad máxima para el cálculo del banco de baterías), el cual al detectar un nivel inferior al 30% de la

carga máxima, realizará el cambio hacia el suministro de la red eléctrica convencional (Ibañez, Rossell, & Rossell, 2004).

Simulación – Sistema fotovoltaico

Una vista general de los componentes usados en esta aplicación se proporciona en la Figura 17, mientras que en la Tabla 2 se detalla cuáles son los *types* utilizados para esta simulación, destacando el código de identificación, nombre específico en las librerías y descripción.

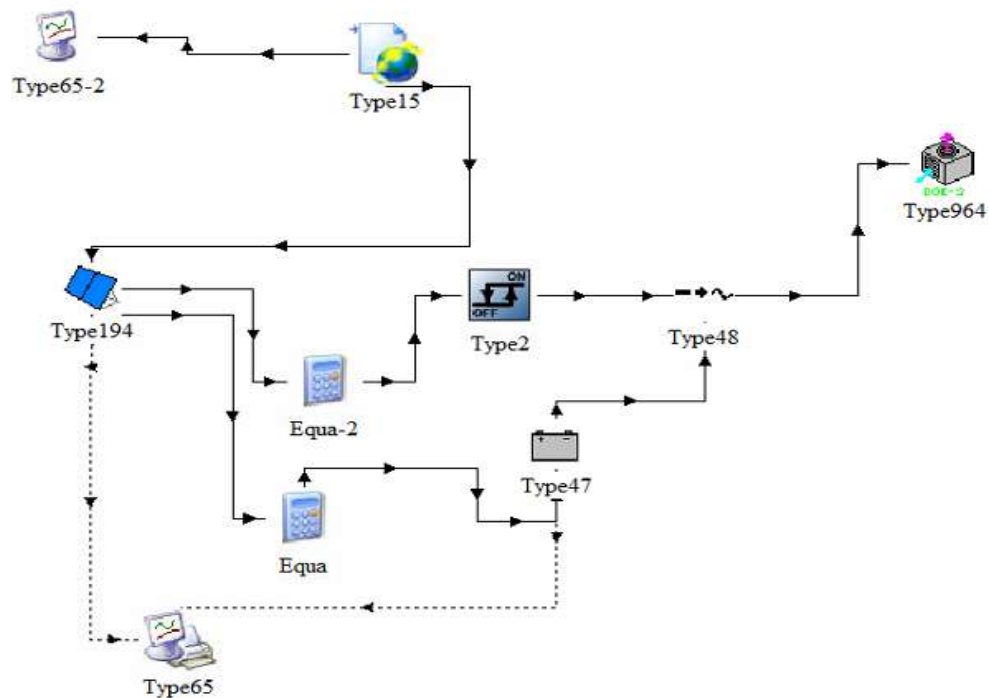


Figura 17. Entorno gráfico en TRNSYS de un sistema fotovoltaico
Fuente: Elaboración propia.

Tabla 2. Componentes del Sistema en TRNSYS

Icono	Componente	Descripción
Type65	Online graphical plotter	Permite mostrar gráficas de las variables obtenidas
Type15	Weather Data Processor	Contiene la información climática de la zona definida de trabajo
Type194	Photovoltaic Array	Simula el funcionamiento de los paneles solares
Type2	ON/OFF Differential Controller	Simula el funcionamiento del controlador
Type47	Electrical Storage Battery	Simula el funcionamiento del banco de baterías
Type48	Regulator / Inverter	Simula el funcionamiento del inversor
Type964	DOE-2 Cooling Coil Using Bypass Fraction Approach	Simula el funcionamiento del aire acondicionado

Fuente: Elaboración propia.

2.6. Selección de dispositivos para el sistema de absorción

La Figura 18 muestra la vista global del sistema destacando los cinco componentes que sustituyen el compresor en un aire acondicionado convencional, que se puede encontrar en el mercado en un solo dispositivo llamado "máquina de absorción" o "enfriadora de absorción".

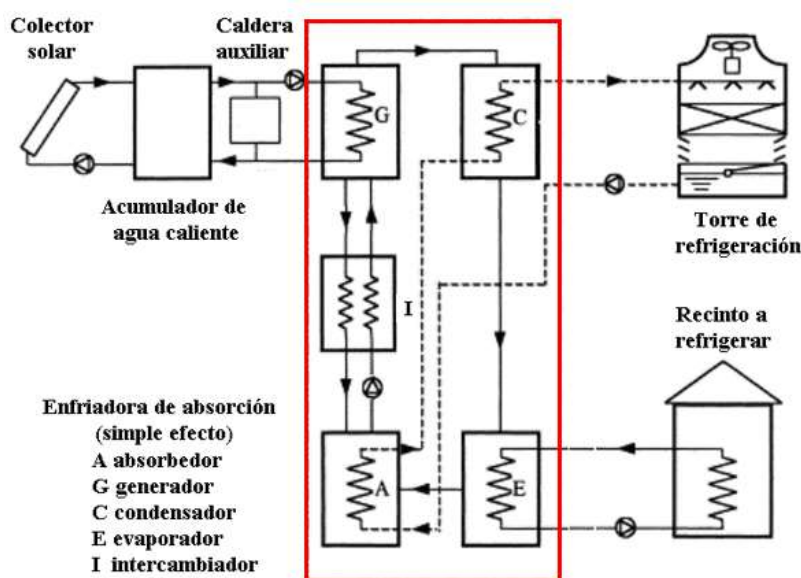


Figura 18. Sistema de refrigeración por absorción
Fuente: (Lozano, Renin, Guallar, Monné, & Ramos, 2007)

Cálculo de colectores solares planos

Para esta aplicación, se elige la configuración plana porque el sistema requiere menos calor (a 100°C) y es más económico, al mismo tiempo (Eicker & Pietruschka, 2009), además en los colectores planos, la máquina de absorción está protegida contra pérdidas térmicas por medio de materiales aislantes como lana mineral y una cubierta simple o de doble vidrio (Peuser, Remmers, & Schnauss, 2007).

El colector solar plano seleccionado tiene las siguientes características importantes: área bruta / área de apertura, rendimiento óptico, coeficiente de pérdidas de calor y la carga máxima posible, los cuales permiten determinar el número necesario de estos.

Tabla 3. Radiación solar mensual – Piura ($\text{kWh} / \text{m}^2.\text{día}$)

Mes	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	Prom.
Radiación	5.5	6	5.5	5	5	4.5	5	5.5	6	6.5	6.5	6	5.6
Radiación con pérdidas	4.8	5.2	4.8	4.4	4.4	3.9	4.4	4.8	5.2	5.7	5.7	5.2	4.9

Fuente: (Ministerio de Energía y Minas, 2003)

A partir de la Tabla 3 de radiación ya afectada por las pérdidas en $\text{kWh}/\text{m}^2.\text{día}$ se puede hallar la máxima generación de radiación mensual promedio neto (RN_i) en W/m^2 que resulta de una conversión de unidades: kW a W y considerando 24 horas en un día (Ssembatya, 2013), lo que es igual a multiplicar la radiación con pérdidas por el factor 41.6. Teniendo los factores antes definidos, la superficie solar necesaria por mes (SS_i) en m^2 se define con la siguiente ecuación:

$$SS_i = \frac{E}{RN_i} \quad (10)$$

Finalmente, se determinó el número de colectores solares planos necesarios dividiendo la superficie solar mensual requerida entre el área efectiva de cada colector solar plano (AE).

$$NC = \frac{SS_i}{AE} \quad (11)$$

Cálculo de acumulador de agua caliente

El agua caliente, procedente del colector solar, se almacena para aumentar la eficacia del sistema de absorción cuando la radiación solar es baja. Al igual que en todo equipo, hay un coeficiente de pérdida pero es mínimo cuando el tanque de almacenamiento está en el interior de un recinto. Los dos factores decisivos para el cálculo de este componente son: área instalada de colectores y la temperatura de utilización (Peuser, Remmers, & Schnauss, 2007), los cuales ya fueron definidos en el apartado anterior. Se utilizará un tanque cilíndrico vertical, de acuerdo con las normas ASHRAE (Masson, Qu, & Archer, 2006).

Selección de fuente de energía auxiliar

Esta caldera auxiliar se utiliza para elevar o mantener la temperatura del fluido que alimenta el generador de vapor y para el cual definiremos un rendimiento mínimo del 90%, que supondremos será constante. El coeficiente de pérdida de la fuente se establece en 0.21 (Masson, Qu, & Archer, 2006).

Enfriadora de absorción

Es una máquina de absorción de bromuro de litio - agua ($H_2O/BrLi$), donde el agua cumple la función de refrigerante y es por ello que la refrigeración ocurre a temperaturas por encima de los 0 °C. Esta enfriadora es de efecto simple pues a pesar de tener un COP reducido respecto a los de dos o tres efectos, como se muestra en la Figura 19, esta máquina permite trabajar a temperaturas menores a 100 °C que en aspectos económicos para nuestra aplicación resulta más factible.

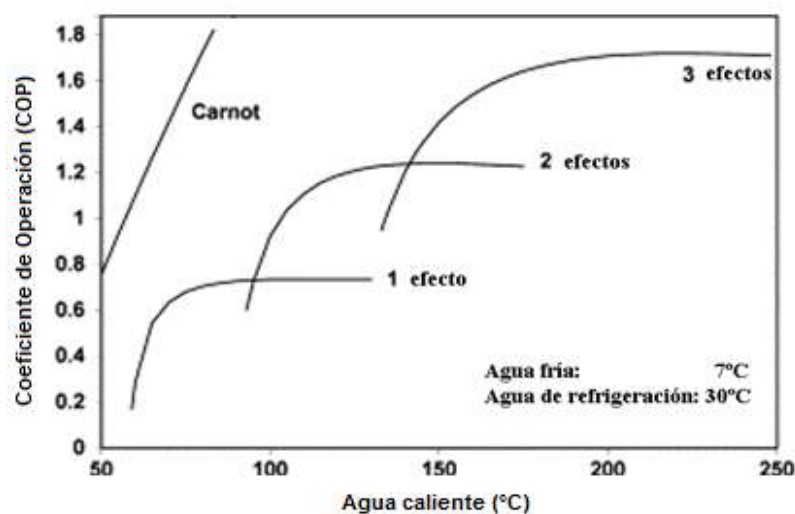


Figura 19. Coeficiente de operación de las enfriadoras de absorción de $H_2O/BrLi$
Fuente: (Grossman, 2002)

Selección de torre de enfriamiento

El diseño más ampliamente usado consiste en pulverizar el agua caliente desde la parte superior y el flujo de aire circula en la dirección opuesta, de abajo hacia arriba, con el fin de evitar la pérdida de agua. Habiendo determinado estas condiciones para el dispositivo y con una enfriadora de COP igual a 0.7, seleccionamos una torre de refrigeración entre 0.02 o 0.08 kWh_{el} por kWh de frío (Henning, 2004), donde kWh_{el} se refiere estrictamente a la energía de potencial eléctrico.

Selección de ventiloconvectores

El software TRNSYS utilizado permite controlar la temperatura del aire de retorno y el porcentaje de la válvula de apertura. Para el consumo actual de energía, se selecciona los datos del ventiloconvector con las condiciones necesarias para acoplar su funcionamiento al del recinto y la enfriadora de absorción.

Simulación – Sistema de absorción

La Figura 20 proporciona una visión general del interfaz en el software; en la Tabla 4 se hace un listado de sus componentes.

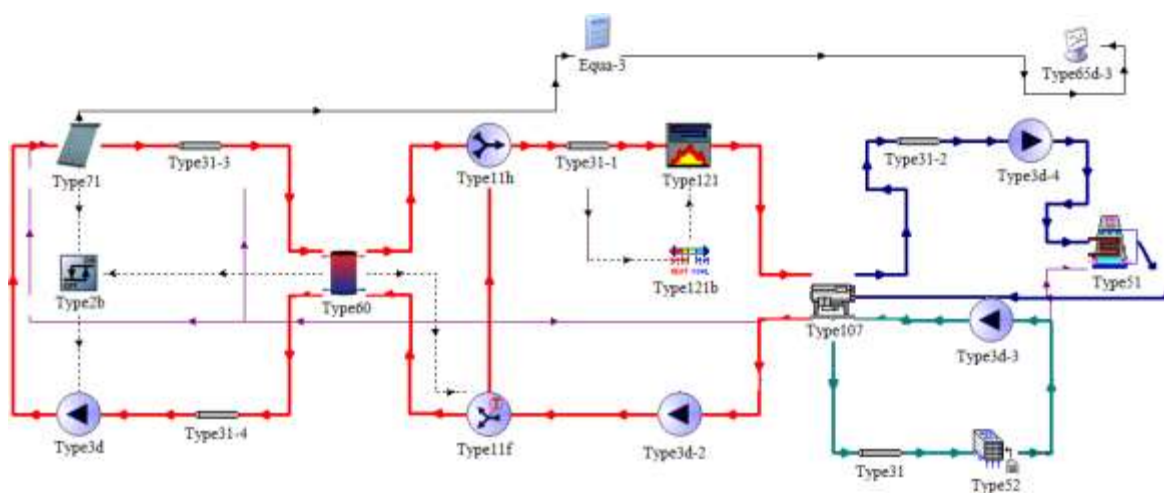


Figura 20. Ambiente gráfico en TRNSYS del sistema de absorción

Fuente: Elaboración propia

Tabla 4. Principales componentes en TRNSYS

Icono	Componente
Type71	Colector solar
Type60	Almacenamiento de agua caliente
Type107	Enfriadora de absorción
Type51	Torre de refrigeración
Type52	Ventiloconvectores
Type65	Tablero gráfico en línea

Fuente: Elaboración propia.

Capítulo 3

Artículo

Como se muestra en el anexo B, la siguiente publicación ha sido aceptada en el 24° World Congress on Engineering and Computer Science 2016 (WCECS 2016) que tendrá lugar en la University of California, Berkeley del 19 al 21 de Octubre de 2016 y es organizado por la International Association of Engineers - IAENG (Asociación Internacional de Ingenieros), una asociación internacional sin ánimo de lucro para los ingenieros e informáticos. El congreso tiene su enfoque en los temas fronterizos de ingeniería teórica y aplicada, así como de asuntos informáticos. Las conferencias WCECS sirven como buenas plataformas para los miembros y toda la comunidad de ingeniería permitiendo intercambiar ideas. Las últimas conferencias IAENG han captado a más de mil participantes de más de 30 países, y los comités de conferencia se han formado con más de 260 miembros que son principalmente directores de centros de investigación, decanos, jefes de departamento, profesores y científicos de investigación de más de 20 países.

El artículo presenta una comparación de los parámetros como factores de cobertura y energía utilizada de dos sistemas de refrigeración, uno a base de energía fotovoltaica y otro por absorción, los cuales permitirán tener una alternativa energética al uso de aire acondicionado convencional. De implementarse, esto permitirá la reducción de carga en el sistema eléctrico y costos incurridos a futuro por el aire acondicionado en la Universidad de Piura, además de una mejor opción con el uso de refrigerantes amigables con el ambiente como bromuro de litio y agua en el caso del sistema de absorción.

Para poder evaluar el desempeño de ambos sistemas se hizo uso del software TRNSYS mediante el cual se realizó la simulación de estos sistemas de refrigeración a partir de data meteorológica, dando como resultado reportes, tablas y gráficos.

A continuación se presenta el artículo en inglés presentado en el congreso:

Energetic Assessment of Two Solar Cooling Systems in Piura using the TRNSYS Software

Kelly G. Regalado, Carlos N. Quispe

Abstract—The requirements of air conditioning systems in the city of Piura have increased in recent years, since temperatures have reached higher levels than normal, especially in summer. In addition to the investment, the main issue of implementing conventional equipment is its high-energy consumption, which generates overloads in electrical systems, as well as a 60% increase in electricity costs. With this background in mind and to make the most of the level of solar irradiation, 5.5 kW/m^2 on average, it was aimed to evaluate solar cooling systems, which require less power to the electrical system or, at best, become independent of it, in addition to guiding renewable energy for human comfort. The case study focuses on a classroom in the Engineering Building at the Universidad de Piura, Peru.

To improve the analysis, simulation software was used, called TRNSYS, to show the power variations in a couple of critical months. In this context, it also highlighted the fact of having a computational tool to optimize designs and reduce costs. Among the most important results for a photovoltaic system, it revealed that 20 panels of 130Wp were enough to independently cover the need for cooling in the classroom during the summer, with a 30% excess in the coverage factor; while in winter there were no issues because, despite the decrease in power generated, the number of air conditioner runtime hours also reduced. In the case of the absorption system, it could work during some months with 30-50% excess being absolutely independent.

Index Terms— Photovoltaic cooling system, absorption cooling system, air conditioning system, TRNSYS.

I. INTRODUCTION

SOLAR energy is one of the options that is being developed as an alternative to the energy from fossil fuel combustion. Unlike the Nordic countries, the Peruvian territory has sun for most of the year. As in many countries, interest in the technical use of renewable energies, especially solar energy, began in Peru, in the 1970s, as a result of the so-called oil crisis [1]. According to the Solar Atlas of Peru, prepared by the Ministry of Energy and Mines, Peru has a high annual solar radiation, which is approximately 5.5 to 6.5 kWh/m^2 in the mountains; 5.0 to 6.0 kWh/m^2 on the coast and approximately 4.5 to 5.0 incident per unit area is, in principle, sufficient to meet the energy needs of various systems.

Over time these resource applications have diversified and are notable, considering that Piura is one of the cities with more solar radiation in Peru. Today, temperatures in this city have reached

historical limits, being 39.6 degrees in January 2016. Considering this, the best option to achieve an adequate level of comfort in the summer periods is the use of air conditioning systems, however, connection to the mains can become a problem because of its high electricity consumption.

Given this scenario, we wished to study the feasibility of a solar air conditioning system, which would be applied to a building at the University of Piura. In the case of the photovoltaic application, it would be used in one classroom and the absorption system could satisfy the consumption of three classrooms. This will allow for, if not eliminate, a reduction in the need for connection to the electrical system, meaning a benefit to both electricity consumption and for the future cost of such facilities in areas where there is a high level of solar radiation.

In this paper, the methodology for calculating thermal load will be firstly explained, then the scheme components and devices needed for both systems, photovoltaic and absorption, will be described, then we will detail the calculation procedure or selection. In addition, the simulation performed by the TRNSYS software will be explained. Finally, the results obtained and conclusions will be displayed.

II. METHODOLOGY

2.1. TRNSYS software

TRNSYS is a modular program for the dynamic simulation of power systems, which has been specially designed for the simulation of active solar systems and thermal simulation of buildings. TRNSYS uses a graphical description of the energy systems, in which the user can select the modules that constitute the system and indicate how they are interconnected.

The TRNSYS library includes modules, called TYPES, representing the equipment commonly used in energy systems, processing modules, meteorological data processing modules of simulation results, etc. The TRNSYS modular structure gives great flexibility to analyze different types of energy systems.

2.2. Calculation of thermal load

Thermal load refers to the amount of thermal energy per unit time (thermal power, Q_R) as an enclosure exchanges with the outside because of the different hydrothermal conditions inside and outside, considering the exterior as being the most

unfavorable possible. In essence, it is the amount of heat energy, which is removed from a defined space, in order to achieve specific desired applications, such as human comfort.

Table I shows the parameters necessary to evaluate and determine the thermal load of a single enclosure. We should consider the type of environment, whether it is a bedroom, a workplace, a schoolroom, etc. From the calculation factors, the cooling capacity, which should be covered, can be determined.

TABLE I
CONSIDERATIONS IN DETERMINING THE THERMAL LOAD

Location		Unit	Factor
1- Soil		m ²	32
2- Volume of the room		m ³	20
3- Windows exposed to the sun	S or E	m ²	480
	SW	m ²	880
	W	m ²	1200
	NW or SE	m ²	660
4- All windows (not in item 3)		m ²	160
5- Walls exposed to the sun		m ²	144
6- All exterior walls (not in 5)		m ²	100
7- Partitions (All interior walls adjacent to unconditioned spaces)		m ²	44
8- Roof (only one)	Unconditioned spaces		m ² 32
	Roof	Uninsulated	m ² 108
		2" or more	m ² 32
	Uninsulated roof		m ² 212
9- People			480
10- Electrical equipment	Incandescent	W	3.44
	Fluorescent	W	4.25
Total Cooling Capacity Q_R		BTU/h	

2.3. Determination of power consumption

The first step is to calculate the ideal energy consumption (E_T) required by the compressor or absorption chiller. To this value, the performance factor of a refrigeration system, called COP, which represents the ratio between the cooling load and the compressor power, is used. For a practical purpose, E_T will be in the same units of Q_R .

$$E_T = \frac{Q_R}{COP} \quad (1)$$

Photovoltaic system

Once the ideal energy consumption is estimated, it is necessary to calculate the actual consumption that the photovoltaic (PV) system will have after installation, that is, considering the use of

proper equipment installation (inverter, batteries, etc.), and the effect of the losses associated with its operation.

$$R = (1 - k_b - k_c - k_v) \left(1 - \frac{k_a N}{p_d} \right) \quad (2)$$

The overall performance factor is represented by R, where according to the project SIMEC in Chile, the factors of the equation (2) are:

- k_b : Loss ratio performance battery bank
 - 0.05 on systems that do not demand deep discharges
 - 0.1 on systems with deep discharge
- k_c : Coefficient of losses in the inverter
 - 0.05 for pure sine wave inverters, working at rated speed
 - 0.1 for inverters working outside the rated speed
- k_v : Coefficient of several losses (losses in conductors, joule effect, etc.)
 - are considered reference values between 0.05 and 0.15
- k_a : Coefficient of daily self-discharge
 - 0.002 for battery low self-discharge Ni-Cd
 - 0.005 for stationary batteries lead acid
 - 0.012 for batteries self-discharge high (car boot)
- N: number of days of autonomy installation
 - Days in the installation work under conditions of minimum irradiation (continuous cloudy days), more energy will be consumed than is generated.
- p_d : Depth of daily battery discharge
 - Should not exceed 80% of its nominal capacity in order to avoid affecting the life of the battery bank.

Absorption system

Having estimated the ideal energy consumption, which should be considered by incorporating thermal storage and equipment losses, it will suffer a reduction to 67% [3], which will be its performance.

Having found the overall performance factor of the installation (R) for both systems, the actual energy consumption is obtained from the following expression:

$$E = \frac{E_T}{R} \quad (3)$$

2.4. Determination of solar irradiation without losses

This will be done using data obtained from the average daily insolation in the city or place of the project implementation. After that, the

evaluated radiation losses year after year must be deducted, which will have an order of between 10 - 15% according to the project SIMEC in Chile.

2.5. PV installation

The photovoltaic effect is based on the transformation of the energy provided by the sun into electrical energy. The autonomous air conditioning is added to the components of a conventional air, evaporator, compressor and condenser, a photovoltaic system is responsible for providing electricity to the compressor, as shown in Fig. 1. This installation, in turn, is composed of solar panels, an inverter and batteries for storing the transformed energy. These devices must be sized correctly to enable the transformation of solar radiation into electrical energy, and if excess energy is injected into the network, it will reduce the costs of the electricity.

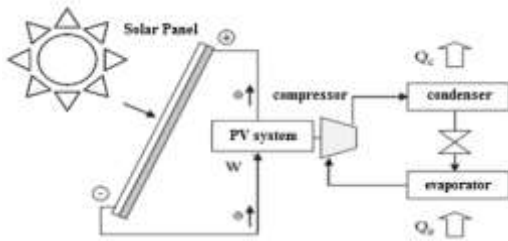


Fig. 1. Photovoltaic solar cooling system

Calculation of the Battery Bank: If the real value of energy consumption of the installation is already known, it is possible to calculate the capacity of the battery bank that will be necessary to accumulate the energy generated by the system, which V represents the nominal battery voltage.

$$C_{bat} = \frac{E \cdot N}{V \cdot p_d} \quad (4)$$

Calculation of Solar Panels: Once the capacity of the battery bank is obtained, the number of solar panels required for installation can be calculated.

Moreover, once the level of daily irradiation is known, without losses, it is necessary to estimate the hours of daily sunshine, or also known as Peak Sun Hours (PSH), which correspond to the solar equivalent hours per day, based on a standard level of radiation of 1 kW/m^2 [4].

Alongside this, the type of photovoltaic panel to be used must be selected, according to the power, where the factors or operating data are some as nominal power - watts peak (W_p), short-circuit current (I_{sc}), open circuit voltage, voltage at the maximum power point, current at maximum power point and area, which correspond to those provided by the manufacturers.

Taking a percentage of safety, in this case assume 90% working [4], the number of panels N_p will be determined by:

$$N_p = \frac{E}{0.9 \cdot W_p \cdot HSP} \quad (5)$$

Then, the coverage provided by the installation for each of the months of the year should be checked, which corresponds to the Utilization Factor (F_i), or Coverage Factor of the month i , which is defined as the ratio of available energy and the energy consumed.

$$F_i = \frac{NP \cdot 0.9 \cdot W_p \cdot HSP_i}{E} \quad (6)$$

Where PSH_i corresponds to the Peak Sun Hours of a specific month.

Calculation of the regulator: To estimate the necessary charge controller, the maximum operating current I_{max} should be specified, which depends on the number of panels used and its consumed current.

$$I_{max} = I_{sc} \cdot NP \quad (7)$$

Inverter calculation. To select an inverter, the maximum instantaneous consumption should be estimated and that is the minimum value of the inverter.

Calculation of the switch: The switch can be set for future connections to the mains, which may be manual or automatic, to perform switching between the power generation and photovoltaic system power supply via the wired network. This actuator will operate under low battery power (30% of the maximum capacity to calculate the battery bank), which upon detection of a level below 30% of the maximum load, will change towards providing the conventional power grid [4].

Simulation – PV system. An overview of the components used in this application is provided in Fig. 2, whereas in Table II what types of elements were used for this simulation, highlighting the identification code and specific name in bookstores.

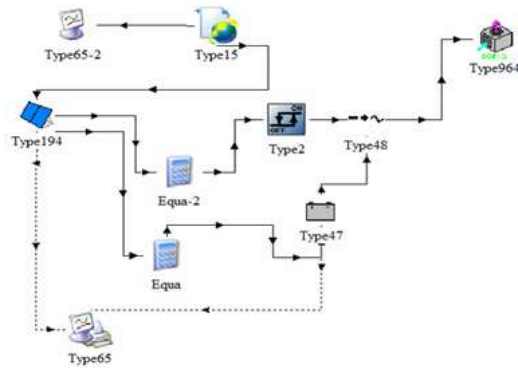


Fig. 2. Graphical environment in TRNSYS of a photovoltaic system

TABLE II
SYSTEM COMPONENTS IN TRNSYS

TYPE	Component
Type 65	Online graphical plotter
Type 15	Weather Data Processor
Type 194	Photovoltaic Array
Type 2	ON / OFF Differential
Type 47	Electrical Storage Battery
Type 48	Regulator / Inverter
Type 964	Cooling Coil Bypass Using Fraction Approach

2.6. Absorption system

Thermodynamic cycles of absorption cooling are similar to vapour compression cycles; the main difference is that the compressor is replaced by a chemical cycle that occurs between an absorber pump, a heat exchanger and a generator, as shown in Fig. 3. Basically, instead of the refrigerant vapour compression, the absorption cycle dissolves this vapour into a liquid (called the absorbent); it pumps the solution to a higher pressure (with much less work input required by a compressor) and then uses the heat input to evaporate the steam coolant out of the solution [5].

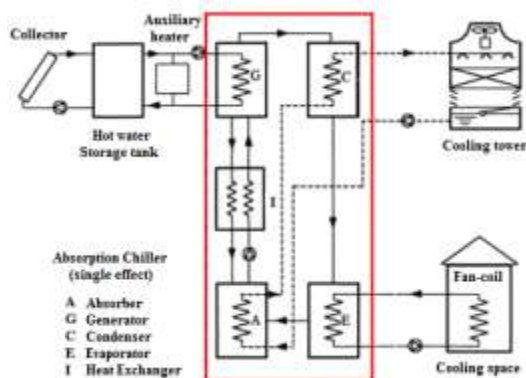


Fig. 3. Absorption Cooling System

Fig. 3 shows the global view of the system showing the five components that replace the compressor in a conventional air conditioner, which

can be found commercially in a single device called an "absorption chiller".

Calculation of flat solar collectors: For this application, this type of collector was chosen because the system requires less heat (to 100°C) and it is more economical at the same time [6]. The flat solar collector selected had certain features, which are some as gross area/aperture area, optical performance, collector heat loss coefficient and maximum possible load. These parameters will help discover the necessary number of them.

Having defined the solar surface needed per month (SS_i), resulting from the division of the actual consumption between the net average monthly consumption (RN_i), which is already affected by 13% of losses in installation [7].

$$SS_i = \frac{E}{RN_i} \quad (8)$$

Finally, we determined the number of flat solar collectors required by dividing the required monthly solar surface with its effective area (AE).

$$NC = \frac{SS_i}{AE} \quad (9)$$

Calculation of the hot water storage tank: It was necessary to store the heat transfer water coming from the solar collector to increase the efficiency of the absorption system when there was no sunshine. As in every piece of equipment, it had a loss coefficient but it was minimum when the storage tank was kept indoors. Having this requirement and being a vertical cylindrical tank, its ratio was 2 ~ 3:1, according to ASHRAE standards [8].

Selection of auxiliary heater: This is used to elevate, or maintain, the fluid medium temperature, which feeds the steam generator and it is set around 84 °C (183.2 °F). The auxiliary heater loss coefficient is set to 0.21 [8].

Absorption chiller Yazaki WFC-SC10: This is a single effect absorption chiller, LiBr based, associated with a cooling tower. The nominal operating conditions of the absorption chiller are reported in Table XII.

Selection of Cooling Tower: The most widely used cooling tower design is one in which the hot water is sprayed from the top and the air flow runs in the opposite direction, from bottom to top, in order to prevent water loss. Having determined these conditions with a chiller COP of 0.7, we selected a cooling tower between 0.02 or 0.08 kWh_{el} per kWh of cold [9], where kWh_{el} refers strictly, electrical potential energy.

Selection of Fan Coils: The TRNSYS software used allowed us to monitor the return air temperature and the percentage of the opening valve. For the actual energy consumption, we selected a product data for Daikin Air conditioning UK Ltd, FWD12AT Fan Coil Unit with the conditions specified in Table XIII.

Simulation – Absorption system. Fig. 4 provides an overview of the environment in the software.

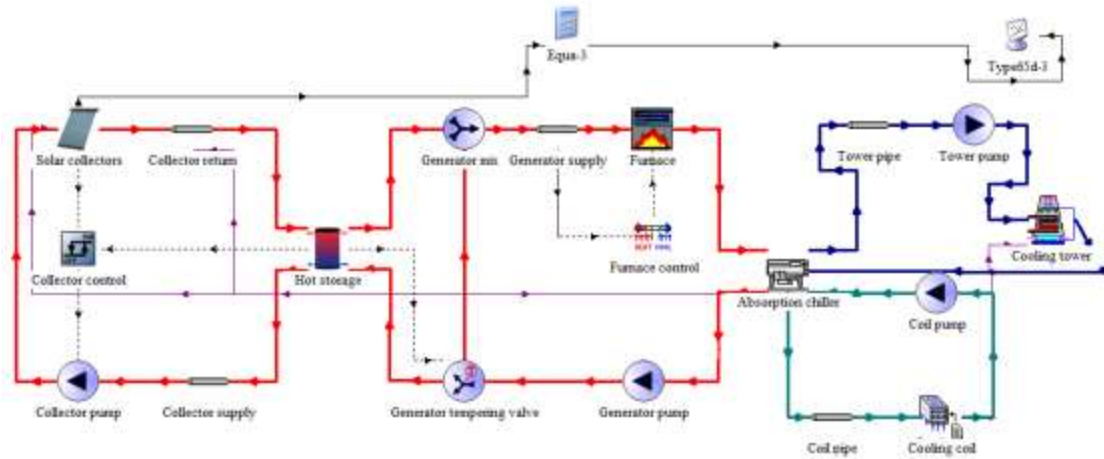


Fig. 4. Graphical environment in TRNSYS of an absorption system

TABLE III
PRINCIPAL COMPONENTS IN TRNSYS

TYPE	Component
Type71	Solar collector
Type60	Hot storage
Type107	Absorption chiller
Type15	Weather Data Processor
Type51	Cooling tower
Type52	Cooling coil (fan coil)
Type65	Online graphical plotter

Location	Unit	Factor	BTU/h
9- People	65	480	31200
Total Cooling Capacity Q_R	BTU/h		56352

With the value obtained, the nominal heat output of the air conditioner of 55000 BTU/h was ratified.

After that, the calculations (in kWh/m². day) started by considering the following data from the Atlas of Solar Energy of Peru, shown in the second line of Table V. These values are deducted radiation losses, which are considered in the order of 13%, obtained in the third line of the Table V.

III. RESULTS

Taking the measures and characteristics described in the classroom, located in the building, to assess its cooling load calculation, is shown in Table IV in BTU/h. Some locations have being omitted in the chart because they aren't being affected by a factor.

TABLE IV
CALCULATION OF THERMAL LOAD IN CLASSROOM

Location		Unit	Factor	BTU/h
1- Soil		24	32	768
2- Volume of the room		84	20	1680
3- Windows exposed to the sun	S or E	28	480	13440
5- Walls exposed to the sun (included in item 3)		29	144	4176
8- Roof	Unconditioned spaces	0	32	0
	Uninsulated roof	24	212	5088

TABLE V
MONTHLY SOLAR RADIATION – PIURA

Month	Radiation	Radiation with losses
January	5.5	4.8
February	6	5.2
March	5.5	4.8
April	5	4.4
May	5	4.4
June	4.5	3.9
July	5	4.4
August	5.5	4.8
September	6	5.2
October	6.5	5.7

Month	Radiation	Radiation with losses
November	6.5	5.7
December	6	5.2
Average	5.6	4.9

3.1. PV system

By converting the cooling capacity to kW, and using our air conditioner COP 2.3 in equation (1), an input power of 7 kW was obtained.

Having the solar radiation without losses, the PSH shown in Table VI were determined.

TABLE VI
AVERAGE TEMP. PER MONTH – PSH PER MONTH

Month	Temperature (°C)	PSH (h)
January	26.5	4.8
February	28	5.2
March	27.5	4.8
April	26	4.4
May	24	4.4
June	22.5	3.9
July	22	4.4
August	22	4.8
September	22.5	5.2
October	23	5.7
November	23.5	5.7
December	26	5.2
Average	24.5	4.9

Selecting photovoltaic panels with operating characteristics, according to Table VII and using the equations specified in the previous section, the PV system parameters are summarized in Table VIII.

TABLE VII
PARAMETERS OF THE PHOTOVOLTAIC PANEL
SELECTED

Specifications	Value
Nominal power - Watts Peak (W_p)	130 Wp
Short-circuit current (I_{sc})	7.87 A
Open circuit voltage	21.7 V
Voltage at the maximum power point	17.5 V
Current at maximum power point	7.43 A
Area	1.002 m ²

TABLE VIII
PARAMETERS OF THE PHOTOVOLTAIC
INSTALLATION

Values for Photovoltaic Installation	
Ideal energy consumption	7000 W
Loss ratio performance battery bank	0.05

Values for Photovoltaic Installation			
Loss ratio in the inverter	0.05		
Loss coefficient number	0.1		
Self-discharge coefficient daily	0.005		
Number of days of autonomy of the installation (N)	4		
Depth daily battery discharge	0.7		
Nominal battery voltage	24 V		
Short circuit current	7.87 A		
Power Inverter	10 kW		
Watts-peaksolar panels	130 Wp		
Peak Solar Hours (PSH): Conditions less favorable - The most favorable - Average peak solar hours.	3.9	5.7	4.9
Solar panels number (according to scenarios)	20	14	16
Maximum current (A)	157.4	110.2	125.9
Switch	10 kW		

The values of the Coverage Factor (CF) for the three scenarios studied in the table above are analyzed in Table IX, obtaining an annual average according to the monthly data.

TABLE IX
COVERAGE FACTOR FOR 3 SCENARIOS

Month	CF for NP=20	CF for NP=14	CF for NP=16
January	1.2	0.9	1
February	1.4	0.9	1.1
March	1.2	0.9	1
April	1.1	0.8	0.9
May	1.1	0.8	0.9
June	1	0.7	0.8
July	1.1	0.8	0.9
August	1.2	0.9	1
September	1.4	0.9	1.1
October	1.5	1	1.2
November	1.5	1	1.2
December	1.4	0.9	1.1
Average	1.3	0.9	1

Simulation

In Fig. 5, the less favorable scenario is simulated for the month of June (3650 – 4380 hours), which would be the month with the highest demand for air conditioning; and the more favorable scenario for November (7300 – 8030 hours).

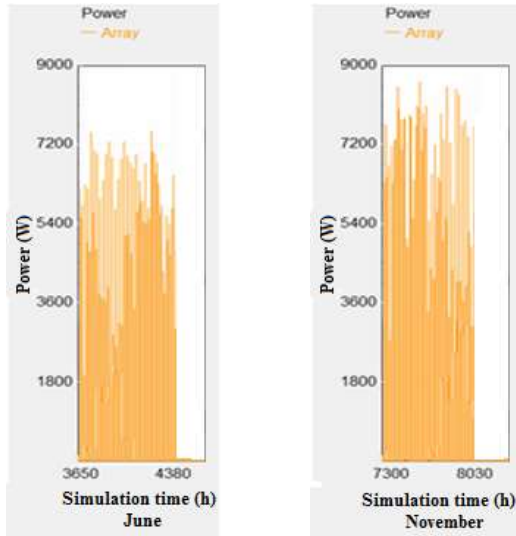


Fig. 5. Power in the photovoltaic solar cooling system for June and November

3.2. Absorption system

Converting the cooling capacity to kW, and using the COP shown in Table XII equal to 0.7011 in equation (1), an ideal energy consumption of about 23 kW was obtained. After being affected by the factor of installation, $R=0.67$ [3], the actual power needed is 34.33 kW.

The solar flat plate collector will be LBM 10 HTF and Table X gives detailed specifications.

TABLE X
TECHNICAL SPECIFICATIONS OF THE SOLAR FLAT PLATE COLLECTOR SELECTED

Specifications	Value
Gross area/aperture area, m ²	11.1 / 10.1
Optical performance, %	83.00
Collector heat loss coefficient (W/m ² K)	3.523
Maximum possible load (kN/m ²)	2.25

On the other hand, having the specifications of the collector and the solar surface shown in Table XI, the number of collectors shown in Table XI were determined.

TABLE XI
SOLAR SURFACE (m²) – NUMBER OF COLLECTORS (N)

Month	Solar surface (m ²)	Number of collectors (N)
1	172	17
2	158	16
3	172	17
4	187	19
5	187	19
6	211	21
7	187	19
8	172	17
9	158	16
10	145	14
11	145	14
12	158	16
Aver.	168	17

Once these parameters were defined and having selected the other components, now we can present in Table XII, the specifications of the absorption chiller and in Table XIII, the fan coil.

TABLE XII
NOMINAL CONDITIONS OF THE YAZAKI ABSORPTION CHILLER WFC-SC 10

Description			Value
Cooling capacity (kW)		kW	35.2
COP			0.7011
Chilled water	Inlet temperature	°C	12.5
	Outlet temperature	°C	7.0
	Rated flow rate	m ³ /hr	5.47
	Max operating pressure	kPa	588
Cooling water	Rated inlet temperature	°C	31.0
	Rated outlet temperature	°C	35.0
	Max operating pressure	kPa	588
	Rated flow rate	m ³ /hr	18.4
Hot water	Rated inlet temperature	°C	88
	Rated outlet temperature	°C	83
	Max operating pressure	kPa	70-95
	Rated flow rate	m ³ /hr	588
	Intel limit	°C	8.64
Electrical	Consumption	W	210

TABLE XIII
SPECIFICATIONS OF FAN COILS

Description	Value
Cooling capacity (kW)	12
Temperature in/out (°C)	12 / 6
Flow rate (m ³ /h)	3.4
Connection	1' internal thread

Simulation

In Fig. 6, the less and most favorable scenarios are the same as PV system and knowing the power of this application, we could compare both.

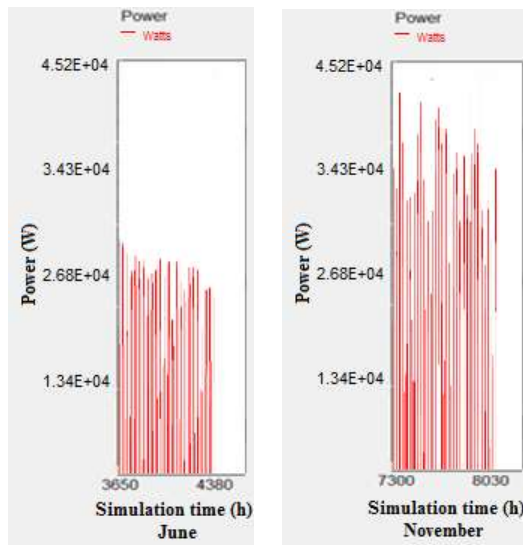


Fig. 6. Power in the absorption solar cooling system for June and November

IV. CONCLUSIONS

The combination of renewable energy and human comfort is an important point of research where according with ASHRAE (the American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers), it is necessary temperatures between 22 and 24 °C and a relative air humidity around 45 - 55%.

So implementing a solar cooling system becomes an important alternative to avoid overloading electrical systems, with high power demands, with the air conditioning equipment. In addition, regions like Piura, with good sunlight and high temperature records, are potential areas for solar energy utilization, as the case study of an Engineering classroom at the University of Piura shows.

Table IX shows the case of 20 panels, when the installation fully covered the energy requirements, including the month of June (the most critical month), which was covered exactly. This shows that the installation was working correctly, independently of the power grid, generating 100% of the energy it consumed. The average was set at 1.3 (130%), which indicates that the facility

annually produces 0.3 times more energy than it requires.

For the case of 14 panels, in the same Table IX, assessing the most favourable situation, there is a risk of its underperformance in the months of lower production. In the latter cases, it could supply the missing energy from the power grid, however, must be considered that these correspond to the winter months, so the demand for air conditioning is much lower and there would be drawbacks.

On the other hand, the TRNSYS software also provides an opportunity to make an assessment of an absorption system. Fig. 6 shows that using 21 solar collectors in the month of June, met 80% of the current demand of 34330 watts, which may be due to the low radiation in the area, since it was the beginning of winter.

In the case of using 21 collectors in November, an excess of about 30% was noticed, which although satisfactory, in the long term, this could damage the system. The main influences on the absorption system performance are the external temperature levels in the absorber, condenser, evaporator and generator, so this behaviour could allude to the sudden change of climate in the region. Given this, in future we could perform further research and evaluation of this anomaly and, perhaps, redirect or modify it so the months near July can see the benefit.

The analysis of renewable energy systems is more efficient using simulation software because when establishing a methodology, it has a tool to optimize designs, reduce costs and gives easy handling of results and indicators. Therefore, use of the TRNSYS 17 software, allowed us to appreciate the theoretical calculations and as we appreciate them from the results above, they may vary compared to the actual behaviour of the proposed system, having random values of power above 90%, as 8000W, is expected during the year for the photovoltaic system and a 15% above the average, 40000W, for the absorption application.

In the case of failure to achieve the required power for both systems, we can use a switch to achieve the necessary feedstock air conditioning, although this may not work with a completely independent application, we expect to reduce the current consumption and, above all, to be a feasible solution to the overload that has been generated in the power grid of the Universidad de Piura.

If we had to select one of the applications, we would prefer the absorption system because it is 30-50% higher [10] when compared to an engine-driven chiller.

REFERENCES

- [1] Horn, M. (Noviembre de 2006). *Los retos energéticos del Perú*. *Perú Económico*, XXIX(11), pp. 10-11.
- [2] Grupo de Apoyo al Sector Rural. (13 de Agosto de 2012). *Boletín Grupo-PUCP*. Obtained from El desarrollo de la energía solar en el Perú <http://gruporural.pucp.edu.pe/noticias/nacionales/el-desarrollo-de-la-energia-solar-en-el-peru/>
- [3] CIBSE. (2012 de February de 2012). *Absorption Cooling Combined Heat and Power for Buildings (CHP Group)*. Obtained from <http://www.flexiblespace.com/wp-content/uploads/2012/07>
- [4] Ibañez, M., Rossell, J. R. & Rossell, J. I. (2004). *Tecnología Solar*. Madrid: Mundiprensa, pp. 148-149; 249; 441.
- [5] Lozano, M., Renin, L., Guallar, J., Monné, C., & Ramos, J. (2007). *Análisis de las prestaciones de un sistema de climatización solar*. Lima: IX Congreso Iberoamericano de Aire Acondicionado y Refrigeración, pp. 7-9.
- [6] Eicker, U., & Pietruschka, D. (January de 2009). Design and performance of solar powered absorption cooling systems in office buildings. *Energy and Buildings*, 41, pp. 1-.
- [7] Ssembatya, M. (2013). *Performance evaluation of a Solar Cooling system in UAE – Ras Al Khaimah by both experiment and simulation*. University of Gävle, pp. 6-8.
- [8] Masson, S. V., Qu, M., & Archer, D. H. (2006). Performance modeling of a solar driven absorption cooling system for Carnegie Mellon university's intelligent workplace. *Proceedings of International Conference of Enhanced Building Operation*.
- [9] Henning, H. M. (2004). *Solar-assisted air-conditioning in buildings – a handbook for planners*. Michigan: Springer.
- [10] Mao, C., Baltazar, J. C., & Haberl, J. (2012). *Comparisons between TRNSYS software simulation and PV F-CHART program on photovoltaic system*. Texas: Energy Systems Laboratory.
- [11] Solar Energy Laboratory. (2000). TESS HVAC Library Examples - Restaurant with Solar Absorption Cooling. En *TRNSYS 17 Manual*. Wisconsin: University of Wisconsin.

Capítulo 4

Análisis de resultados

4.1. Descripción del caso de estudio

Considerando la geometría y características de las aulas del primer piso del Edificio de Ingeniería, se realiza el cálculo de la carga de refrigeración mostrado en la Tabla 5.

Los dos métodos de refrigeración solar se basan uno por compresión mecánica, donde el aire acondicionado de cada aula tendrá un sistema independiente alimentado por energía eléctrica generada por efecto fotovoltaico, y para ello se determina qué paneles solares se usarán y cuántos de ellos son necesarios. Mientras el otro es por absorción, donde haciendo uso de colectores solares, una enfriadora cumple la función del compresor con un absorbente y un refrigerante no dañino para el ambiente.

Para realizar una comparación, se considera el mismo número de aulas a acondicionar y se selecciona como sistema limitante, el de refrigeración solar por absorción debido a la capacidad máxima de 35 kW de la enfriadora. Por consiguiente, sabiendo que la carga de refrigeración de cada aula asciende a aproximadamente 16 kW, se podrá abastecer a 2 aulas máximo.

En el año 2000, la empresa de climatización S.A.T. e Instalaciones S.L. diseñó una tabla resumen que realiza una aproximación más real al cálculo de carga térmica necesaria, mediante factores brindados por el software Airzone SIM. Según la compañía, esta tabla es aplicada a zonas cuyas radiación solar es mayor a 4 kWh/m².día.

Tabla 5. Consideraciones para determinar la carga térmica

Ubicación		Cantidad	Factor	BTU/h
1- Suelo		24 m ²	32	768
2- Volumen de la habitación		84 m ³	20	1 680
3- Ventanas expuestas al sol (usar sólo las de una pared, la que ofrezca el mayor resultado)	S o E	28 m ²	480	13 440
	SO	- m ²	880	-
	O	- m ²	1 200	-
	NO o SE	- m ²	660	-
4- Todas las ventanas no incluidas en el punto 3		- m ²	160	-
5- Pared expuesta al sol (usar sólo la pared utilizada en el punto 3)		29 m ²	144	4 176
6- Todas las paredes exteriores no incluidas en el punto 5		- m ²	100	-

Ubicación			Cantidad	Factor	BTU/h
7- Tabiques (todas las paredes interiores adyacentes a espacios sin acondicionar)			- m²	44	-
8- Tejado o techo (sólo uno)	Techo con espacio sin acondicionar arriba		- m²	32	-
	Tejado	Sin aislamiento	- m²	108	-
		50mm (2") o más de aislamiento	- m²	32	-
			Tejado sin aislamiento	24 m²	212
9- Personas			65	480	31 200
Carga de refrigeración total Q_R			BTU/h		56 352

Fuente: S.A.T. e instalaciones, S.L.

La carga de refrigeración total hallada concuerda con el valor nominal de 55 000 BTU/h (16.12 kW) del aire acondicionado actualmente usado en las aulas de la universidad.

Respecto a las características climáticas, la ciudad de Piura, ubicada al norte del Perú es una de las ciudades con más radiación solar en todo el país. En la Figura 21, se muestra un registro anual de las temperaturas ambiente en la ciudad de Piura según la data histórica del software TRNSYS, notando que su valor promedio mensual siempre se encuentra arriba de los 20 °C, y que durante los tres primeros meses del año se tienen los registros más altos.

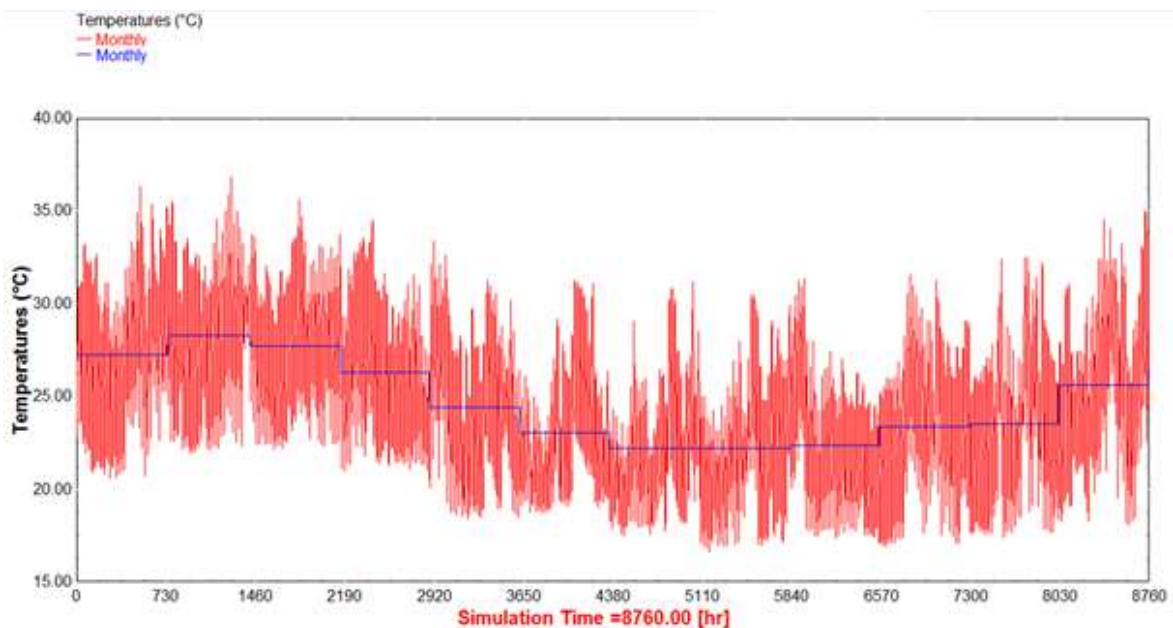


Figura 21. Temperaturas Piura durante un año

Fuente: Elaboración propia.

4.2. Resultados de instalación fotovoltaica

4.2.1. Parámetros iniciales para instalación fotovoltaica

Para la aplicación fotovoltaica, se tiene en cuenta que el COP de nuestro sistema es 2.3 acorde al aire acondicionado utilizado (Anexo C.1) y una vez halladas las Horas

Solares Picos mostradas en la Tabla 6, se procede a elegir unos paneles solares monocristalinos por su ligero mayor rendimiento con respecto a los policristalinos, además de un precio oscilante de \$1.2/Wp en la marca SIMAX con las especificaciones presentadas en la Tabla 7 y Anexo C.2. Para la selección de la batería se tiene en cuenta la capacidad de banco necesaria con ciclo profundo por tanto se elige la marca ULTRACELL con una vida de diseño teórica de 15 años, según su uso adecuado (Anexo C.3). Respecto al regulador, la especificación determinante es la corriente máxima, la cual consideraremos para el escenario más desfavorable, eligiendo la marca Solar30 (Anexo C.4). Para la selección del inversor se considera un consumo máximo de 14kW para 2 aulas, el cual será el mínimo valor para este componente; así teniendo los inversores disponibles en el mercado se elige uno con potencia de 20Kw (Anexo C.5). A su vez, esta selección definirá el valor del conmutador en 20kW pudiendo ser manual o automático (Anexo C.6) y entrando a trabajar cuando la capacidad máxima del banco de baterías llegue a un 30%. Todos los parámetros antes mencionados se encuentran en la Tabla 8 y los componentes han sido elegidos de dos grandes distribuidores en Perú como ProViento SAC y Delta Volt SAC.

Tabla 6. Horas solares pico mensuales en la ciudad de Piura.

Mes	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	Promedio
HSP Mensuales (h)	4.8	5.2	4.8	4.4	4.4	3.9	4.4	4.8	5.2	5.7	5.7	5.2	4.9

Fuente: Elaboración propia

Tabla 7. Parámetros de panel fotovoltaico SIMAX

Especificación	Valor
Potencia nominal Watts Pico	130 Wp
Corriente de corto circuito (Isc)	7.87 A
Voltaje a circuito abierto	21.7 V
Voltaje en el punto de máxima potencia	17.5 V
Corriente en el punto de máxima potencia	7.43 A
Área	1.002 m ²

Fuente: SIMAX INC.

Para la evaluación fotovoltaica, se tienen en consideración 3 escenarios: uno desfavorable, donde se toma como referencia las mínimas Horas Solares Pico; uno muy favorable, donde se espera que a lo largo del año se obtengan las mayores HSP y una situación intermedia de radiación en la zona. Con ello se pretende saber en cuánto varía el número de paneles fotovoltaicos a aplicar en esta instalación. Así usando la ecuación (1) con un COP de 2.3 y una carga de refrigeración de 16.12 kW, se obtienen los resultados mostrados en la Tabla 8 para una sola aula.

Tabla 8. Resultados nominales para instalación fotovoltaica

Valores para Instalación Fotovoltaica	
Consumo energético total teórico	7000 W
Coeficiente de pérdidas por rendimiento del banco de baterías k_b	0.05
Coeficiente de pérdidas en el inversor k_c	0.05

Valores para Instalación Fotovoltaica			
Coeficiente de pérdidas varias k_v	0.1		
Coeficiente de auto-descarga diario k_a	0.005		
Número de días de autonomía de la instalación (N)	4		
Profundidad de descarga diaria de la batería p_d	0.7		
Factor de rendimiento global (R)	0.78		
Voltaje nominal de la batería V	24 V		
Watts-pico de paneles solares w_p	130 Wp		
Horas Solares Pico (HSP) Escenarios: Condición menos favorable - La más favorable - Promedio de horas solares pico.	3.9	5.7	4.9
Número de paneles solar (según escenarios)	20	14	16
Corriente de cortocircuito I_{sc}	7.87 A		
Corriente máxima	157.4 A	110.2 A	125.9 A
Potencia del inversor (para 2 aulas)	20 kW		
Conmutador (para 2 aulas)	20 kW		

Fuente: Elaboración propia

4.2.2. Simulación para instalación fotovoltaica

En el caso de la refrigeración solar fotovoltaica se pudieron realizar más simulaciones con un solo panel solar en el escenario menos favorable (3.9 HSP) para apreciar su comportamiento durante un número base de 7 días del mes de febrero, dado que sería el mes con mayor demanda de aire acondicionado. En este caso, para un solo panel, se evaluará su corriente y voltaje durante el periodo de una semana, valores que se registran en la Figura 22.

Se comprueba el voltaje alcanzado de 17.5 voltios, así como corrientes cercanas al valor nominal del panel, 7 amperios. Luego de verificar la operación de un panel, se simula con el número total durante la misma semana de febrero, para visualizar la potencia entregada por el sistema fotovoltaico, lo cual se muestra en la Figura 23.

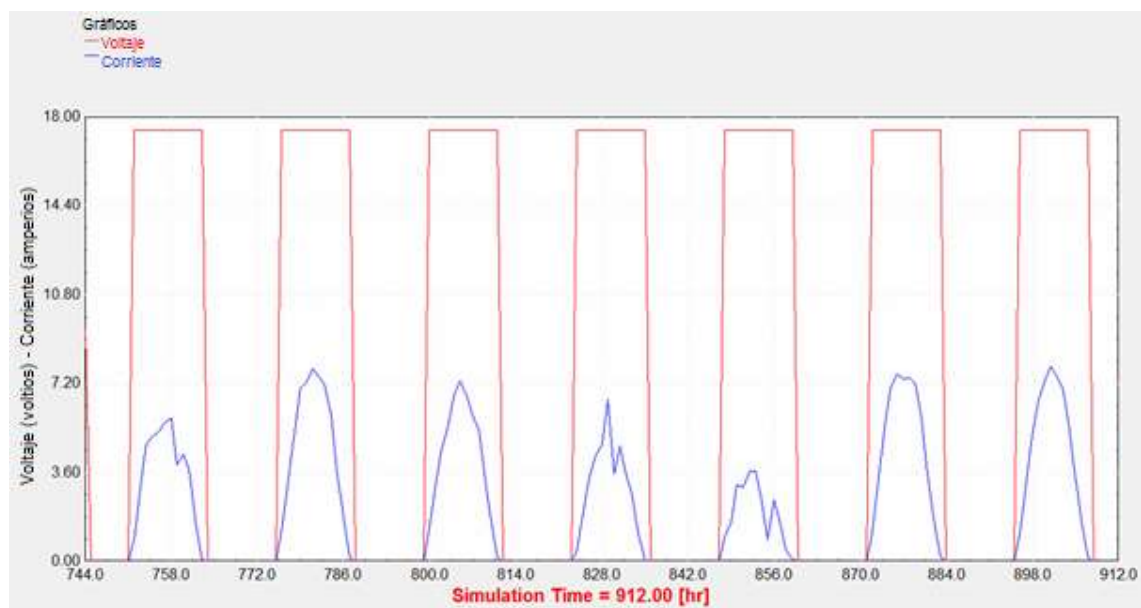


Figura 22. Comportamiento voltaje y corriente de un panel fotovoltaico de 130Wp en 7 días

Fuente: Elaboración propia.

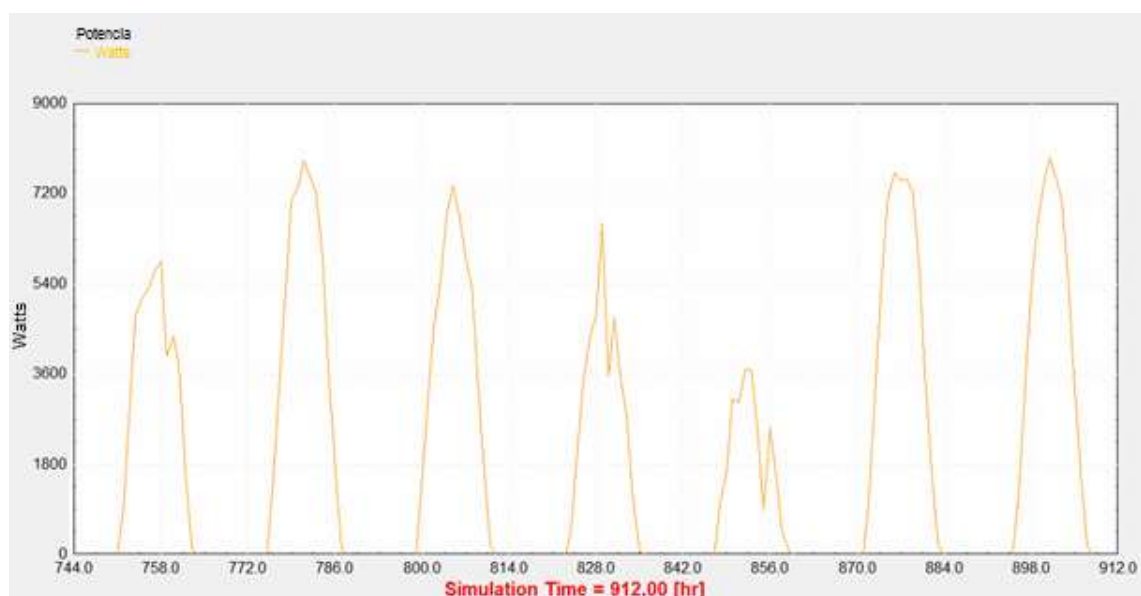


Figura 23. Potencia entregada por el sistema fotovoltaico durante 7 días de Febrero.

Fuente: Elaboración propia.

En el caso de la aplicación fotovoltaica total, esta condición se extiende a lo largo de un año bajo el escenario más desfavorable de 3.9 HSP y con un número de 40 paneles solares para las 2 aulas a refrigerar y así definir la potencia alcanzada por el sistema. Este registro puede apreciarse en la Figura 24, notando que en los meses de verano, donde mayor es la necesidad de refrigerar se cumple el requerimiento de proporcionarle al compresor una potencia de 14 000W. En aquellos meses, donde este valor disminuya no será un inconveniente, ya que en ese periodo, por ser otoño o invierno, no es una necesidad primaria tener encendido tantas horas el aire acondicionado como en verano. Este hecho justifica el principio de refrigeración solar, que indica que se tiene mayor necesidad de refrigeración cuando mayor es la irradiación solar o cuando se tienen registros de temperaturas más altos.

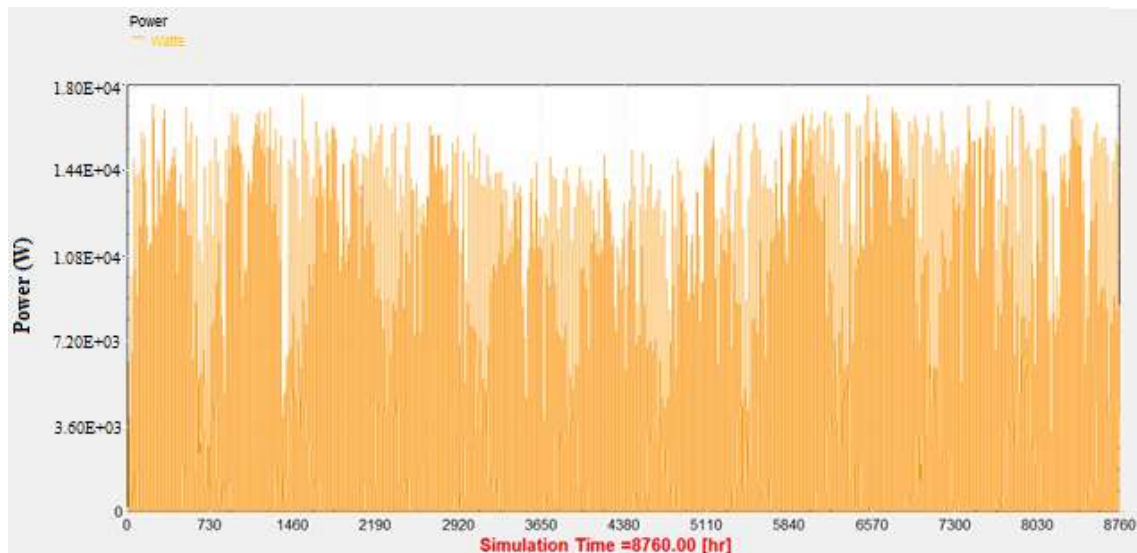


Figura 24. Potencia en el sistema de refrigeración solar fotovoltaico para 2 aulas durante un año.

Fuente: Elaboración propia.

4.3. Resultados de sistema de absorción

4.3.1. Parámetros iniciales sistema absorción

Para la aplicación mediante sistema de absorción, los 21 colectores solares necesarios para las 2 aulas son de configuración plana en la marca WAGNER LBM 10 HTF dada su máxima presentación en área y disponibilidad en el mercado peruano, además de cumplir con las especificaciones necesarias mencionadas en el capítulo 2 y Anexo C.7, las cuales son requeridas como parámetros para la simulación de este equipo como el rendimiento óptico que hace referencia al utilidad máxima alcanzada. Uno de los componentes principales a seleccionar y del cual dependerá la configuración de todo el sistema es la enfriadora por absorción, así teniendo como referencia la información brindada de la investigación realizada en Panamá por el Centro de Investigación e Innovación Eléctrica, Mecánica y de la Industria, se elige la marca Yazaki modelo WFC-SC10 (Anexo C.8) con una capacidad de refrigeración de 35.2 kW (Quintana & Díaz, 2013) y con las especificaciones de caudal y pérdida de carga nominal mostradas en la Tabla 9.

Tabla 9. Condiciones nominales de máquina de absorción Yazaki WFC-SC 10

Descripción		Unidad	Valor
Capacidad de refrigeración		kW	35.2
COP			0.7011
Agua refrigerada	Temperatura de entrada	°C	12.5
	Temperatura de salida	°C	7.0
	Presión estática máxima	kPa	588
	Caudal	m ³ /h	5.51
	Rango de temperatura de salida	°C	5 - 20
	Pérdida de carga evaporador	kPa	56.1
Agua enfriamiento (Torre)	Temperatura de entrada	°C	31.0
	Temperatura de salida	°C	35.0
	Presión estática máxima	kPa	588

	Descripción	Unidad	Valor
Agua enfriamiento (Torre)	Caudal	m ³ /h	18.36
	Rango de temperatura de entrada	°C	24 - 32
	Pérdida de carga absorbedor/condensador	kPa	85.3
Agua caliente al generador	Temperatura de entrada	°C	88
	Temperatura de salida	°C	83
	Presión estática máxima	kPa	588
	Caudal	m ³ /h	8.64
	Rango de temperatura de entrada	°C	70 - 95
	Pérdida de carga en generador	kPa	90.40
Electricidad	Consumo	W	210

Fuente: Yazaki Corporation.

Habiendo definido el caudal del agua caliente entrante al generador, además de los otros 2 factores importantes como el área instalada de colectores y la temperatura de utilización, se elige el acumulador de agua caliente de marca Chromagen (Anexo C.9). Para la selección de la caldera auxiliar se tiene en cuenta el rendimiento del 90% definido en el capítulo 2 y se elige la marca CERNEY (Anexo C.10). Respecto a la torre de refrigeración, su dimensionamiento es proporcional al flujo de agua que tiene, es por ello que se escoge uno que cumpla exactamente con la exigencia requerida en la Tabla 9, seleccionándose el modelo JCRC-20 de Vizyon Industrial (Anexo C.11). Por último, para el caso de los ventiloconvectores serán necesarias dos unidades con las especificaciones descritas en la Tabla 10 para el modelo Daikin FWD12AT (Anexo C.12). En este caso se han seleccionado un equipo con menos capacidad de refrigeración debido a la disponibilidad en el mercado peruano y al caudal máximo que brinda la enfriadora de absorción. De haber una configuración con mayor capacidad de refrigeración y un caudal menor al mostrado, sería ese el más indicado para esta aplicación. Para este tipo de refrigeración solar, los componentes han sido escogidos de las empresas Energy Free SAC, CODEM TECH PERU SAC, Calderas Perú y CORLAT SAC.

Tabla 10. Especificaciones de ventiloconvectores.

Descripción	Valor
Capacidad de refrigeración (kW)	12
Temperatura de entrada y salida (°C)	12 / 6
Caudal (m ³ /h)	3.4
Conexión	1" rosca interior

Fuente: Daikin Industries.

4.3.2. Simulación sistema de absorción

En el caso de la aplicación por absorción, se halla directamente el número de colectores solares para cada mes del año como se presenta en la tabla 11, teniendo 17 colectores como número promedio y 21 colectores en el peor de los escenarios para su máxima capacidad. Con este último número de colectores se realiza la simulación para un caso máximo mostrado en la Figura 25, consiguiendo un mínimo punto de generación en el mes de Junio con un 80% de lo requerido por las dos aulas deduciendo que este valor se debe al inicio del invierno en la ciudad de Piura; mientras que en el mes de

Noviembre alcanza sus picos más altos, generando 30% más de lo requerido. Se aprecia que el sistema a lo largo del año tiene un funcionamiento por encima de los tres cuartos de su generación total, lo cual a pesar de ser un panorama satisfactorio puede causar daños a los componentes por presentar saturaciones en épocas de altas temperaturas.

Tabla 11. Superficie solar y número de colectores.

Mes	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	Prom.
Superficie solar (m ²)	172	158	172	187	187	211	187	172	158	145	145	158	168
Número de colectores (N)	17	16	17	19	19	21	19	17	16	14	14	16	17

Fuente: Elaboración propia.

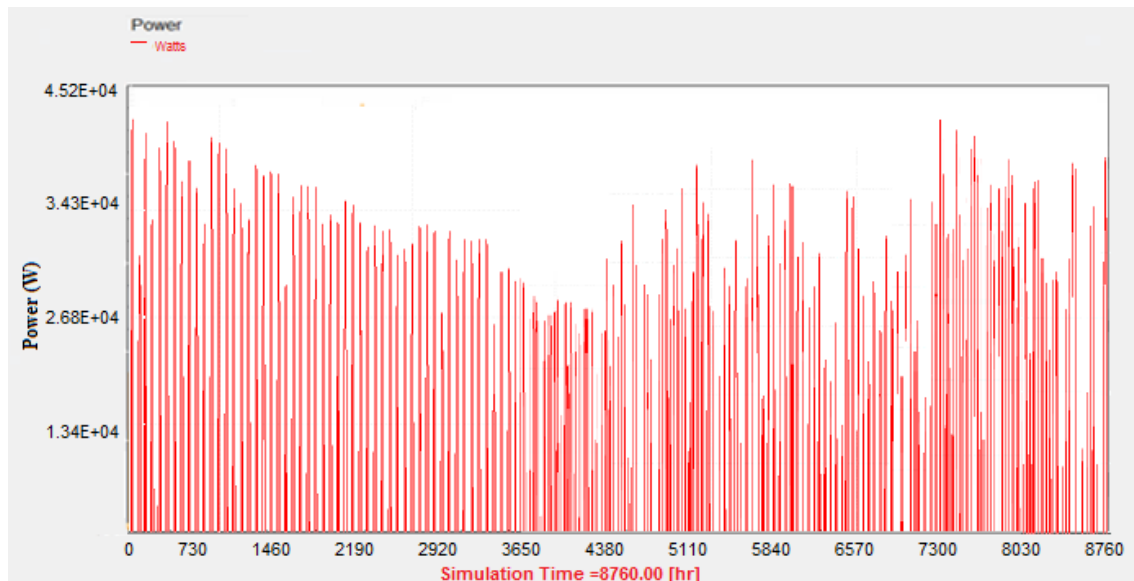


Figura 25. Potencia en el sistema de refrigeración solar por absorción durante un año.

Fuente: Elaboración propia.

4.4. Comparación económica de componentes

Para realizar este contraste evaluaremos ambos sistemas para refrigerar 2 aulas de igual dimensión en el edificio de Ingeniería de la Universidad de Piura.

Como se muestra en la Tabla 12 y 13 se han estimado los valores de componentes esenciales y tratados a lo largo de esta investigación, mientras que mecanismos como bombas, cables y accesorios han sido supuestos en base a una configuración similar de sistema fotovoltaico y de absorción, respectivamente. A su vez para ambos sistemas se estima un 30% extra para gastos de instalación, transportes a la ciudad de Piura y pruebas de puesta en marcha.

Tabla 12. Costo estimado de componentes para el sistema fotovoltaico.

Componente	Marca	Watts extras	Precio Unitario (\$)	Cantidad	Precio Total (\$)
Paneles solares	SIMAX	-	155	40	6 200.00
Batería	Ultracell	-	250	2	500.00
Control de carga	Solar30	-	150	2	300.00

Componente	Marca	Watts extras	Precio Unitario (\$)	Cantidad	Precio Total (\$)
Inversor	Solaredge	-	5000	1	5 000.00
Conmutador ^a	APC	-	1600	1	1 600.00
Aire acondicionado	LG	0	850	2	1 700.00
Accesorios, cables ^b					1 000.00
Subtotal					16 300.00
Instalación y puesta en marcha @ 30% ^c					4 890.00
Total					21 190.00

^a Se considera su valor en la alternativa híbrida a plantearse posteriormente.

^b Referencia: (Tames, 2009)

^c Referencia: (Seaton, Dickinson, Hess, Lambalgen, & Burnham, 2010)

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 13. Costo estimado de componentes para el sistema de absorción.

Componente	Marca	Watts extras	Precio Unitario (\$)	Cantidad	Precio Total (\$)
Colectores solares	LBM 10 HTF	-	200	21	4 200.00
Acumulador de agua caliente	Chromagen	-	215	1	215.00
Enfriadora de absorción	Yazaki WFC-SC10	210	42 000	1	42 000.00
Caldera auxiliar	CERNEY	-	1200	1	1 200.00
Torre de refrigeración	Regler JCRS-20	250	1947	1	1 947.00
Ventiloconvectores	Daikin	-	600	2	1 200.00
Bombas ^d		2910			6 300.00
Tuberías, válvulas, controles ^e					55 000.00
Total de Watts extras		3370			
Subtotal					112 062.00
Instalación y puesta en marcha @ 30% ^f					33 618.60
Total					145 680.60

^{d, e, f} Referencia: (Seaton, Dickinson, Hess, Lambalgen, & Burnham, 2010)

Fuente: Elaboración propia.

Como se puede apreciar el costo de componentes para el sistema de absorción es casi 6 veces más alto que el fotovoltaico y esto se debe al mayor dimensionamiento de la instalación al igual que el elevado valor de los componentes que no son comúnmente utilizados en Perú. Esta última gran diferencia se puede evaluar en comparación con el precio de la enfriadora de marca Yazaki en Estados Unidos que asciende a \$20 000 mientras que a la ciudad de Piura llegaría a más del doble de ese monto.

Por otro lado, se realizará una breve comparación económica de los sistemas planteados y para ello es importante saber que hay un beneficio neto actualizado (BNA) determinado por la siguiente ecuación:

$$BNA = \sum_{n=1}^N \frac{F_n}{(1+r)^n} \quad (12)$$

Donde F_n es el flujo positivo del año n (ahorro anual), N el número de años de inversión y r la tasa de descuento con la que compararemos posteriormente. Así, para nuestro caso el beneficio neto actualizado hace referencia al beneficio neto proyectado teniendo en cuenta una tasa de descuento, que en este caso se tomará como referencia de 10% en el Perú (PKF Vila Naranjo, 2016).

El criterio para la selección de proyectos se basa en 2 parámetros financieros: el VAN que mide los flujos de ingresos y egresos para determinar si al final hay alguna ganancia, por tanto siempre se espera que su resultado sea positivo; y por otro lado se encuentra el TIR, la tasa interna de retorno, que hace referencia a la tasa de descuento que permite que el BNA sea igual a la inversión (I), es decir que el VAN sea igual a 0, por tanto un proyecto es rentable cuando este parámetro es mayor a la tasa de descuento. Las ecuaciones de ambos parámetros se encuentran definidas a continuación:

$$VAN = BNA - I \quad (13)$$

$$TIR = \frac{-I + \sum_{n=1}^N F_n}{\sum_{n=1}^N n \cdot F_n} \quad (14)$$

4.5. Comparación anual de alternativas de refrigeración

La carga térmica (Q_R) de 2 aulas asciende a aproximadamente 110 000 BTU/h y el aire acondicionado convencional tiene una EER (Factor de Eficiencia Energética) que es la potencia eléctrica consumida en refrigeración de 8.8 BTU/W.h (LG, 2013), según especificaciones técnicas. Sin embargo, desde el 01 de enero de 2013 se determinó que su etiquetado consideraría el SEER que es el Factor de Eficiencia Energética Estacional viniendo a sustituir la especificación previa de EER, es por ello que para realizar esta conversión se toma en cuenta la siguiente ecuación (U.S. Department of Energy, 2010):

$$EER = -0.02 \cdot SEER^2 + 1.12 \cdot SEER \quad (15)$$

Así, se tiene un SEER de 9.45 BTU/W.h para el aire acondicionado utilizado. Para realizar esta comparación se supone una operación anual (OA) de 1056 horas durante la temporada de uso de aire acondicionado, considerando 8 horas por día para 6 meses de 22 días hábiles cada uno. Así según el Instituto de Aire Acondicionado, Calefacción y Refrigeración (AHRI), teniendo estos datos definidos se puede hallar la refrigeración anual (RA) en W.h/año.

$$RA = \frac{Q_R \cdot OA}{SEER} \quad (16)$$

Sin embargo el consumo eléctrico anual vendrá afectado directamente por la procedencia de la generación eléctrica y como se muestra en la Tabla 14 es diferente para cada alternativa de refrigeración tomando en cuenta los kWh necesarios para cada uno para luego poder hallar su valor en dólares. Respecto a la tarifa del servicio eléctrico, se considera actualmente un valor de \$0.128/kWh en el sector residencial por regulación de OSINERGMIN.

Por otro lado, debido al uso de una torre de refrigeración para el sistema por absorción, es necesario incluir entre los costes un consumo de agua anual de aproximadamente 100 l/h

(Bellés Castaño, 2009). Según la estructura tarifaria de EPS Grau S.A., la tarifa de este servicio en el sector residencial donde se ubica la Universidad de Piura asciende a \$0.824/m³ aproximadamente, teniendo en cuenta un rango de 100 a más metros cúbicos.

Tabla 14. Comparación de energía y costos en los 2 sistemas de refrigeración solar y el aire acondicionado convencional.

Alternativas de refrigeración	Eficiencia	Costo Inicial (\$)	Refrigeración anual	Consumo eléctrico anual		Consumo de agua anual		Total (\$)
			kWh	kWh	\$	m ³	\$	
Aire acondicionado convencional	SEER 9.45	850	12292	12292	1573	-	-	1573
Refrigeración solar fotovoltaica	SEER 9.45	19 590	12292	-	-	-	-	-
Refrigeración solar por absorción	3.37kW (Aux)	145 681	12292	3559	456	211	218	673
Híbrido: Fotovoltaico (50%) y red eléctrica (50%)	SEER 9.45	21 190	12292	6146	787	-	-	787
Ahorro en comparación con aire acondicionado convencional								
Refrigeración solar fotovoltaica	SEER 9.45	-18 740	-	12292	1573	-	-	1573
Refrigeración solar por absorción	3.37kW (Aux)	-144 831	-	8733	1118	-211	-218	900
Híbrido: Fotovoltaico (50%) y red eléctrica (50%)	SEER 9.45	-20 340	-	6146	787	-	-	787

Referencia: (Seaton, Dickinson, Hess, Lambalgen, & Burnham, 2010)

Fuente: Elaboración propia.

Como se puede apreciar de la Tabla 14, la inversión a realizarse para los sistemas de refrigeración solar es considerablemente más alta a comparación del monto que normalmente se gastaría en la compra de un aire acondicionado convencional, es por ello que entre los 2 sistemas se considera más conveniente usar a la refrigeración solar fotovoltaica para plantear una alternativa extra teniendo una aplicación híbrida donde el 50% sería de energía autónoma y el otro 50% sería abastecida por la red eléctrica de la universidad. Se decide evaluar este caso teniendo en cuenta que en el mes de octubre y noviembre el sistema genera un 150% de lo requerido, así con esta alternativa híbrida se buscaría asegurar el abastecimiento de energía a lo largo del año, no sobrecargar el sistema en los meses de mayor radiación solar, y a la vez, presentar otra opción de proyecto viable que podría permitir a futuro que toda la carga de refrigeración sea brindada por la aplicación fotovoltaica.

Para el consumo eléctrico anual se multiplican los kW necesarios en cada sistema por el número de horas de Operación Anual y dependiendo del sistema, el número de aulas independientes que una sola aplicación abastece, así para el caso del híbrido se tendrá en cuenta que solo se requerirá del 50% de consumo desde la red eléctrica. Para el consumo de agua se sigue la misma metodología anterior pero los kW necesarios son reemplazados por el flujo de agua especificado por la enfriadora de absorción, teniendo así un monto total que es la suma del consumo tanto eléctrico como de agua.

Por otro lado, si se considera que los sistemas evaluados nos podríamos enfocar en el consumo eléctrico anual notando la repercusión que a largo plazo podría tener, como se muestra en la Tabla 15 y 16.

Tabla 15. Inversión inicial y ahorros anuales en un periodo de 10 años (\$).

Alternativas de refrigeración	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Refrigeración solar fotovoltaica	-19 590	1 573	3 147	4 720	6 294	7 867	9 440	11 014	12 587	14 160	15 734
Refrigeración solar por absorción	-145 681	900	1 801	2 701	3 601	4 502	5 402	6 302	7 203	8 103	9 003
Híbrido: Fotovoltaico (50%) y red eléctrica (50%)	-21 190	787	1 573	2 360	3 147	3 933	4 720	5 507	6 294	7 080	7 867

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 16. VAN y TIR de aplicaciones.

Alternativas de refrigeración	VAN	TIR
Refrigeración solar fotovoltaica	\$26 094.64	27%
Refrigeración solar por absorción	-\$119 538.64	-14%
Híbrido: Fotovoltaico (50%) y red eléctrica (50%)	\$1 652.32	11%

Fuente: Elaboración propia.

Así, luego de evaluar el comportamiento de las 3 posibilidades se determina que en 10 años, los sistemas de refrigeración solar fotovoltaica tanto independiente como en híbrido serían proyectos rentables pues sus VAN son positivos y sus TIR son mayores a la tasa de descuento considerada.

Es relevante mencionar que los costos presentados en esta investigación han sido registrados teniendo como referencia su instalación final en la ciudad de Piura, lo cual puede variar al ser implementado en un país que tenga sede principal de manufactura de los componentes necesarios, afectando directamente la selección del sistema de refrigeración solar ideal para la zona de implementación.

Conclusiones y recomendaciones

La combinación de las energías renovables y el confort humano es un punto importante de investigación, donde de acuerdo con ASHRAE (Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado) la temperatura necesaria está entre 22 y 24 °C con una humedad relativa del aire alrededor de 45 - 55%. Así que la implementación de un sistema de refrigeración solar se ha convertido en una alternativa relevante para evitar la sobrecarga de los sistemas eléctricos con altas demandas de potencia. Además, regiones como Piura, con buena radiación solar y registros de altas temperaturas, son áreas potenciales para la utilización de la energía solar, como el presente estudio en aulas del edificio de Ingeniería de la Universidad de Piura.

Entre las recomendaciones a tener en cuenta se muestran las siguientes:

- De ser la aplicación fotovoltaica la usada, es importante verificar que el refrigerante utilizado por el aire acondicionado sea el R22, el cual es amigable con el ambiente, objetivo que se busca alcanzar con esta investigación.
- El nivel sonoro de la enfriadora por absorción es de 46 dB y según la Norma Básica de Ergonomía, los niveles de discomfort en zonas de trabajo se sitúan entre los 55 y 65, por ende se debe tener en cuenta que su ubicación no conllevaría ningún problema con ambientes aledaños.
- Las máquinas de absorción de $H_2O/BrLi$ no son recomendables en zonas de alta humedad ambiental y altas temperaturas, debido a las posibles corrosiones; es por ello indispensable el uso de una torre de refrigeración para bajar la temperatura del agua de evaporación.
- Se debe tener en cuenta que el inconveniente de los sistemas condensados por agua reside en las torres de enfriamiento, ya que suponen un problema de ubicación en el sector residencial, una fuente de consumo de agua y gasto en mantenimiento. Además, presentan el inconveniente de la aparición frecuente en ellas de la bacteria Legionella.

Algunas de las conclusiones obtenidas sobre estas propuestas de refrigeración solar se encuentran a continuación:

- Como resultado de la evaluación energética del sistema de refrigeración solar fotovoltaico se obtiene que aún en la condición más desfavorable, la instalación puede funcionar correctamente de manera independiente de la red eléctrica, generando el 100% de la energía necesaria. Así para la simulación final (Figura 24), se plantea este escenario mostrando el correcto funcionamiento de la aplicación para 2 aulas con el uso de 40 paneles solares en total.
- Por otro lado, la Figura 25 muestra que el desempeño del sistema por absorción haciendo uso de 21 colectores solares tiene un mínimo del 80% de la demanda y una entrega del 30% más en los meses con mayor radiación solar. Los principales factores que influyen en el rendimiento del sistema de absorción son los niveles de temperatura externos en el absorbedor, condensador, evaporador y generador, por lo que este

comportamiento podría aludir al repentino cambio de clima en la región. Teniendo en cuenta esto, en el futuro se podría llevar a cabo más investigación y evaluación de esta anomalía y, tal vez redirigirla o modificarla, de modo que haya mayor producción en los meses de invierno.

- El análisis de los sistemas de energía renovable es más eficiente haciendo uso de un software de simulación cuando se establece una metodología, pues trabaja como una herramienta para optimizar los diseños, reducir costes y proporciona un fácil manejo de los resultados e indicadores. Es así como el software TRNSYS 17, nos permitió apreciar que los cálculos teóricos pueden variar en comparación con el comportamiento real de los sistemas propuestos y si se tuviera que elegir una de las aplicaciones solo bajo la evaluación energética, se observa que el sistema de absorción presenta un desempeño óptimo llegando hasta un máximo del 30% más del requerido, aproximadamente 45 000 W. Sin embargo, habiendo realizado una breve evaluación económica se presenta una abismal diferencia en costes que llevan a elegir el sistema fotovoltaico, el cual también llega a obtener una potencia aproximada de 18 000 W, que está un 50% por encima de lo necesitado. Por tanto, con el panorama actual y teniendo en cuenta ambas valoraciones se opta elegir el sistema de refrigeración solar fotovoltaico para una aplicación en aulas del Edificio de Ingeniería de la Universidad de Piura en la ciudad de Piura, Perú.

- Teniendo en cuenta la elección anterior, no se podría evitar el uso de refrigerantes dañinos para el ambiente a través de la propuesta del sistema de absorción debido a su desfavorable factibilidad económica.

- A su vez, en el caso de que no se logre la potencia necesaria en invierno, se puede usar un interruptor para conseguir el aire acondicionado requerido y aunque represente que la aplicación no sea totalmente independiente, se espera cumplir con el objetivo de reducir el consumo de energía y, sobre todo, ser una solución viable a la sobrecarga que se genera en la red eléctrica de la Universidad de Piura. Es así como se evalúa un caso híbrido donde el 50% sea abastecido por el sistema de refrigeración solar fotovoltaica y lo restante por la red eléctrica, dado que en los meses con mayor radiación la sobreproducción llega a un 50% más. Económicamente se presenta como un proyecto viable y que a largo plazo puede dar pie a evaluar el funcionamiento independiente de esta aplicación solar dependiendo de su comportamiento en los meses de invierno.

- Es importante resaltar que en el caso de la aplicación fotovoltaica la cantidad de aulas a refrigerar es directamente proporcional al número de paneles solares y por ende, al espacio requerido para su instalación pudiendo ser un aspecto limitante para su desarrollo. Por otro lado, en el caso del sistema de absorción dependerá de la enfriadora, llegando a tener menos colectores solares que paneles a igualdad de carga refrigerada.

- En general ambos sistemas buscan plantear una opción para el uso de energía solar y a la vez evitar la utilización de refrigerantes dañinos para el medio ambiente con la propuesta de una enfriadora de absorción de agua y bromuro de litio. Ambas aplicaciones tienden a lograr un desarrollo sostenible del proyecto evaluando su factibilidad económica y realzando la importancia del confort humano sin perjudicar a futuras generaciones a través del uso de energías renovables, encontrando así el balance entre la sociedad, el medio ambiente y la economía.

Bibliografía

- [1] AHRI. (2012). *Performance rating of unitary air-conditioning & Air-source heat pump equipment*. Arlington: American National Standard.
- [2] Asociación Internacional de Ergonomía. (2009). *Normas técnicas sobre principios ergonómicos*. Norma técnica, Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo, Ministerio de Empleo y Seguridad Social.
- [3] Bellés Castaño, J. (2009). *Estudio comparativo entre una instalación de refrigeración por compresión y una instalación de refrigeración solar para la climatización en verano de una vivienda unifamiliar situada en Cunit (Tarragona)*. Universitat Politècnica de Catalunya, Departamento de Ingeniería Técnica Industrial Especialidad Mecánica, Barcelona.
- [4] Boas Matamoros, R. A. (2004). *Diseño y construcción de un refrigerador solar por absorción de tipo intermitente, para una capacidad de enfriamiento de 10W*. Escuela Superior Politécnica del Litoral, Departamento de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción, Guayaquil.
- [5] Chávez Bernuy, H. R., & Guerra Macho, J. (2012). *Estudio de los sistemas de refrigeración solar por absorción*. Tesis profesional, Universidad de Sevilla, Programa de Ingeniería Industrial, Sevilla.
- [6] CIBSE. (2012, Febrero). Absorption Cooling. *Combined Heat and Power for Buildings (CHP Group)*. Retrieved from <http://www.flexiblespace.com/wp-content/uploads/2012/07>
- [7] Díaz Torres, Y., & Monteagudo Yanes, J. P. (2014, Junio). Sistemas de climatización solar de absorción. Barreras y perspectivas. *Energética*, Vol. 43, pp. 31 - 43.
- [8] Eicker, U., & Pietruschka, D. (2009, Enero). Design and performance of solar powered absorption cooling systems in office buildings. *Energy and Buildings*, 41, 81-91.
- [9] EPS Grau S.A. (2014, Octubre). *EPS Grau: Estructura tarifaria*. Retrieved from http://www.epsgrau.com.pe/webpage/controlador/archivos/tarifa_5583.pdf

- [10] German Energy Agency. (2016). *Energy supply with renewables - Made in Germany*. Berlín.
- [11] Grossman, G. (2002). Solar-Powered Systems for Cooling, Dehumidification and AirConditioning. *Solar Energy*, 72, 53-62.
- [12] Henning, H. M. (2004). *Solar-assisted air-conditioning in buildings –a handbook for planners*. Michigan: Springer.
- [13] Ibañez, M., Rossell, J. R., & Rossell, J. I. (2004). *Tecnología Solar*. Madrid: Mundiprensa.
- [14] Ingeniería Sin Fronteras. (1999). *“Energía solar fotovoltaica y cooperación al desarrollo*. Madrid: Instituto de Estudios Políticos para América Latina y África.
- [15] LG. (2013). *Mr Aircon*. Retrieved from LG CEILING MOUNTED BASIC 6.0HP: http://mraircon.webtogo.com.ph/store.do?item_id=37198
- [16] Lizarte Mayo, R. (2010). *Evaluación experimental de máquinas de absorción de simple efecto de LiBr-H₂O de pequeña potencia condensadas por aire: sistema re-cooling frente a sistema directo*. Tesis doctoral, Universidad Carlos III de Madrid, Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Leganés.
- [17] Lokurlu, A. (2009). Configurations of worldwide first solar cooling systems using parabolic trough collectors on locations in Turkey. (D. Goswami, & Y. Zhao, Eds.) *Proceedings of ISES World Congress 2007, Vol 1 - Vol 5*, pp. 775 - 779.
- [18] Lokurlu, A., Richarts, F., & Krüger, D. (2005, Enero). High efficient utilisation of solar energy with newly developed parabolic trough collectors (SOLITEM PTC) for chilling and steam production in a hotel at the Mediterranean coast of Turkey. *International Journal of Energy Technology and Policy*, Vol 3(Nº 1 - 2), pp. 137 - 146.
- [19] Lozano, M., Renin, L., Guallar, J., Monné, C., & Ramos, J. (2007). *Análisis de las prestaciones de un sistema de climatización solar*. Lima: IX Congreso Iberoamericano de Aire Acondicionado y Refrigeración.
- [20] Masson, S. V., Qu, M., & Archer, D. H. (2006). Performance modeling of a solar driven absorption cooling system for Carnegie Mellon university's intelligent workplace. *Proceedings of International Conference of Enhanced Building Operation*.
- [21] Méndez Muñiz, J., & Cuervo García, R. (2009). *Energía solar térmica* (Segunda Edición ed.). Madrid: Fundación Confemetal.
- [22] Ministerio de Energía y Minas. (2003). *Atlas de Energía Solar del Perú*. Retrieved from <http://dger.minem.gob.pe/atlassolar/>
- [23] Pérez Garrido, D. (2009). *Análisis de un sistema de iluminación, utilizando ampollitas de bajo consumo y alimentado por paneles fotovoltaicos*. Tesis profesional, Universidad Austral de Chile, Facultad de Ciencias de la Ingeniería, Valdivia.

- [24] Peuser, F., Remmers, K.-H., & Schnauss, M. (2007). *Sistemas solares térmicos. Diseño e instalación*. Progenza.
- [25] PKF Vila Naranjo. (2016). *Boletín de interpretación contable y tributario*. Boletín.
- [26] Placco, C., Saravia, L., & Cadena, C. (2008). *Coletores solares para agua caliente*. Instituto de Investigación en Energía No Convencional , Salta, Argentina.
- [27] *Proyecto SIMEC Chile SRL*. (2009). Valdivia.
- [28] Quintana, E., & Díaz, R. (2013). *Simulación de un sistema de acondicionamiento de aire por absorción con asistencia solar en Panamá utilizando TRNSYS*. Universidad Tecnológica de Panamá, Centro de Investigación e Innovación Eléctrica, Mecánica y de la Industria, Tocumen.
- [29] Ramírez Espinoza, L. (2013). *Proyecto de un sistema de acondicionamiento de aire para un quirófano perteneciente a un hospital, localizado en la ciudad de Toluca; Estado de México*". Tesis profesional, Instituto Politécnico Nacional, Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, Toluca.
- [30] Ruano Domínguez, R. (2011). Sistemas de Refrigeración - Evaluación de la eficiencia. In *Ingeniería Energética General* (p. 8). Roma.
- [31] Sarmiento Sera, A. (2016). *Cuba Solar*. Retrieved from La hora solar pico: <http://www.cubasolar.cu/biblioteca/energia/Energia22/HTML/articulo03.htm>
- [32] Seaton, J., Dickinson, J. K., Hess, R. O., Lambalgen, H. v., & Burnham, A. L. (2010, Mayo 17 - 22). Cost and performance analysis of a solar thermal cooling project. *ASME 2010 4th International Conference on Energy Sustainability*. 2, pp. 217 - 223. Phoenix: The American Society of Mechanical Engineers.
- [33] Solar Energy Laboratory. (2000). TESS HVAC Library Examples - Restaurant with Solar Absorption Cooling. In *TRNSYS 17 Manual*. Wisconsin: University of Wisconsin.
- [34] Ssembatya, M. (2013). *Performance evaluation of a Solar Cooling system in UAE – Ras Al Khaimah by both experiment and simulation*. University of Gävle.
- [35] Sun Edison. (2009). *Manual de formación para instalación y mantenimiento de pequeñas instalaciones fotovoltaicas*. Guatemala.
- [36] Tames, E. S. (2009). *Estudio de electrificación con energía solar plaza pública distriro de Llauta-Lucanas-Ayacucho*. Universidad de Piura, Programa de Maestría en Ingeniería y Auditorías Ambientales , Piura.
- [37] U.S. Department of Energy. (2010). *Building America House Simulation Protocols*. Oak Ridge: U.S. Department of Energy Building Technologies Program.

Anexo A: Carta de aceptación al XXII Simposio Peruano de Energía Solar

*Asociación Peruana de Energía Solar
y del Ambiente (APES)*



Lima, 29 de octubre de 2015

Señorita

KELLY REGALADO BOBADILLA

Universidad de Piura

Presente.-

Estimada Srta. Regalado:

Nos complace anunciarle que su trabajo de investigación ha sido aceptado por el Comité Científico de la Asociación Peruana de Energía Solar y del Ambiente (APES), motivo por el cual la invitamos a participar como Ponente en el **XXII SIMPOSIO PERUANO DE ENERGÍA SOLAR**, evento que se llevará a cabo del 16 al 21 de noviembre del presente en las instalaciones de la Universidad Nacional de San Agustín, Arequipa – Perú.

Esperando contar con su asistencia, quedo de usted.

Atentamente,

Ing. MIGUEL REÁTEGUI

Presidente

Asociación Peruana de Energía Solar y del Ambiente

Anexo B: Carta de aceptación al World Congress on Engineering and Computer Science 2016



INTERNATIONAL ASSOCIATION OF ENGINEERS

Date: 26 July 2016

To Whom It May Concern:

Official Paper Acceptance Notification for WCECS 2016

The World Congress on Engineering and Computer Science 2016 (WCECS 2016) will take place in San Francisco, USA, 19-21 October, 2016. We are pleased to notify that the manuscript below has been accepted after peer-review for oral presentation in WCECS 2016:

- Author Names: Kelly G. Regalado, and Carlos N. Quispe
- Accepted Paper Title: Energetic Assessment of Two Solar Cooling Systems in Piura using the TRNSYS Software
- Track and Track Paper Number: ICMSC_21 (International Conference on Modeling, Simulation and Control 2016)

Should you have any enquiry, please feel free to contact us.

Best regards,

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Olive Choi'.

Olive Choi
WCECS 2016 Organizing Committee
IAENG Assistant Secretary
Email: wcecs@iaeng.org
<http://www.iaeng.org/WCECS2016>
<http://www.iaeng.org>



Anexo C: Especificaciones técnicas

C.1. Aire acondicionado

LG CEILING MOUNTED BASIC 6.0HP

Non-Inverter

Anti Corrosion Gold Fin, Airflow Direction Control, Dual Thermistor Control, One Touch Filter



SRP

PHP 92,500.00



Get 10% OFF for CASH OR CHEQUE DEPOSIT

PHP 83,250.00



PRODUCT INFORMATION

Model No.	: TVNC60BLLA3 (TVUC60BLLA3)
Power Supply	: 220 / 3 / 60
Cooling Capacity	: 53,000 Btu/h
Power Input	: 6,020 W
Energy Efficiency Ratio	: 8.8 Btu/h.w
Warranty Period	: 1 Year Parts & Services, 5 Years Compressor

CHANGE COOLING CAPACITY

2.5 HP

4.0 HP

6.0 HP

Model		Indoor		TVNC60BLLA3
		Outdoor		TVUC60BLLA3
Cooling Capacity			Btu/h	53,000
			kJ/h	55,918
Power Input			W	6,020
Energy Efficiency Ratio			Btu/h.w	8.8
			kJ/h.w	9.3
Power Supply			V/Ø/Hz	220 / 3 / 60
INDOOR UNIT	Dimensions	Width	mm	
		Height	mm	
		Depth	mm	
	Net Weight		kg	
OUTDOOR UNIT	Dimensions	Width	mm	900
		Height	mm	1165
		Depth	mm	370
	Net Weight		kg	105
Max. Piping Length			m	30
Max. Elevation Difference			m	20
Refrigerant Type				R22

Fuente: MrAircom.

C.2. Paneles solares



SIMAX 156 Polycrystalline Solar Module (SP636-125W-145W)



Mechanical Characteristics

Solar Cell	Polycrystalline silicon solar cell 156x156(mm)
No. of Cells	36(4x9)
Dimensions	1482x676x50(mm)
Weight	14kg
Front Glass	3.2mm(0.13 inches) tempered glass
Frame	Anodized aluminum alloy

Output

Cable Type	$\Phi=4\text{mm}^2$
Lengths	L=900mm
Junction Box	PV-GZX0601 MC3 or MC4

Temperature Coefficients

Nominal operating cell temperature(NOCT)	$45 \pm 2^\circ\text{C}$
Temperature Coefficient of Pmax	$-0.39\%/^\circ\text{C}$
Temperature Coefficient of Voc	$-0.34\%/^\circ\text{C}$
Temperature Coefficient of Isc	$0.035\%/^\circ\text{C}$

Electrical Specifications

Parameters	SP636-125	SP636-130	SP636-135	SP636-140	SP636-145
Peak power Pm(W)	125 $\pm$ 3%	130 $\pm$ 3%	135 $\pm$ 3%	140 $\pm$ 3%	145 $\pm$ 3%
Open circuit voltage Voc(V)	21.7	21.7	22.3	22.3	22.9
Max. power voltage Vmp(V)	17.7	17.5	18	18	18.5
Max. power current Imp(A)	7.14	7.43	7.5	7.78	7.84
Short circuit current Isc(A)	7.57	7.87	7.95	8.25	8.31
Dimensions(L*W*H)	1482*676*50				
Weight(kg)	14				
Max. over-current (A)	14				
Max. system voltage (V)	1000V DC				
Application Class	Class A				
Mono crystalline silicon solar cell	156*156*0.19mm				
No. of cells and connections	36 series				
No. of bypass diodes	6				
Bypass diode rating (A)	10				
Bypass diode max. junction temperature($^\circ\text{C}$)	200				
Bypass diode thermal resistance($^\circ\text{C}/\text{W}$)	3.0				
STC	Irradiance:1000W/m ² , Cell temperature:25 $^\circ\text{C}$, AM:1.5				
Maximum No. of series connection	43				
Maximum No. of parallel connection	2				

Fuente: Proviento S.A.C.

C.3. Baterías

UL 1.3-24

24V 1.3AH

General

Ultracell®

Quality in Every Language®

UL1.3-24

Awaiting Image

Physical Specification

Part Number:

UL1.3-24

Length:

194 ± 2 mm (7.64 inches)

Width:

44 ± 2 mm (1.73 inches)

Container Height:

52 ± 2 mm (2.05 inches)

Total Height (with terminal):

58 ± 2 mm (2.28 inches)

Approx Weight:

Approx 1.1kg (2.43lbs)

Specifications

	Normal Voltage	24V
	Normal Capacity (20HR)	1.3AH
Terminal Type	Standard Terminal	F1
	Optional Terminal	-
Container Material	Standard Option	ABS
	Flame Retardant Option (FR)	UL94:VO
Rated Capacity	1.30 AH/0.065A	(20hr, 1.80V/cell, 25°C / 77°F)
	1.21 AH/0.121A	(10hr, 1.80V/cell, 25°C / 77°F)
	1.09 AH/0.218A	(5hr, 1.75V/cell, 25°C / 77°F)
	0.954 AH/0.318A	(3hr, 1.75V/cell, 25°C / 77°F)
	0.789 AH/0.789A	(1hr, 1.60V/cell, 25°C / 77°F)
Max Discharge Current	19.5A (5s)	
Internal Resistance	Approx 121mΩ	
Discharge Characteristics	Operating Temp. Range	Discharge: -15 ~ 50°C (5 ~ 122°F)
		Charge: 0 ~ 40°C (5 ~ 104°F)
		Storage: -15 ~ 40°C (5 ~ 104°F)
	Nominal Operating Temp. Range	25 ± 3°C (77 ± 5°F)
	Cycle Use	Initial Charging Current less than 0.39A.Voltage 28.8V ~ 30.0V at 25°C (77°F) Temp. Coefficient -60mV/°C
	Standby Use	No limit on Initial Charging Current Voltage 27.0V ~ 27.6V at 25°C (77°F) Temp. Coefficient -40mV/°C
	Capacity affected by Temperature	40°C (104°F) 103%
	25°C (77°F) 100%	
	0°C (32°F) 86%	
Design Floating Life at 20°C	15 Years	

Fuente: Ultracell.

C.4. Regulador

Model Characteristics	GRT7-TH4	GRT7-TH4 P	GRT7-TH4 E	GRT7-TH4 PE	GRT7-TH5
Nominal operating current	5A	7A	5A	7A	5A
Peak Current	7A	10A	7A	10A	7A
Analog input $\pm 9Vdc$	no		yes		no
Droop adjustment for parallel operation	yes				no
CSA certification	yes				
Sensing Input	160-300 Vac or 320-600 Vac (V_{min})				
Power supply	170-300 Vac (1Ø or 2Ø)				
Rectifier gain ratio	0,45				
Output voltage ¹	76,5-126 Vdc				
Field resistance @ 20°C	6 up to 50Ω				
Static regulation	0,5%				
Adjustable dynamic response	8 up to 500ms				
Operating frequency	50 or 60Hz				
Under Frequency protection (U/F)	Adjustable				
Internal voltage adjustment	Adjustable via trimpot, for the complete range of Voltage				
External voltage adjustment ²	- 30% (V_{min})				
Operating Temperature	-20° to +60°C				
EMI suppression	EMI Filter				
Approximate weight	480 g				

Fuente: Solar 30.

C.5. Inversor


Three Phase Inverters for the 277/480V Grid for North America
 SE10KUS / SE20KUS / SE33.3KUS⁽¹⁾

	SE10KUS	SE20KUS	SE33.3KUS	
OUTPUT				
Rated AC Power Output	10000	20000	33300	VA
Maximum AC Power Output	10000	20000	33300	VA
AC Output Line Connections	4-wire WYE (L1-L2-L3-N) plus PE			
AC Output Voltage Minimum-Nominal-Maximum ⁽²⁾ (L-N)	244-277-305			Vac
AC Output Voltage Minimum-Nominal-Maximum ⁽²⁾ (L-L)	422.5-480-529			Vac
AC Frequency Min-Nom-Max ⁽²⁾	59.3 - 60 - 60.5			Hz
Max. Continuous Output Current (per Phase)	12	24	40	A
GFDI Threshold	1			A
Utility Monitoring, Islanding Protection, Country Configurable Set Points	Yes			
INPUT				
Maximum DC Power (Module STC)	13500	27000	45000	W
Transformer-less, Ungrounded	Yes			
Maximum Input Voltage DC to Gnd	490			Vdc
Maximum Input Voltage DC+ to DC-	980			Vdc
Nominal Input Voltage DC to Gnd	420			Vdc
Nominal Input Voltage DC+ to DC-	840			Vdc
Maximum Input Current	13.5	26.5	40	Adc
Max. Input Short Circuit Current	45			Adc
Reverse-Polarity Protection	Yes			
Ground-Fault Isolation Detection	1MΩ Sensitivity			
CEC Weighted Efficiency	98	98.5		%
Night-time Power Consumption	< 3	< 4		W
ADDITIONAL FEATURES				
Supported Communication Interfaces	RS485, Ethernet, ZigBee (optional)			
Rapid Shutdown – NEC 2014 690.12	Manual Rapid Shutdown ⁽³⁾		Automatic Rapid Shutdown	
STANDARD COMPLIANCE				
Safety	UL1741, UL1699B, UL1998, CSA 22.2			
Grid Connection Standards	IEEE 1547			
Emissions	FCC part15 class B			

INSTALLATION SPECIFICATIONS			
AC output conduit size / AWG range	3/4" minimum / 12-6 AWG		
DC input conduit size / AWG range	3/4" minimum / 12-6 AWG		
Number of DC inputs	2 pairs	3 pairs (with fuses on plus & minus) ⁽¹⁾	
Dimensions (HxWxD)	21 x 12.5 x 10.5 / 540 x 315 x 260		
Dimensions with Safety Switch (HxWxD)	30.5 x 12.5 x 10.5 / 775 x 315 x 260		
Weight	73.2 / 33.2	99.5 / 45	in/mm lb/kg
Weight with Safety Switch	79.7 / 36.2	106 / 48	lb/kg
Cooling	Fans (user replaceable)		
Noise	< 50	< 55	dBA "F"/°C
Operating Temperature Range	-40 to +140 / -40 to +60		
Protection Rating	NEMA 3R		

⁽¹⁾ For 208V inverters refer to: <http://www.solaredge.com/files/pdfs/products/inverters/se-three-phase-us-inverter-208v-datasheet.pdf>

⁽²⁾ For other regional settings please contact SolarEdge support.

⁽³⁾ With installation of rapid shutdown kit; contact SolarEdge for kit P/N.

⁽⁴⁾ Field replacement kit for 1 pair of inputs P/N: OGD-3PH-1TB.

Fuente: SolarEdge.

C.6. Conmutador

Model	(17 kW)	(20kW)
Rated Maximum Continuous Power Capacity (LP)	17,000 Watts*	20,000 Watts*
Rated Maximum Continuous Power Capacity (NG)	16,000 Watts*	18,000 Watts*
Rated Voltage	240	240
Rated Maximum Continuous Load Current – 240 Volts	70.8 LP/66.6 NG	83.3 LP/75 NG
Total Harmonic Distortion	Less than 5%	Less than 5%
Main Line Circuit Breaker	65 Amp	90 Amp
Phase	1	1
Number of Rotor Poles	2	2
Rated AC Frequency	60Hz	60Hz
Power Factor	1	1
Battery Requirement (not included)	Group 26R 12 Volts and 525 Cold-cranking Amperes Minimum	
Unit Weight (Pounds/Kilos)	455/210.9 (Steel); 421/191 (Aluminum)	451/204.6
Dimensions (L x W x H) inches/mm	48 x 25 x 29 (1218 x 638 x 732)	
Sound output in dBA at 23 ft. with generator operating at normal load	66	66
Sound output in dBA at 23 ft. with generator in Quiet-Test™ low-speed exercise mode	60	60

Fuente: APC by Schneider Electric.

C.7. Colectores solares planos

Características	LBM 2 HTF	LBM 4 HTF	LBM 6 HTF	LBM 8 HTF	LBM 10 HTF
Área bruta / Área de apertura, m ²	2,28 / 2,02	4,49 / 4,05	6,7 / 6,1	8,9 / 8,1	11,1 / 10,1
Rendimiento óptico, %	83,00				
Coefficiente de pérdidas K1(W/m ² K) / k2(W/m ² K ²)	3,523 / 0,015				
Carcasa del captador	Perfil de marco de aluminio con pared posterior estable de chapa de aluminio, 43mm de aislamiento térmico (23mm de espuma de poliuretano, 20 mm de lana mineral)				
Cubierta de vidrio	Vidrio solar de seguridad de 4 mm				
Transmisividad, %	91				
Absorbedor	Chapa continua				
Superficie de abs.	Superficie altamente selectiva hecha en vacío (absorción=95%, emisividad=5%)				
Volumen abs., l	2,19	4,40	6,71	8,93	11,15
Líquido caloportador	DC20 (propilenglicol con inhibidores), relación de mezcla según necesidad				
Presión máxima de servicio admisible, bar	10				
Conexión de la sonda de temperatura	Mediante vaina de inmersión de 150mm para sondas de diámetro de 6 mm (disponible como accesorio)				
Conexión hidráulica	4 x 22 mm de tubo de cobre				
Cargas máximas admisibles	2,25 kN/m ²				
Ángulos de inclinación admisibles	10° - 85°				
Tipos de fijación	Cubierta plana, cubierta inclinada				
Dimensiones (largo), mm	1.172	2.314	3.456	4.598	5.740
Dimensiones (ancho x alto), mm	1.942 x 103				
Peso en vacío, kg	45	90	133	175	218
Contraseña de certificación	NPS-14009	NPS-14109	NPS-14209	NPS-14309	NPS-14409
Referencia	104 005 20	104 005 04	104 005 06	104 005 08	104 005 10

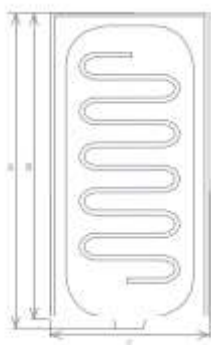
Fuente: Wagner Solar S.L.

C.8. Enfriadora de absorción

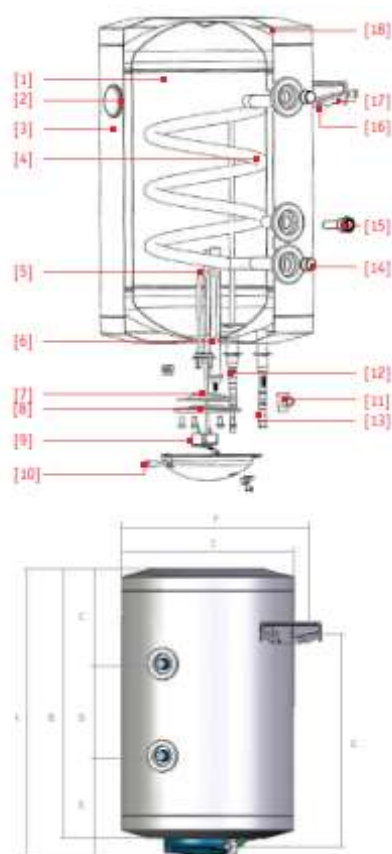
PLANTAS ENFRIADORAS DE AGUA POR CICLO DE ABSORCIÓN								
TABLA ESPECIFICACIONES UNIDADES POR AGUA CALIENTE								
			Unidad de medida	MODELOS				
				WFC SC5	WFC-SC10	WFC-SC20	WFC-SC30	WFC-SC50
Capacidad frigorífica			kW	17,6	35,2	70,3	105,0	176,0
Agua refrigerada	Temperatura agua refrigerada	entrada	°C	12,5				
		salida	°C	7,0				
	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 absorb/cond.		kPa	41	85,3	45,3	46,4	37,4
	Factor ensuciamiento		kW/h/K/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	88,0				
		salida	°C	83,0				
		rango	°C	70 ~ 95				
	Pérdida de carga en generador		kPa	88	90,4	46,4	60,4	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	550
	Intensidad		A	0,23	0,43	0,92	1,25	4,74
Control	Refrigeración			Todo - nada				
Dimensiones	Ancho		mm	594	760	1.060	1.380	1.780
	Fondo		mm	744	970	1.220	1.520	1.960
	Alto (incluidas placas fijación)		mm	1736	1.920	2.030	2.065	2.135
Peso	En vacío		kg	365	500	930	1.450	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
Envoltente y acabado exterior: Envoltente de chapa galvanizada y pintada en caliente de color metalizado plata, resistente al agua e instalable tanto en el interior como en el exterior.								

Fuente: Absorsistem.

C.9. Acumulador de agua caliente

Interacumuladores
Verticales
Murales

- [1] Acumuladores de ACS
- [2] Termómetro
- [3] Cubierta externa de acero
- [4] Intercambiador de calor
- [5] Kit eléctrico
- [6] Ánodo de protección
- [7] Junta de goma
- [8] Brida
- [9] Termostato
- [10] Piloto luminoso
- [11] Válvula de seguridad / antirretorno
- [12] ACS hacia consumo (1/2" M)
- [13] Entrada agua fría de red (1/2" M)
- [14] Salida desde el intercambiador (3/4" M)
- [15] Vaina sonda *
- [16] Entrada a intercambiador (3/4" M)
- [17] Elemento de fijación
- [18] Aislamiento



* Solo en modelos AMUT003 y AMUT004

Código	Capacidad (l)	Cotas (mm)							Peso [kg]	Intercambiador		T máx. uso	T límite	Presión	
		A	B	C	D	E	F	G		L (m²)	V (l)			P máxima	P mínima
AMUT001	80	830	765	173	360	300	480	570	34	0,21	1,2	60°C	120°C	10 bar	8 bar
AMUT002	100	960	905	235	480	245	480	715	40	0,28	1,5	60°C	120°C	10 bar	8 bar
AMUT003	120	1120	1060	410	445	265	480	870	45	0,7	4	60°C	120°C	10 bar	8 bar
AMUT004	150	1360	1295	515	445	400	480	1090	51	0,7	4	60°C	120°C	10 bar	8 bar

Fuente: Chromagen.

C.10. Fuente de energía auxiliar

		MODELOS HDK							
		320	460	550	650	800	1000	1200	1400
Producción de vapor máxima*	kg/h	3200	4600	5500	6500	8000	10000	12000	14000
Potencia calorífica máxima	kW	2100	2995	3585	4250	5210	6511	7835	9200
Rendimiento	%	90							
Superficie de calefacción	m²	64,8	81,85	106	140	155	198	207	282
Volumen de agua	m³	6,4	7,9	8,8	11	11,7	13,55	15,7	21,9
Volumen de vapor	m³	1,3	1,6	2,0	2,7	2,9	3,35	4,6	5,97
Volumen total	m³	7,7	9,5	10,8	13,7	14,6	16,9	20,3	27,87
Sobrepresión hogar	mbar	8	9,3	10			12	13	12
Peso en vacío	kg	9500	12000	12800	14100	17850	19900	23950	31500
Categoría de caldera		Categoría II							
Consumo eléctrico	8 bar kW	3			4			7,5	
	10 bar kW	3	4	5,5			11		
	12 bar kW	4	5,5			7,5	11		
	14 bar kW	4	7,5			11		15	
Tipo de combustible		Gas natural (G20), gasóleo y gas propano (G31)							

*La producción de vapor se da para una entalpía de 561 Kcal/Kgs

Fuente: Ygnis, distribuidor de CERNEY.

C.11. Torre de enfriamiento



 Lima, Perú
ENTREGA GRATUITA PARA TODA LIMA

Modelo	Capacidad	Medidas externas		Diámetro del ventilador	Motor del ventilador	Conexiones		Peso		Nivel de ruido
		Alto	Diámetro			Ingreso	Salida	Vacio	c/agua	
JCRS-20	M3/h	mm	mm	mm	kw	mm	mm	Kg	Kg	Db(A)
	15.62	1930	1165	770	0.25	50	50	67	300	50

Fuente: Vizyon Industrial.

C.12. Ventiloconvectores

Indoor units				2-PIPE				
				FWD04AT	FWD06AT	FWD08AT	FWD10AT	FWD12AT
Cooling capacity	Total capacity	High	kW	3.90	6.20	7.80	8.82	11.90
	Sensible capacity	High	kW	3.08	4.65	6.52	7.16	9.36
Heating capacity	2-Pipe	High	kW	4.05	7.71	9.43	10.79	14.45
	4-Pipe	High	kW	-				
Power input	High		W	234	349	443		714
Current input	High		A	0.95	1.58	1.97		3.21
Dimensions	Unit	HeightxWidthxDepth	mm	280x754x559	280x964x559	280x1,174x559	352x1,174x718	
Weight	Unit		kg	33	41	47	49	65
Heat exchanger	Water volume		l	1.06	1.42	1.79	2.38	2.5
Temperature in/out			°C	12 / 6				
Water flow	Cooling		l/h	674	1,064	1,339	1,514	3,400
	Heating		l/h	674	1,064	1,339	1,514	2,056
Water pressure drop	Cooling		kPa	17	24		16	26
	Heating		kPa	14	20		13	21
Fan	Air flow rate	High	m³/h	800	1,250	1,600		2,200
	Available pressure	High	Pa	66	58	68	64	97
Sound power level	High		dBA	66	69	72		74
Connections				1" internal thread				
Water connections	Std. heat exchanger		inch	3/4				
Power supply	Phase / Frequency / Voltage		Hz / V	1~ / 50 / 230				

Fuente: Daikin.