

**UCLV**  
Universidad Central  
"Marta Abreu" de Las Villas



**FIMI**  
Facultad de  
Ingeniería Mecánica  
e Industrial

**Centro de Estudios Energéticos y Tecnologías  
Ambientales  
CEETA**

**Título:** Estudio de oportunidad y dimensionamiento de un sistema de climatización por absorción abastecido por energía solar para el aeropuerto internacional "Abel Santamaría Cuadrado".

**Autor:** Abrahan David González Hernández

**Tutores:** Dr.C. Pablo Roque Díaz

Santa Clara, Junio; 2019  
Copyright©UCLV

**UCLV**  
Universidad Central  
"Marta Abreu" de Las Villas



**FIMI**  
Facultad de  
Ingeniería Mecánica  
e Industrial

## Center of energetices studies and environmental technologies

### DIPLOMA THESIS

**Title:** Study of opportunity and dimension of a system of air conditioning for absorption supplied for solar energy for the internacional aeroport Abel Santamaría Cuadrado.

**Author:** Abrahan David González Hernández

**Thesis director:** Dr.C. Pablo Roque Díaz



Este documento es Propiedad Patrimonial de la Universidad Central “Marta Abreu” de Las Villas, y se encuentra depositado en los fondos de la Biblioteca Universitaria “Chiqui Gómez Lubian” subordinada a la Dirección de Información Científico Técnica de la mencionada casa de altos estudios.

Se autoriza su utilización bajo la licencia siguiente:

**Atribución- No Comercial- Compartir Igual**



Para cualquier información contacte con:

Dirección de Información Científico Técnica. Universidad Central “Marta Abreu” de Las Villas. Carretera a Camajuaní. Km 5½. Santa Clara. Villa Clara. Cuba. CP. 54 830

Teléfonos.: +53 01 42281503-1419

## **Resumen**

El aeropuerto internacional “Abel Santamaría Cuadrado” cuenta entre sus características con un incremento de su capacidad que aún hoy continúa en ascenso, por lo que ha sido sometido a varios procesos de ampliación quedando el sistema de climatización infradimensionado. Este, según la dirección del área energética de la institución, consume aproximadamente el 80% de la energía eléctrica. Por ello, con la intención de apoyar el sistema de clima, las características de la radiación incidente y el hecho de que el funcionamiento de la entidad es mayormente durante horas diurnas, se elaboró un estudio de oportunidad y dimensionamiento de un sistema de climatización de apoyo por absorción abastecido por energía solar térmica. Para ello se partió de informaciones obtenidas por la propia institución como la carga térmica actual media en cada mes a lo largo de todo el año y se evitó que en el transcurso de este la variante propuesta excediera la capacidad frigorífica demandada con el objetivo de justificar en la mayor medida posible en términos de ahorro la posible inversión realizada.

## **Abstract**

The international airport "Abel Santamaría Cuadrado" it has among their characteristics an increment of their capacity that today still continues in ascent, for what has been subjected to several amplification processes being the system of air conditioning undersized. This, according to the address of the energy area of the institution consumes 80% of the electric power approximately. For it, with the intention of supporting the climate system, the characteristics of the incident radiation and the fact that the operation of the entity is mostly during day hours, it was elaborated a study of feasibility and dimensioning of a system of support air conditioning by absorption supplied by thermal solar energy. For he/she left it of informations obtained by the own institution like the load thermal current stocking in every month along the whole year and it was avoided that in the course of this the variant proposal exceeded the capacity refrigerating defendant with the objective of justifying in the biggest possible measure in saving terms the possible carried out investment.

## Contenido

Introducción .....	1
Capítulo1: Marco teórico referencial.....	5
1.1 Máquina de absorción.....	5
1.1.1 Reseña histórica de la máquina de absorción.....	5
1.1.2 Estudio del estado del arte de las máquinas de absorción.....	6
1.1.3 Descripción de la máquina de absorción (simple efecto, LiBr/H <sub>2</sub> O) .....	7
Generador .....	7
1.1.4 Ventajas y desventajas de la absorción.....	9
1.1.5 Ahorros y ventajas ambientales.....	10
1.2 La energía solar .....	10
1.2.1 Estudio del estado del arte de colectores solares térmicos.....	11
1.2.2 Acerca del colector solar .....	12
1.2.3 Tipos de colectores solares para calentar agua o fluido térmico. (Sánchez 2017) .....	12
1.3 Características del aeropuerto “Abel Santamaría Cuadrado” .....	13
1.3.1 Comportamiento de consumos.....	14
Capítulo 2: Dimensionamiento del sistema .....	15
Introducción .....	15
2.1 Metodología para la realización del dimensionamiento.....	15
2.2 Selección de la tecnología de enfriamiento .....	17
2.2.1 Capacidad nominal de las enfriadoras .....	18
2.2.2 Selección de la máquina de absorción .....	20
2.3 Irradiación en el territorio de Santa Clara.....	21
2.4 El colector solar térmico.....	23
2.4.1 Características de los calentadores de tubos al vacío.....	24
2.5 Dimensionamiento del campo solar .....	25
2.5.1 Inclinación del captador .....	25
2.5.2 El rendimiento del captador solar térmico .....	25
2.5.3 Cálculo de número de colectores en serie .....	30
2.5.4 Resultados del dimensionamiento del campo de colectores solares .....	34
2.6 Almacenamiento de agua caliente.....	37
2.7 Almacenamiento de agua fría y capacidad del sistema .....	40
2.8 Ubicación de la máquina de absorción .....	42

2.8.1 Cálculo del diámetro de la tubería .....	43
2.8.2 Análisis para la determinación de la ubicación de las máquinas de absorción a partir del aislante. ....	44
2.8.3 Cálculo del espesor de aislante .....	46
2.8.4 Optimización del espesor de aislante .....	47
2.9 Intercambiadores de calor agua-aire .....	51
2.10 Variantes para el enfriamiento del agua de condensación.....	58
2.10.1 Procedimientos de condensación .....	58
2.10.2 Torres de enfriamiento .....	60
Capítulo 3. Impacto económico y medioambiental. ....	62
3.1 Análisis de costos .....	62
3.2 Impacto ambiental .....	73
Conclusiones .....	74
Recomendaciones .....	76
Bibliografía .....	77
Anexos.....	80

## Introducción

Las emisiones de gases de efecto invernadero como el CO<sub>2</sub>, son unas de las causas que están provocando el Cambio Climático. No se trata sólo de las emisiones producidas por la combustión durante el consumo de combustibles fósiles al quemar gasolina en un coche utilizado para el transporte de personas y mercancías, sino también en la obtención de energía eléctrica en centrales térmicas por la combustión. El uso cada vez más generalizado de energías renovables sustitutivas es la mejor forma de reducir este impacto negativo.

El cada vez, más acelerado, desarrollo tecnológico unido a las crecientes necesidades de la población mundial han conducido a un desenfrenado e irracional uso de los recursos energéticos. La manera en que la sociedad utiliza la tecnología para producir y consumir la energía es responsable de los problemas ambientales más importantes. Las lluvias ácidas, el daño a la capa de ozono, la contaminación y el efecto invernadero resultado de la utilización de tecnologías inadecuadas y de una fuerte dependencia de los combustibles fósiles.

Dentro de los sistemas altamente consumidores de energía eléctrica se encuentran los sistemas de Refrigeración y Climatización. Los Sistemas de Refrigeración y Acondicionamiento de Aire, principalmente los de compresión, son una ironía técnica, pues envían más calor al planeta que frío a las necesidades de las personas. Esto supone que si seguimos utilizando los sistemas convencionales continuará el acelerado calentamiento del planeta, así como el deterioro de la capa de ozono tan necesaria para la existencia de la vida en la tierra.

El acondicionamiento del aire consume grandes cantidades de energía eléctrica, situación que representa un gran desafío para las industrias dedicadas a estas tareas, pues deben brindar mayor calidad del aire interior y confort, con mayor eficiencia energética. Los problemas ambientales como el debilitamiento de la capa de ozono y el efecto invernadero, asociados con el uso de las sustancias fluorocarbonadas, sustancias usadas como refrigerantes en los sistemas convencionales de enfriamiento y acondicionamiento de aire, son un argumento adicional para la minimización del uso de estas tecnologías y la búsqueda de nuevas alternativas. (Romero 2017)

Un método alternativo de refrigeración vigente en la actualidad es el método de refrigeración por absorción. Este método solo suele ser utilizado cuando hay una fuente de calor residual o barata, por lo que la producción de frío es mucho más económica y ecológica, aunque su rendimiento es bastante menor. En estos sistemas la energía es suministrada en primer lugar como energía térmica, por lo que la tecnología de colectores solares térmicos puede ser una herramienta inteligente para ser usada como fuente de energía para abastecer a dichos sistemas.

Los sistemas de refrigeración por absorción han ganado popularidad debido a que operan con refrigerantes amigables con el medio ambiente conforme a los protocolos de Kyoto y Montreal. Estos aprovechan las fuentes de energías alternativas de bajos costos como la geotérmica, biomasa, la energía solar o las fuentes de calor de los subproductos de desecho, por lo que en años recientes las investigaciones se han enfocado en el mejoramiento de estos sistemas. La principal manera de mejorar la eficiencia es a través de los análisis termodinámicos y de la optimización de estos sistemas.

Hoy en día los desarrollos tecnológicos han hecho de la refrigeración por absorción una alternativa efectiva y económica en comparación con los ciclos por compresión de vapor. El aumento de los costos de la electricidad y los problemas ambientales han hecho que estos ciclos operados por calor, sean más atractivos tanto para las aplicaciones industriales como para las aplicaciones residenciales. (Cañadas Navarro, 2010)

La utilización de equipos de refrigeración por ciclo de absorción permite ahorrar, en primer lugar, la energía primaria que habría hecho falta para producir la electricidad necesaria para hacer funcionar los equipos convencionales que lo sustituyen. Cuando el calor utilizado por la máquina de absorción es de origen gratuito o residual el ahorro es absoluto, mientras que en los casos de aplicación de llama directa este dependerá de la energía primaria y las características de producción de la electricidad sustituida. Este aspecto es particularmente importante, tanto económica como estratégicamente, en países como el nuestro

en que en la producción eléctrica depende mayoritariamente de la importación de combustibles de origen fósil.(O.M. IBRAHIM 2016)

La energía solar térmica es el uso más extendido de la energía solar y es una de las aplicaciones prácticas con más futuro para reducir la emisión de gases contaminantes y disminuir la dependencia de los combustibles fósiles. (Sánchez 2017)

La energía solar es aprovechada a través del uso de celdas fotovoltaicas y colectores para producir energía eléctrica y calefacción de agua respectivamente, en procesos industriales o en sistemas integrados de los domicilios. Uno de los factores más ventajosos en el uso de la energía renovable es su capacidad de tener un impacto muy ligero hacia el medio ambiente. Los calentadores solares, por ejemplo, no emiten los gases tóxicos y nocivos tales como CO<sub>2</sub> y NO<sub>x</sub> que perjudican el medio ambiente y la vida humana. (Sánchez 2017)

El cambio climático constante, la contaminación de la atmósfera producto a la emisión de gases que traen consigo la combustión indiscriminada de enormes cantidades de combustibles demandada por el incesante consumo de energía, la realidad de que las reservas de combustibles fósiles como petróleo se están agotando y la necesidad de un aprovechamiento energético lo más económico posible son una realidad en la cual no queda exenta la terminal aérea del aeropuerto internacional “Abel Santamaría Cuadrado”.

Por ello y por las características particulares de esta instalación, como el hecho de que funciona mayormente en horarios diurnos y la radiación que predomina en la zona que ocupa, es que se plantea la siguiente situación problémica:

#### **Planteamiento del Problema.**

Existe la posibilidad de explotar de forma satisfactoria un sistema de climatización por absorción alimentado por energía solar térmica, el cual por funcionar mayormente a partir de la radiación solar evitaría la necesidad de los altos consumos de energía eléctrica que normalmente traen consigo los equipos de clima en la terminal aérea del aeropuerto internacional “Abel Santamaría Cuadrado”. Para ello es de gran importancia el desarrollo del análisis de oportunidad pertinente para el sistema antes enunciado.

### **Formulación del problema.**

Ejecución del dimensionamiento de un sistema de climatización por absorción abastecido por energía solar térmica en la terminal aérea del aeropuerto internacional “Abel Santamaría Cuadrado” a partir de la ingeniería conceptual como medio para obtener el grado de oportunidad que representa dicho proyecto.

### **Objetivo general.**

- Definir la ingeniería conceptual que rige el dimensionamiento de un sistema de climatización solar para abastecer de forma parcial la demanda de clima en la terminal aérea del aeropuerto internacional “Abel Santamaría Cuadrado”

### **Objetivos específicos.**

- Trazar la metodología para la realización del dimensionamiento del sistema.
- Caracterizar cada mes según los datos de irradiación obtenidos a partir de la confección de días típicos por mes.
- Determinar a partir del método prueba y error las capacidades del conjunto campo solar - máquinas de absorción de manera que la cantidad de frío generada no exceda la carga térmica en ningún período del año.
- Dimensionar los dispositivos que componen el sistema.
- Determinar la ubicación más favorable para la instalación de las máquinas por absorción a partir de la distancia de la terminal aérea hasta el área disponible para el campo solar.
- Desarrollar el análisis económico según los costos de inversión estimados junto con los de operación y calcular el impacto medioambiental.

## **Capítulo1: Marco teórico referencial.**

### **1.1 Máquina de absorción**

#### **1.1.1 Reseña histórica de la máquina de absorción.**

Fue el inglés Joseph Priestly quien en 1774 aísla los gases de amoníaco, oxígeno y dióxido de carbono. Podemos considerar este hecho el comienzo del desarrollo científico en el campo de la refrigeración por absorción. Bien es cierto, que su aplicación para la producción de frío no sería estudiada hasta Faraday. Este utilizó un tubo en forma de U, en un extremo del cual se aplicaba calor para aumentar la presión, mientras que en el otro se enfriaba. Demostró que se producía frío al evaporar amoníaco en un extremo del tubo y absorberse en cloruro de plata en el otro extremo.(Boch 2017)

En los años posteriores aparecerían varios estudios relacionados con el principio de refrigeración por absorción, pero fue Edmond Carré el que inventó la primera máquina de absorción en 1850, utilizando agua/ácido sulfúrico como par absorbente - refrigerante. No obstante, en 1859 su hermano Ferdinand Carré demostró el principio de funcionamiento de una máquina de refrigeración por absorción con el par amoníaco/agua. Fue patentada en 1860 en Estados Unidos, comenzando su comercialización en 1886. La máquina de absorción se utilizó por primera vez a gran escala durante la guerra de secesión norteamericana, cuando los estados del Norte cortaron el suministro de hielo natural a los estados de la Confederación. (CANO 2011)

El uso del Bromuro de litio - agua ( $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ ) como par absorbente - refrigerante comenzó en los años 30 (Berestneff, 1949). Sería la empresa Carrier la primera en patentar una máquina de absorción de  $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$  en 1945. En la década de los 60 las máquinas de absorción de  $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$  se desarrollaron en base a los ciclos de simple efecto. Estas máquinas son la base de la tecnología de absorción.(MARCOS 2015)

En la evolución del ciclo de absorción se han experimentado diversas parejas de refrigerante-absorbente, pero comercialmente hay únicamente dos: la formada por el agua como refrigerante y bromuro de litio como absorbente, y la que utiliza el amoníaco como refrigerante y agua como absorbente. Cada una de estas dos

técnicas tiene sus peculiaridades. Mientras la utilización del agua como refrigerante limita la temperatura de evaporación por encima de 0°C, permite, una mayor eficiencia energética que la que se consigue con el ciclo de amoníaco que, por su parte, presenta la ventaja de poder bajar las temperaturas muy por debajo de 0°C y condensar a temperaturas más altas.(MARCOS 2015)

### **1.1.2 Estudio del estado del arte de las máquinas de absorción**

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.

En los sistemas de refrigeración por absorción se diferencia entre dos circuitos, el circuito del refrigerante entre compresor térmico, condensador y evaporador, y el circuito del solvente entre el absorbedor y el separador. Una ventaja notable de los sistemas de absorción es que el refrigerante no es un fluoroclorocarbono. La mezcla de refrigerante y solvente en aplicaciones de aire acondicionado y para temperaturas mayores a 0°C es agua y bromuro de litio (LiBr). En aplicaciones para temperaturas hasta -60°C es amoníaco (NH<sub>3</sub>) y agua. Hasta hoy no se han encontrado otras mezclas apropiadas para estas aplicaciones, aunque se están desarrollando sistemas de absorción, en los que el refrigerante es absorbido en matrices sólidas de zeolitos. (SIERRA 2007)

La principal diferencia entre estos ciclos está en cómo se traslada el refrigerante de la zona de baja presión a la de alta presión. En los ciclos de compresión mecánica, el traslado se realiza por medio de un compresor, pero en el caso de una máquina de absorción, el proceso es más complejo. El refrigerante vaporizado en la zona de baja presión es captado por una solución (absorbente) que tiene afinidad físico-química hacia él. La mezcla se bombea a la zona de alta presión, y la separación absorbente-refrigerante se produce mediante la aportación de calor. La clave está en que el trabajo de bombeo es mucho menor que el necesario para mover el compresor en un ciclo de compresión mecánica, con el consiguiente ahorro de energía eléctrica. (SIERRA 2007)

### **1.1.3 Descripción de la máquina de absorción (simple efecto, LiBr/H<sub>2</sub>O)**

#### **Generador**

En el generador, mediante el aporte de energía térmica, (independientemente del método empleado) se produce la evaporación de una parte del agua de la solución de bromuro de litio-agua, concentrándose dicha solución. El vapor de agua (refrigerante) se dirige al condensador, mientras que la solución concentrada se dirige al absorbedor. Dado que el bromuro de litio (el absorbente) no es muy volátil, en condiciones normales de funcionamiento no debe producirse el arrastre de gotas de solución en el proceso de evaporación, en el caso de que se produzcan será en cantidades inapreciables.

#### **Condensador**

Una vez ha llegado al condensador el vapor de agua, este cede su calor latente y se condensa. Normalmente la condensación del vapor de agua se realiza mediante otra corriente de agua, que circula por el lado de los tubos, por lo que es necesario enviar esta corriente de agua a una torre de refrigeración para evacuar dicha energía. Cabe destacar que hay algunos equipos (pero pocos) que condensan con aire. La presión de trabajo del condensador estará por debajo de la atmosférica dado a que en este caso se usa como refrigerante el vapor de agua.

#### **Válvula de expansión**

Tras abandonar el condensador, el refrigerante se dirige al evaporador, pasando antes por la válvula de expansión para reducir su presión ocurriendo la evaporación a la temperatura correcta según el refrigerante que se utilice. En el caso del vapor de agua, la diferencia de presiones para las temperaturas típicas de funcionamiento de una máquina de absorción es pequeña, por lo que con un dispositivo que produzca una pequeña pérdida de carga (como una trampa de líquido) es suficiente. Si el refrigerante es amoníaco, la diferencia de presiones es muy alta, por lo que si es necesario emplear una válvula de expansión para producir la pérdida de carga necesaria.

#### **Evaporador**

Tras disminuir su presión, el refrigerante llega al evaporador. En él, el refrigerante se evapora tomando la energía necesaria de otra corriente (normalmente agua)

que circula por el lado de los tubos, produciéndose en dicha corriente el efecto frigorífico. Es importante indicar la necesidad de que no se produzca arrastre de absorbente, ya que modificaría la presión de trabajo en el evaporador y porque además se podría producir cristalización de la sal de bromuro de litio. En cuanto a las presiones de trabajo, si se utiliza vapor de agua como refrigerante, se seguirá trabajando por debajo de la presión atmosférica, mientras que si emplea amoníaco se trabaja por encima de la presión atmosférica, aunque no tanto como en el condensador.

### **Absorbedor**

Una vez abandonado el evaporador, el refrigerante se dirige hacia el Absorbedor para cerrar el ciclo. Para ello se ponen en contacto el refrigerante (vapor de agua) y la solución concentrada que proviene del generador. La solución concentrada absorbe el vapor de agua diluyéndose la solución, volviendo a las condiciones de partida. Dicho proceso de mezcla es exotérmico, por lo que es necesario evacuar el calor generado para que dicho calor no eleve la temperatura del absorbedor y se ralentice el proceso de mezcla. Para ello se emplea una corriente auxiliar de agua que evacua dicha energía y posteriormente la disipa en la torre de refrigeración. Normalmente, es la misma corriente de agua la que se usa para refrigerar el absorbedor y el condensador, primero pasa por el absorbedor y luego pasa por el condensador.

### **Bombeo**

Una vez se ha producido la mezcla, la bomba se encarga de elevar la presión de la solución hasta la presión de trabajo (recordemos que hemos producido una pérdida de carga en el paso del condensador al evaporador) e impulsarla hacia el generador.

### **Economizador**

Por último, antes de llegar al generador, la solución pasa por un intercambiador de calor donde entra en contacto (indirecto) con la solución concentrada que proviene del generador y se dirige al absorbedor, disminuyendo la temperatura de esta, y aumentando la suya. Con esto se consigue disminuir las necesidades de refrigeración del absorbedor (ya que al ingresar en él la corriente de solución

concentrada a menor temperatura hay que evacuar menos energía) y también disminuye el aporte energético necesario a realizar en el generador (ya que la solución de partida ingresa en el generador a mayor temperatura).

#### **1.1.4 Ventajas y desventajas de la absorción**

##### **Ventajas**

- El refrigerante (agua) posee gran capacidad calorífica.
- La solución de bromuro de litio no es volátil por lo que se evita en gran medida la pérdida de esta sustancia.
- Las sustancias no son tóxicas ni inflamables, lo que propicia la fácil explotación sin riesgos contra la seguridad de personas, medios, materias primas u otra responsabilidad.

##### **Desventajas**

- El sistema no puede enfriar a temperaturas menores del punto de congelación de agua.
- El bromuro de litio es solvente en agua sólo limitadamente.
- El vacío demanda una alta impermeabilidad del sistema, lo cual representa una dificultad para la producción de estas máquinas y su diseño.

En la actualidad el par LiBr-H<sub>2</sub>O (el cual siempre aparecerá como absorbente - refrigerante) es el más empleado como mezcla de trabajo en los equipos de absorción, pese a tener limitada la temperatura de trabajo del evaporador a 5 °C aproximadamente debido a problemas de congelación del agua. Además, la temperatura de trabajo del absorbedor no puede ser muy alta, debido a la cristalización de la sal. Esto hace que el salto térmico entre evaporador y absorbedor no supere los 30 °C aproximadamente. (Grinder 2009)

Aunque el rendimiento es menor que en el método por compresión (0,8 frente a 5,5), en algunos casos se justifica partiendo de que la energía proviene de una fuente calorífica más económica, incluso residual o a partir de un subproducto destinado a desecharse. También hay que tener en cuenta que el sistema de compresión, utiliza normalmente la energía eléctrica, y cuando esta llega a la toma de corriente lo hace con un rendimiento inferior al 25% sobre la energía primaria

utilizada para generarla, lo que reduce mucho las diferencias de rendimiento. (Grinder 2009)

Al calor aportado al proceso de refrigeración se le suma el calor sustraído de la zona enfriada, por lo que el calor aplicado puede volverse a reutilizar. Sin embargo, el calor residual se encuentra a una temperatura más baja (a pesar de que la cantidad de calor sea mayor), por lo que sus aplicaciones pueden reducirse. (Grinder 2009)

Además los aparatos son más voluminosos y requieren inmovilidad (lo que no permite su utilización en automóviles, lo que sería muy conveniente como ahorro de energía puesto que el motor tiene grandes excedentes de energía térmica, disipada en el radiador). (Grinder 2009)

### **1.1.5 Ahorros y ventajas ambientales**

La utilización de equipos de refrigeración por ciclo de absorción permite ahorrar, en primer lugar, la energía primaria que habría hecho falta para producir la electricidad necesaria para hacer funcionar los equipos convencionales que sustituyen. Cuando el calor utilizado por la máquina de absorción es de origen gratuito o residual, el ahorro es absoluto, mientras que en los casos de aplicación de llama directa este dependerá de la energía primaria y las características de producción de la electricidad sustituida. Este aspecto es particularmente importante, tanto económica como estratégicamente, en países como el nuestro en que en la producción eléctrica dependemos mayoritariamente de la importación de combustibles de origen fósil. Además, esto también permite la reducción de las emisiones de CO<sub>2</sub> a la atmósfera y, por lo tanto, permite acercarnos al cumplimiento de los acuerdos de Kyoto. En cuanto a los fluidos utilizados en los ciclos de absorción, son totalmente inocuos para el medio ambiente, lo que afianza el carácter ecológico de los equipos de absorción. (Núñez 2008)

### **1.2 La energía solar**

La energía solar es la energía renovable por excelencia. La tierra recibe más energía del sol en sólo una hora que el mundo utiliza en un año. Su forma más simple es el uso de colectores para calentamiento de agua para hogares, pero existe un alto interés para la producción de electricidad. Sin embargo, la energía

solar produce menos del 0,04% del consumo de energía global debido a sus altos costos. La eficiencia y los costos son factores clave en su desarrollo. Estos pueden variar de acuerdo a los índices de radiación solar. En Alemania, este índice es 800 - 1150 kWh/m<sup>2</sup>, España desde 1300 hasta 2000 kWh/m<sup>2</sup>, EE.UU. desde 1300 hasta 2500 kWh/m<sup>2</sup> y desde 1800 hasta 2500 kWh/m<sup>2</sup> en el desierto de Atacama.(Cora Placco 2006)

En los últimos años se está produciendo un aumento notable de instalaciones de energía solar térmica en el mundo; los avances tecnológicos permitieron la fabricación de sistemas de mejor calidad y a menor costo y la sociedad está entendiendo la necesidad de sustituir los combustibles fósiles.(TURRINI 2006)

El Sol nos da cada día la energía equivalente a 0,5 litros de petróleo en cada metro cuadrado de la isla, si calculamos la cantidad para 110 mil kilómetros cuadrados que tiene Cuba, llegamos a la conclusión de que el país recibe diariamente en energía solar el equivalente a 55 millones de toneladas de petróleo.(Canada 2003)

El uso de los colectores solares térmicos tiene antecedentes relativamente masivos en Cuba desde la década del 80. En el país se fabrican calentadores solares de diferentes capacidades, especialmente diseñados para escuelas, hospitales, círculos infantiles, hogares de ancianos, y otros sitios de interés social. Los colectores de fabricación nacional son muy sencillos, eficientes para el clima tropical y de bajo costo a pesar de estar contruidos con materiales de alta calidad. Recientemente se ha incrementado el uso de estos sistemas solares en instalaciones hoteleras.(Acosta 2015)

### **1.2.1 Estudio del estado del arte de colectores solares térmicos**

Entre las tecnologías existentes, hay tres que destacan por su grado de desarrollo: los sistemas de colectores cilindro parabólicos (CCP), los sistemas de receptor central (SRC) o sistemas de torre central (STC), y los discos parabólicos (DP) o más propiamente, paraboloides de revolución. También existen los sistemas de concentradores parabólicos compuestos (CPC), que a pesar de no estar ampliamente desarrollados en cuanto a tecnología se refiere, merecen una mención. Los primeros y los últimos concentran la radiación solar en un eje (dos

dimensiones), mientras que los sistemas de torre y los discos parabólicos lo hacen en un punto (tres dimensiones), pudiendo alcanzar por ello mayores relaciones de concentración.(Acosta 2015)

Aunque los campos de aplicación de los Sistemas Termosolares de Concentración (CSTS) son diversos, es en los campos de generación de electricidad, vapor de proceso o de ambos simultáneamente donde estos sistemas han alcanzado su mayor grado de desarrollo dando lugar a Centrales Energéticas Termosolares (CETS). Las CETS son, entre los sistemas basados en el aprovechamiento de las energías renovables, uno de los de mayor potencial de contribución a la satisfacción de la demanda energética, especialmente en las regiones situadas en el llamado “cinturón solar”, que son aquellas que se encuentran entre las latitudes 35° norte y 35° sur. Además, constituyen el medio más económico para la generación de electricidad a partir de la energía solar.(Acosta 2015)

Estos sistemas aprovechan la radiación solar directa, y en algunos casos la radiación difusa proveniente del Sol. El primer elemento que encuentra la radiación, y que permite absorber la energía incidente es el “captador solar”, el cual puede ser entendido como un tipo particular de intercambiador de calor que intercepta la energía radiante del Sol, la transforma en energía térmica y la transfiere a un fluido circulante por su interior que actúa como “fluido portador” de la energía térmica.(Cora Placco 2006)

### **1.2.2 Acerca del colector solar**

De forma genérica, un captador solar está constituido en esencia por un absorbedor que recoge la energía solar, una cubierta transparente y un tubo o tubos por los que circula el fluido termo-portador. (Sánchez 2017)

### **1.2.3 Tipos de colectores solares para calentar agua o fluido térmico.** (Sánchez 2017)

Existen varios tipos de colectores solares clasificados según los esquemas constructivos generales más comunes. Algunos de estos son:

1. Colectores de placa plana con cubierta (Glazed flat-plate collectors)
2. Colectores Concentradores Parabólicos Compuestos (CPC) Estacionarios
3. Colectores de placa plana sin cubierta (Unglazed flat-plate collectors)

#### 4. Colectores de tubos de vacío (Evacuated-tube collectors)

### 1.3 Características del aeropuerto “Abel Santamaría Cuadrado”

El aeropuerto “Abel Santamaría Cuadrado” tiene una capacidad instalada de clima de 240 toneladas de refrigeración, 12 máquinas Lennox de 20 toneladas de refrigeración cada una. Según el proyecto original el sistema actual fue diseñado tomando como flujo máximo 600 pasajeros en tránsito por el establecimiento, lo cual con cierta frecuencia resulta una cifra inferior a lo que sucede realmente. Esto, unido a que se muestra un incremento significativo en función del tiempo de la circulación de clientes (como se muestra en la figura 1.1) demuestra la necesidad de recalcular las cargas térmicas del local para abastecer de climatización dicho aeropuerto hasta la temperatura de confort requerida, ya que, según datos extraídos de la dirección del área energética, dichas máquinas en condiciones de operación ordinarias se ponen en marcha para una temperatura de 21°C llegando solo a 26°C.

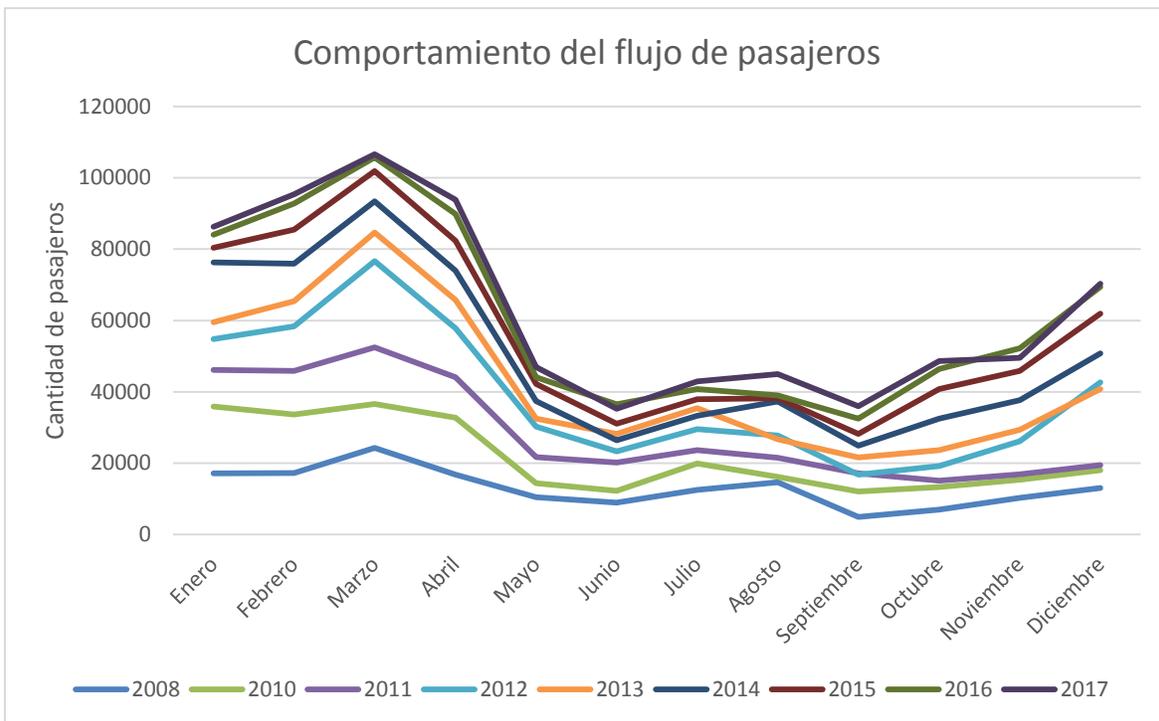


Figura 1.1 Comportamiento del flujo de pasajeros a lo largo de los años 2008-2017.

### **1.3.1 Comportamiento de consumos**

Según la dirección del área energética de la institución aproximadamente el 80% de la energía que se consume en la misma es debido a los equipos de clima. Con el aumento del flujo de pasajeros también incrementa en gran medida el consumo y la necesidad de que la instalación funcione en períodos de tiempo más prolongados. De manera que, con la necesidad de reforzar el sistema actual no solo por la condición de infradimensionamiento en que se encuentra sino también por el aumento de prestaciones que la empresa acomete trayendo consigo mayor demanda de climatización y teniendo en cuenta el porcentaje aproximado que representa esta frente al total se propuso la inserción de un sistema de respaldo de climatización por absorción abastecido a partir de energía solar térmica.

## **Capítulo 2: Dimensionamiento del sistema**

### **Introducción**

A partir de un grupo de informaciones como la carga térmica media diaria en el año de la terminal aérea, los valores de irradiación de la zona por cada hora, las características de muchas de las tecnologías que son empleadas en este tipo de instalaciones, entre otros datos se tomaron una serie de decisiones y procedimientos con el fin de dimensionar un sistema de climatización por absorción abastecido con energía solar térmica. Para ello es necesario abordar temas de vital importancia que desembocarán en resultados como la máquina de absorción propuesta con sus características específicas, determinación de las pérdidas en el transporte de fluidos tanto de carga como térmicas, la capacidad del sistema y su comportamiento a lo largo del año, características generales de los equipos o dispositivos que conforman la instalación tales como el campo de colectores solares, intercambiadores de calor, torre de enfriamiento, bombas, ductos, tanques de almacenamiento y demás.

### **2.1 Metodología para la realización del dimensionamiento.**

Para la realización de la metodología con el objetivo de desarrollar el dimensionamiento, la investigación se basó en antecedentes como (Mokhtar M., 2010) en el cual se desarrolló el algoritmo representado en la Figura 2.1.

La metodología estuvo conformada por:

1. Identificar tecnologías de enfriamiento disponibles.
2. Escoger una de tecnología de enfriamiento.
3. Confeccionar a partir de los datos de irradiación obtenidos los días típicos de cada mes.
4. Según los días típicos de cada mes dimensionar el campo de colectores solares y las máquinas de absorción de manera tal que la capacidad de climatización no exceda la carga térmica de la instalación.
5. Según los valores de irradiación caracterizados por los días típicos determinar los flujos de agua caliente que entrega el campo solar y dimensionar los dispositivos de almacenamiento.

6. A partir de los datos ya obtenidos dimensionar los intercambiadores de calor y las torres de enfriamiento.
7. Establecer la ubicación de las máquinas de absorción según las características específicas de la instalación en cuestión.
8. Calcular los costos de operación, de inversión y el impacto tanto económico como medioambiental.

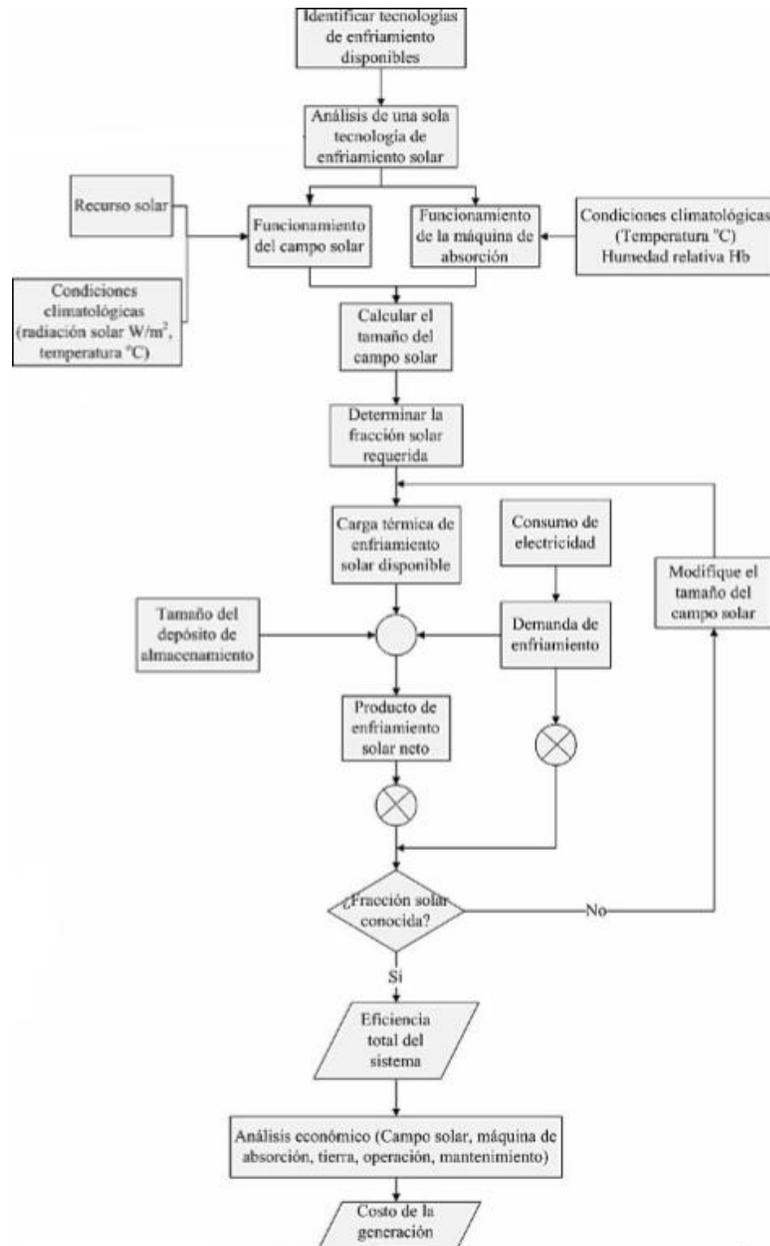
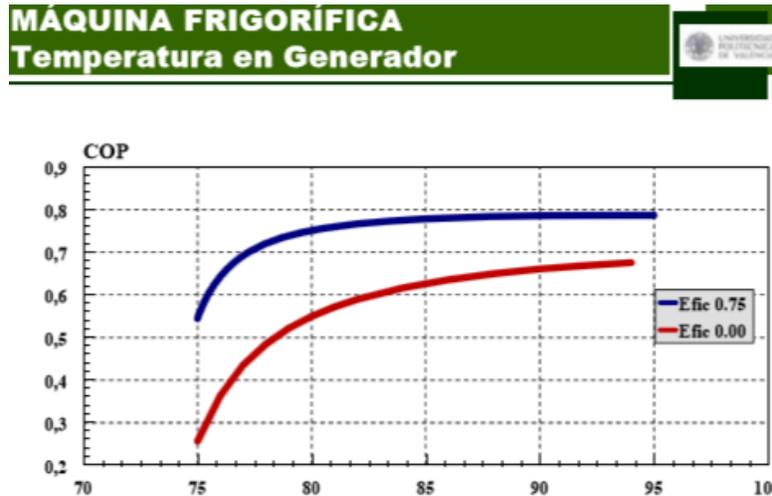


Figura 2. 1 Metodología para la realización del dimensionamiento.

## 2.2 Selección de la tecnología de enfriamiento

El coeficiente de rendimiento o COP del equipo aumenta a medida que lo hace también la temperatura de entrada en el generador (ver figura 2.2), siendo así, un sistema que opera con un alto rango en términos de este parámetro lo cual puede repercutir en una disminución del terreno ocupado. O sea, empleo de menor cantidad de dispositivos como colectores solares, bombas, tuberías y demás, lo que trae como resultado menor costo y consumo. Desde otro punto de vista la aparición de vapor en el sistema trae consigo un incremento de su complejidad dado a que las presiones aumentan considerablemente, con ellas la potencia de bombeo, la hermeticidad requiere de un mayor grado de recursos y la eficiencia del colector disminuye.



**Figura 2.2** Comportamiento del COP según temperatura del generador.(Torrella 2014)

A partir de bibliografías, como la representada en la figura 2.2, puede observarse que el aumento de la temperatura pasados los 95°C no genera un resultado significativo en la variación del coeficiente de rendimiento, por lo que este valor puede ser una variante práctica pues no provoca aparición de vapor en el sistema. Para lograr dicha magnitud de temperatura en agua se necesitan colectores como los de tubos al vacío, los que reportan menos inversión que otros como los cilíndricos parabólicos o concentradores.

Actualmente en el mercado se encuentra un sin número de marcas y fabricantes que producen este tipo de tecnologías dado a las posibilidades que pueden ofrecer para la cogeneración y su naturaleza poco agresiva desde el punto de

vista medioambiental. En el presente trabajo de diploma se tomará un ejemplo típico de una de estas, en este caso la “Carrier”.

El aumento en la potencia de las máquinas de absorción trae consigo una disminución en la relación costo/capacidad, aunque en las horas más tempranas del día donde la radiación solar es escasa la cantidad de agua caliente o la temperatura de esta no es la requerida para asegurar la eficiencia en el intercambiador de calor (generador) con la cual su funcionamiento es óptimo, lo que genera una pérdida de rendimiento en el equipo. Por ello con el objetivo de aprovechar más eficientemente la energía disminuyendo su costo en la medida de lo posible se propuso la instalación de 3 enfriadoras buscando así un equilibrio entre lo antes expuesto, donde en este horario no funcionarán todas las enfriadoras, sino las necesarias para lograr un mejor desempeño. Además, el uso de un número de máquinas como tal brinda la posibilidad de que en caso de rotura o mantenimiento el sistema continúe funcionando.

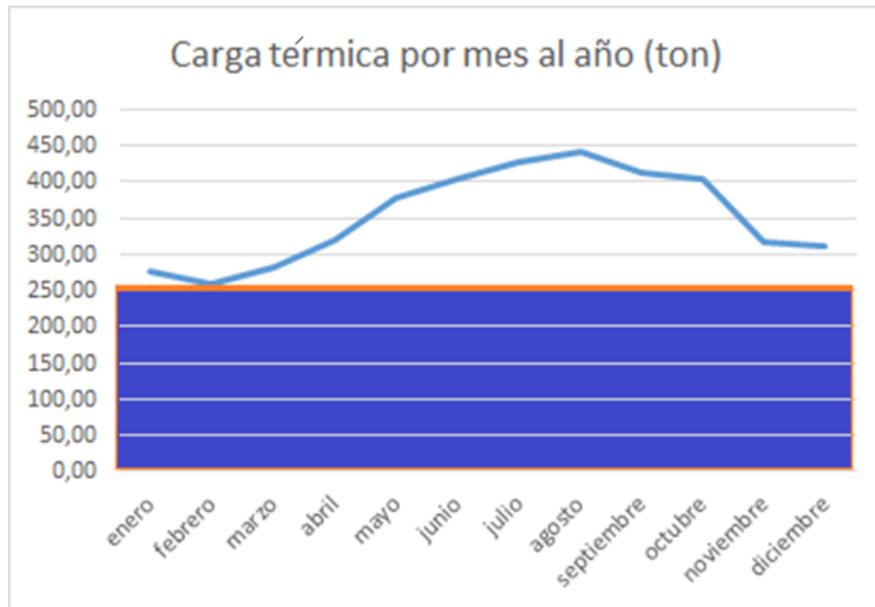
### **2.2.1 Capacidad nominal de las enfriadoras**

El sistema que se propone en este trabajo presenta, entre sus características, que para su funcionamiento demanda de considerables extensiones de terreno para la colección solar. Dado a que su fuente de energía no es constante, ya que varía no solo en el año debido a sus estaciones, sino también diariamente según la rotación de la Tierra y en las horas diurnas la aparición de nublados afecta considerablemente la intensidad de esta, lo que implica elevados costos en colectores solares.

Esta irregularidad que caracteriza la energía solar como fuente energética trae consigo que en su ausencia el sistema dependa de un respaldo adicional de agua fría o caliente previamente almacenada, por ello y para evitar costos excesivos de sus componentes se propone que dicha instalación sea un sistema de apoyo, y abarque parcialmente, la mayor parte del tiempo, la necesidad de climatización.

Para determinar la porción de la demanda de climatización que será respaldada, es necesario analizar el comportamiento de esta, ya que varía de forma irregular a lo largo del año.

Si la capacidad que se propone instalar es mayor que la menor demanda habrá una etapa anual en la que un porcentaje de la inversión en dicho sistema será en vano, o sea que el menor tiempo en que se recupera la inversión es cuando esta corresponda a la menor de las demandas en el año. (Ver Figura 2.3)



**Figura 2.3** Comportamiento de la carga térmica media diaria en el transcurso del año y la capacidad relativa al menor valor de estas.(Campos 2018)

Véase además que el sistema, al tributar a una instalación que funciona mayormente en horas diurnas, si los valores de irradiación son lo suficientemente favorables pudiera generarse más agua caliente que la necesaria para respaldar el tonelaje nominal de las máquinas de absorción instaladas, dando la posibilidad de que estas continúen en marcha durante horas nocturnas generando agua fría que será usada al día siguiente, aumentando entonces la capacidad de clima. Este es el caso de los meses de verano, ya que el complejo de colección solar fue diseñado para la etapa del año donde las condiciones de radiación son mínimamente críticas.

En resumen, para determinar la carga térmica nominal de las máquinas de absorción, la misma deberá cumplir que con la instalación de colectores necesarios para su respaldo en las peores condiciones de irradiación la capacidad real del sistema se encuentre lo más próximo posible a la carga térmica mínima al año.

De manera que se propone una capacidad cercana a las 260 toneladas nominales, esta decisión está estrechamente ligada a los resultados posteriores al dimensionamiento del campo solar con las características del flujo de pasajeros y lo que ello implica, por ende lo propuesto anteriormente es respaldado y apropiamente justificado para los resultados de la capacidad real del sistema.

### 2.2.2 Selección de la máquina de absorción

En la Tabla 2.1 se muestran 12 modelos fabricados por la Carrier que cumplen con las características antes propuestas, ya que la temperatura de entrada al generador satisface el criterio de diseño analizado anteriormente.

**Tabla 2.1** Datos técnicos de máquinas de absorción.(Carrier 2016)

16JLR( (Agua caliente entrada/salida) ):95°C/80°C)

Model	16JL	011B	013B	015B	018B	021B	024B	027B	030B	034B	038B	047B	052B	
Capacity	USRt	75	90	105	120	140	165	180	200	225	250	300	330	
	10 <sup>3</sup> kcal/h	23	27	32	36	42	50	54	60	68	76	91	100	
	kW	264	316	369	422	492	580	633	703	791	879	1055	1160	
Chilled water	Inlet/Outlet Temp	°C		12/7				12/7						
	Flow Rate	m <sup>3</sup> /h	45	54	64	73	85	100	109	121	136	151	181	200
	Pressure Drop	mH <sub>2</sub> O	5.9	6.5	5.60	5.80	11.30	11.50	11.20	10.90	11.90	11.90	6.10	7.90
	Connection Size	kPa	57.8	63.7	54.9	56.8	110.7	112.7	109.8	106.8	116.6	116.6	59.8	77.4
		A(mm)	80	80	100	100	125	125	125	125	150	150	150	150
	Pass No.		4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	3	3
Cooling water	Inlet/Outlet Temp	°C		32/40				32/40						
	Flow Rate	m <sup>3</sup> /h	71	85	99	113	132	156	170	189	212	236	283	312
	Pressure Drop	mH <sub>2</sub> O	10.2	10.5	7.8	7.9	9.6	9.9	10.4	10.5	10.1	10.2	7.5	9.7
	Connection Size	kPa	100	103	76	77	94	97	102	103	99	100	74	95
		A(mm)	100	100	125	125	150	150	150	150	200	200	200	200
	Pass No.	Absorber		4	4	4	4	3	3	3	3	3	3	3
Condenser			2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	
Hot Water	Inlet/Outlet Temp	°C		95/80				105/95						
	Flow Rate	m <sup>3</sup> /h	23	27	32	36	42	50	54	60	68	76	91	100
	Pressure Drop	mH <sub>2</sub> O	2.6	2.6	4.8	4.7	7.8	8.9	8.7	8.4	7.0	7.2	9.6	11.6
	Connection Size	kPa	26	26	47	46	77	87	86	83	69	70	94	114
		A(mm)	65	65	80	80	100	100	100	100	100	100	125	125
Pass No.		4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	
Electric	Power Supply	V	3Ø-380V-50Hz				3Ø-380V-50Hz							
	Refrigerant Pump	kW	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.8	0.8	0.8	0.8	1.5	1.5
	Solution Pump	kW	2.6	2.6	2.6	2.6	3.7	3.7	3.7	3.7	3.7	3.7	3.7	3.7
	Capacity	kVA	4.5	4.5	4.5	4.5	6.15	6.15	6.75	6.75	6.75	6.75	7.8	7.8
Dimension Weight	Length	mm	3672	3672	3724	3724	4777	4777	4854	4854	4875	4875	5640	6142
	Width	mm	1417	1417	1512	1512	1553	1553	1629	1629	1759	1759	2004	2004
	Height	mm	2300	2300	2573	2573	2639	2639	2904	2904	3106	3106	3464	3464
	Net Weight	ton	4	4.3	6	6.5	7.5	8	9	9.5	10.5	11	16	17
	Operating Weight	ton	5.5	6	8.1	8.5	10.5	11	12.5	13.5	14.5	15	21	22

Evitando que la potencia instalada alcance valores distantes de la carga térmica mínima de la instalación se proponen 3 máquinas del modelo 16JL 013B, las cuales aportan 269 toneladas de refrigeración aproximadamente, que aunque son

mayores que dicha carga mínima, no la exceden drásticamente, sino que constituyen un elemento de respaldo a las pérdidas.

A partir de la propuesta anterior se establece que el sistema deberá aportar al generador un flujo de agua caliente a 95°C que saldrá del mismo a 80°C con un caudal de 81 m<sup>3</sup>/h y sus presiones de entrada y salida serán de 126 kPa y 101 kPa respectivamente. Con estos datos se desarrollará la metodología de cálculo para dimensionar el suministro y recirculación de agua caliente así como la instalación del campo de colección solar.

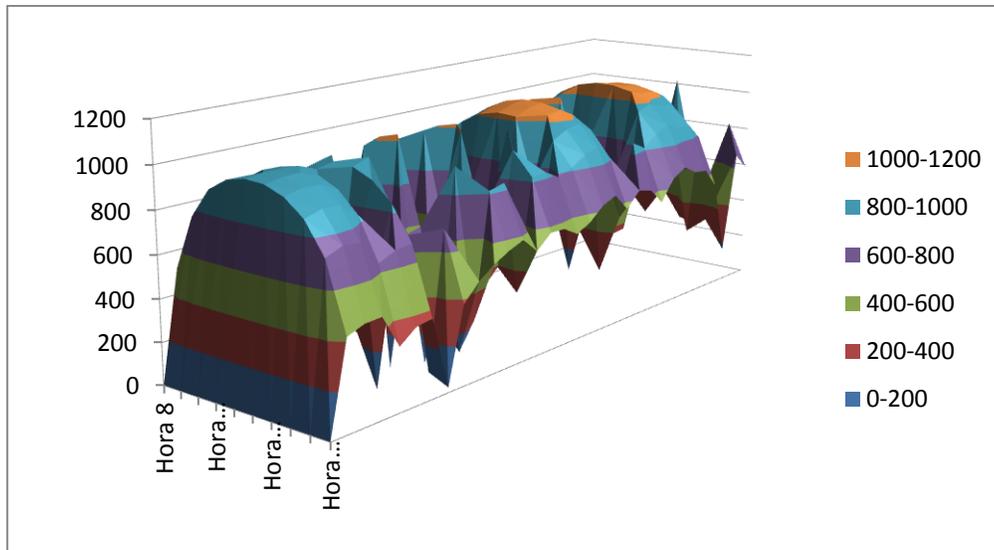
### 2.3 Irradiación en el territorio de Santa Clara

A partir de la base de datos mundial de radiación NREL se obtuvieron los valores de irradiación en W/m<sup>2</sup> para una superficie de 20° cada 1 h en la zona prevista para la colocación del campo de colectores solares térmicos, donde se puede apreciar que la influencia de los nublados es un factor determinante. (PÉREZ 2008) (Ver tabla 2.2)

**Tabla 2.2** Valores de radiación para el mes de enero.(NASA 2018)

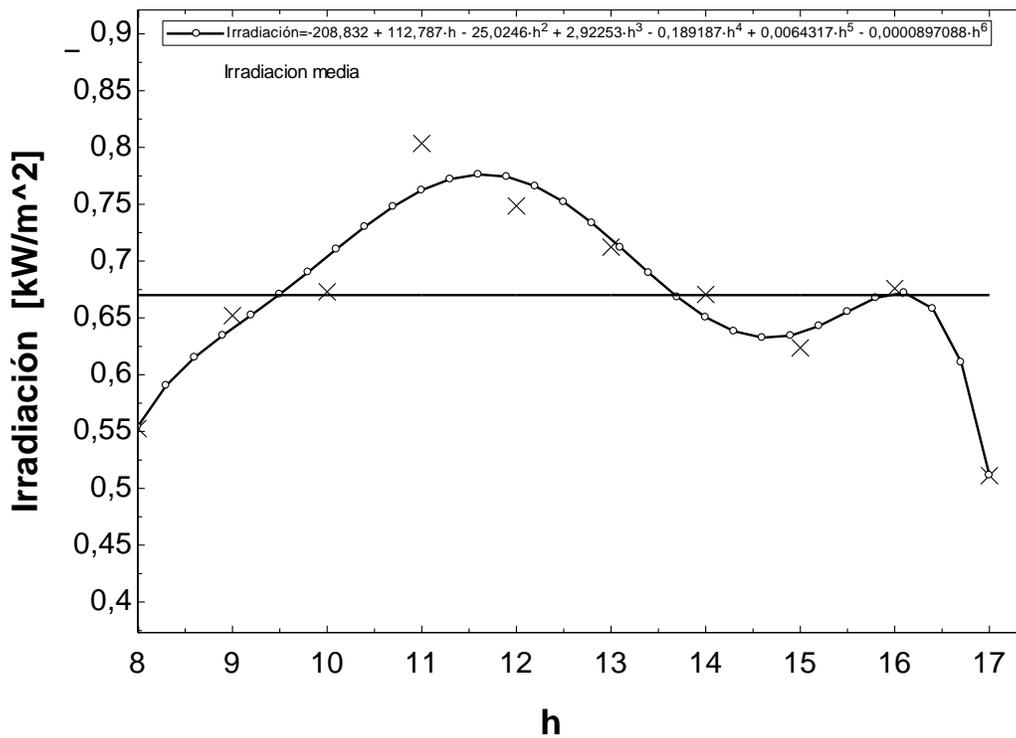
Días	Hora 6	Hora 7	Hora 8	Hora 9	Hora 10	Hora 11	Hora 12	Hora 13	Hora 14	Hora 15	Hora 16	Hora 17
1	0	0	516	771	907	966	986	980	944	870	727	420
2	0	0	553	99	241	510	996	992	962	893	757	449
3	0	0	558	807	919	973	995	994	959	889	749	452
4	0	0	577	812	920	970	988	964	920	827	637	295
5	0	0	483	744	868	930	957	340	255	21	670	355
6	0	0	528	225	893	951	973	965	923	836	678	366
7	0	0	527	791	909	971	569	992	36	675	69	25
8	0	0	15	269	234	427	278	251	633	58	702	380
9	0	0	527	122	321	980	192	583	652	239	106	461
10	0	0	506	230	175	1006	1031	165	131	929	229	514
11	0	0	497	776	392	276	600	360	316	440	814	554
12	0	0	566	379	938	445	442	272	248	316	833	584
13	0	0	584	812	367	989	572	1013	606	391	287	509
14	0	0	540	119	70	996	1018	305	365	934	822	575
15	0	0	580	823	224	577	715	407	1006	404	828	572
16	0	0	612	850	99	575	468	583	603	420	786	527
17	0	0	616	851	956	1009	1029	1022	705	931	813	563
18	0	0	604	858	976	1030	1053	1052	1027	970	860	626
19	0	0	696	907	1000	1047	1067	1063	1039	986	882	656
20	0	0	619	855	731	1015	613	715	1002	938	815	569
21	0	0	632	868	974	1027	608	473	358	191	488	644
22	0	0	666	879	965	466	1035	639	413	359	852	625
23	0	0	419	686	135	423	83	481	529	368	811	545
24	0	0	518	800	961	674	708	493	633	970	868	649
25	0	0	675	899	999	1050	1072	1069	1047	997	900	691
26	0	0	661	884	980	1034	1057	1053	1027	972	866	647
27	0	0	619	854	967	1023	1048	1048	1024	970	863	638
28	0	0	605	839	560	577	618	649	984	559	787	539
29	0	0	489	777	922	984	700	723	580	231	313	166
30	0	0	551	166	325	381	267	419	271	249	328	667
31	0	0	595	464	938	631	471	1020	592	503	815	586
Promedio	0	0	552,709677	652,129032	673,096774	803,645161	748,677419	712,419355	670,645161	623,741935	675,967742	511,258065

Con la intención de estimar los valores de radiación se determinó un día típico para cada mes del año con el fin de calcular el promedio mensual de irradiación para cada hora del día solar. Ejemplo de ello se muestra en la Figura 2.4.



**Figura 2.4** Influencia de nublados para el mes de Enero.(NASA 2018)

A partir de dichos valores se generó un gráfico de dispersión con su respectiva correlación, donde el área que es encerrada por esta curva es la radiación en  $\text{kW}\cdot\text{h}/\text{m}^2$  al día.



**Figura 2.5** Distribución de radiación en el día y la Irradiación media correspondiente para 10 horas de día solar.

De la misma forma fueron analizados el resto de los meses del año resultando los datos siguientes:

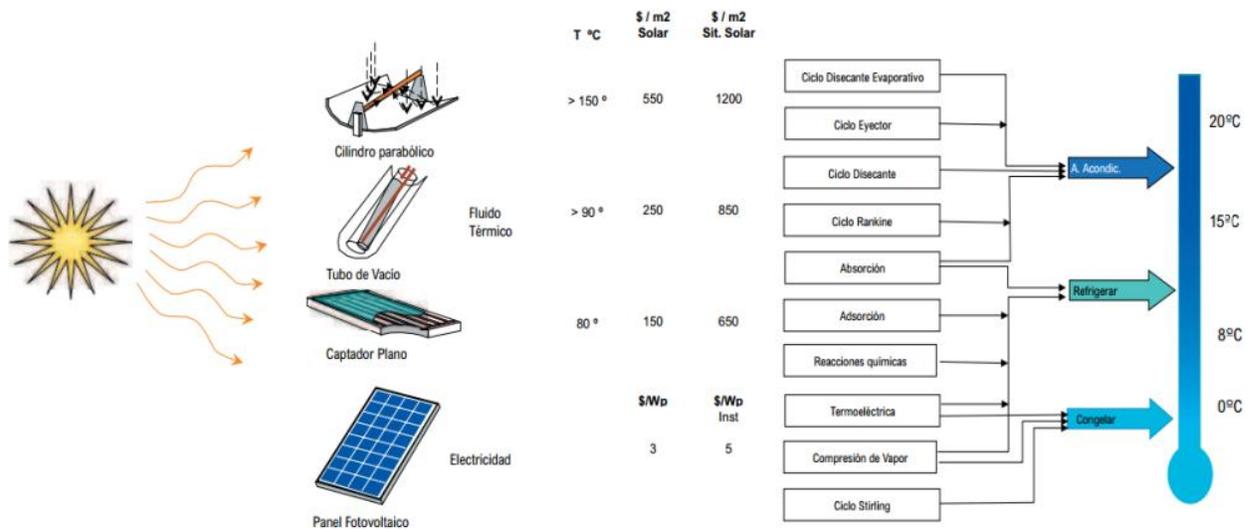
**Tabla 2.3** Irradiación media durante los días típicos de cada mes.

Sort	1 Radiación <sub>i</sub> [kW*h/m <sup>2</sup> al día]	2 Irradiación <sub>med.,i</sub> [kW/m <sup>2</sup> ]
[1]	6,031	0,6701
[2]	6,55	0,7278
[3]	6,6	0,7333
[4]	6,678	0,7419
[5]	6,945	0,7716
[6]	6,608	0,7343
[7]	6,736	0,7485
[8]	7,006	0,7785
[9]	5,664	0,6293
[10]	5,945	0,6605
[11]	5,427	0,603
[12]	5,904	0,6559

## 2.4 El colector solar térmico

Los captadores solares transforman la radiación solar en calor y transfieren ese calor a un medio. Es entonces cuando este calor se puede usar para obtener agua caliente. Las tecnologías de climatización solar requieren altas temperaturas de captación (90-150°C). Los captadores idóneos para alcanzar estas temperaturas son los cilíndrico - parabólicos, los tubulares de vacío y los de placa plana de alto rendimiento. La relación precio/eficiencia de los dos últimos es la más reducida. Estos equipos suministran el agua caliente de accionamiento a las máquinas de absorción.(MUGNIER 2010)

Como se puede ver en la figura 2.6 los costes de los captadores planos y de tubos de vacío son considerablemente menores que en lo cilíndricos parabólicos, cumpliendo además con el rango de temperatura que requiere el sistema de absorción analizado, por lo que serán descartados los de cilíndricos parabólicos.



**Figura 2.6** Cuadro de costos de tecnologías de colección solar.(Ramírez 2018)

Con el avance tecnológico se han ido desarrollando tipos de calentadores solares más eficientes y apropiados para diferentes usos, donde se necesite un rango de temperatura de trabajo mayor que la que se requiere para calentar agua para el aseo personal, tales como calentamiento industrial de fluidos, sistemas de refrigeración, etc. El que ha alcanzado mayor éxito es el calentador solar de tubos al vacío.(Pérez 2007)

Los calentadores de tubos al vacío tienen el mismo principio de trabajo que los colectores de plato plano, o sea, la radiación es recibida por el absorbedor y llevada en forma de calor hacia un tanque acumulador. La diferencia consiste en que el absorbedor está formado por tubos en los cuales se ha hecho vacío para disminuir las pérdidas de calor y dentro del tubo van colocadas las secciones del plato absorbedor. (Pérez 2007)

#### **2.4.1 Características de los calentadores de tubos al vacío.(Pérez 2007)**

- Es un colector fabricado con alta calidad y dada la baja emisividad del tubo (0,08), su alta absorptividad (0,93) y su aislamiento por vacío, se consiguen rendimientos superiores a otros tipos de colectores solares.
- El aprovechamiento de la luz difusa permite lograr temperaturas por encima de 40°C en días totalmente nublados.
- En días de radiación normal en Cuba adquiere temperaturas superiores a los 75°C con un consumo promedio calculado de agua caliente.

- El comportamiento térmico es superior a otros colectores solares que se comercializan, y puede trabajar a temperaturas superiores a los 80 °C con una eficiencia superior a 50%.
- La curvatura del tubo de vidrio (de 30 a 40 mm de diámetro) ofrece una mayor resistencia a los impactos que los colectores planos. Se reporta que ha superado pruebas equivalentes a un granizo de 15 mm.
- Su montaje es muy sencillo si se tiene experiencia.
- El transporte es muy cómodo y ocupa poco espacio, al ser totalmente desarmable.
- El mantenimiento es muy sencillo y solamente requiere de limpieza una vez al año.
- En los modelos de tubos en U y tubos calóricos se puede trabajar con presiones en el tanque-termo superiores a 4 atmósferas, no así en el modelo de tubos termosifónicos, que no aguanta sobrepresiones.
- En esos mismos modelos de tubos en U y calóricos, si un tubo de vidrio se rompe, el calentador sigue funcionando; sin embargo, si un tubo de vidrio se rompe en el modelo de tubos termosifónicos, la instalación se vacía y deja de funcionar.

## **2.5 Dimensionamiento del campo solar**

### **2.5.1 Inclinación del captador**

En las aplicaciones en que el consumo de energía es relativamente constante a lo largo del año es suficiente una posición fija del captador. El ángulo de inclinación del captador debe ser  $0,9 \cdot \Phi$ , donde  $\Phi$  es la latitud del lugar. O sea, para el territorio analizado, este es de aproximadamente 20°. (PÉREZ 2008)

### **2.5.2 El rendimiento del captador solar térmico (López 2017)**

Los paneles solares térmicos, son certificados por un laboratorio de ensayos homologado de acuerdo a las normas pertinentes, obteniendo como resultado la curva de rendimiento energético. Generalmente, los laboratorios aportan dos tipos de curvas. Una se denomina curva lineal (curva de primer orden), y la otra curva cuadrática (curva de segundo orden). A continuación, se mostrarán los dos tipos, ya que las mismas evalúan el comportamiento del captador solar.

$$\eta = \eta_0 - \frac{k_1 \cdot (T_m - T_a)}{I} - \frac{k_2 \cdot (T_m - T_a)^2}{I} \quad (1)$$

donde  $T_m$  = Temperatura media colector

$T_a$  = Temperatura ambiente

$I$  = radiación solar global en  $W/m^2$

El rendimiento de los paneles solares térmicos, tal como se muestra en la ecuación, está en función de la diferencia de temperatura entre la temperatura media del colector y la temperatura exterior, la radiación solar y dos coeficientes  $K_1$  y  $K_2$ .

### 2.5.2.1 Curva de rendimiento lineal de paneles solares térmicos

La ecuación general, como hemos visto, está formada por dos términos, uno lineal, y otro cuadrático. Para obtener la curva lineal, se desprecia el término cuadrático, obteniendo lo siguiente:

$$\eta = \eta_0 - \frac{k_1 \cdot (T_m - T_a)}{I}$$

La forma de dicha curva, la podemos simplificar a la ecuación de una recta:

Los datos aportados por las curvas de los fabricantes, y sobre los que pondremos toda nuestra atención, serán los siguientes:

- $\eta_0$  = Factor óptico (Eficiencia máxima. Corte de la curva con el eje Y). Cuando el panel no pierde calor hacia el entorno, sólo son determinantes para la eficiencia y las pérdidas ópticas. La diferencia entre la temperatura media del fluido caloportador y la temperatura ambiente es cero. La transparencia de la placa de vidrio y el grado de absorción de la capa selectiva determinan la eficiencia  $\eta_0$ . Por esta razón, se habla también de eficiencia óptica.
- $k_1$  = Coeficiente de pérdidas lineal (Pendiente de la recta)

A partir de lo antes expuesto veamos dos ejemplos prácticos de un panel solar térmico con diferentes características y cómo influyen en el rendimiento del mismo:

### Ejemplo N°1

Se supone la necesita comparar dos paneles solares térmicos con características distintas:

Panel Solar Térmico N°1

Factor Óptico..... $\eta_o = 0,76$

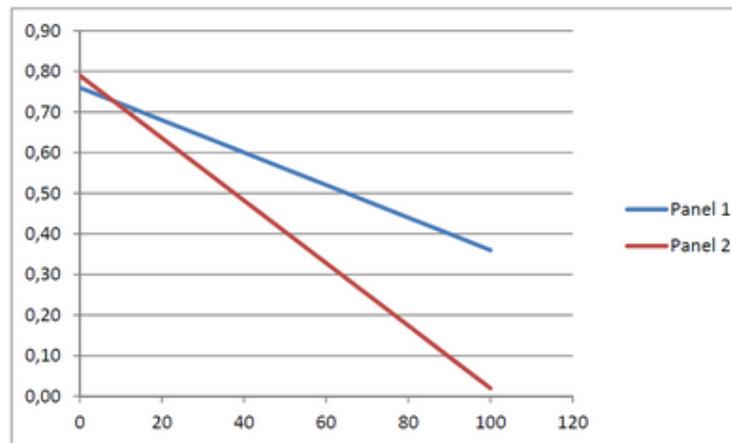
Coeficiente de Pérdidas..... $k1 = 3,20 \text{ W/m}^2\text{K}$

Panel Solar Térmico N°2

Factor Óptico..... $\eta_o = 0,79$

Coeficiente de Pérdidas..... $k1 = 6,16 \text{ W/m}^2\text{K}$

Veamos las curvas de rendimiento en el caso de un día soleado  $I=800 \text{ W/m}^2$  para los dos paneles.



Eje X.....(Tm-Ta)

Eje Y.....Rendimiento η

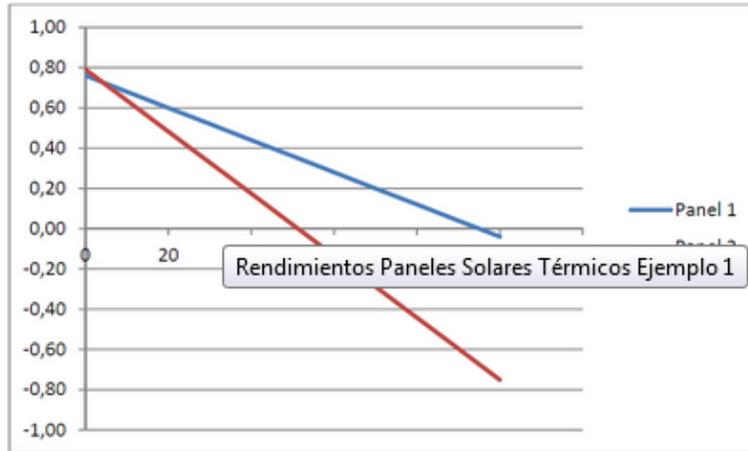
**Figura 2.7** Curva de rendimientos para los ejemplos 1 y 2 para  $I=800 \text{ W/m}^2\text{K}$ .

Por lo que podemos afirmar que:

- La recta del panel número 1, tiene menos pendiente (Coeficiente de pérdidas menor)
- El rendimiento del panel número 1, a medida que nos desplazamos a la derecha del eje X (mayor diferencia de temperatura entre la del panel y la del ambiente), es mucho mejor.

### Ejemplo N°2

Con las mismas características de los paneles descritos en el ejemplo anterior, veamos cómo se comportan con un día menos soleado  $I=400 \text{ W/m}^2$ .



Eje X.....(T<sub>m</sub>-T<sub>a</sub>)

Eje Y.....Rendimiento η

**Figura 2.8** Curva de rendimientos para los ejemplos 1 y 2 para  $I=400 \text{ W/m}^2\text{K}$ .

Por lo que podemos afirmar que:

- El panel número 1, aporta rendimiento, incluso con temperaturas de trabajo altas, e insolación correspondiente a un día más nublado.
- Observar, que el panel número 2 deja de aportar energía a partir de 50° aproximadamente.

Por lo tanto el rendimiento de un panel solar térmico depende:

1. Del coeficiente de pérdidas, aportado por el fabricante (materiales de fabricación).
2. De las condiciones climatológicas dadas por  $I$  y  $T_a$
3. De las condiciones de trabajo, dadas por  $T_m - T_a$ .
4. Para unas condiciones de trabajo y un clima dados, debemos asegurarnos de que los paneles solares térmicos sean capaces de entregar energía.
5. Se puede dar la circunstancia, de que un panel sea más económico y rentable para un clima dado, pero puede perder rentabilidad con respecto a otros modelos, para otros climas, con diferencias muy acentuadas. Por lo tanto, es importante conocer la climatología de la zona a la que estará sometido el panel.

### 2.5.2.2 Curva de rendimiento cuadrática de paneles solares térmicos

Ya vistas las curvas de rendimiento lineales, se dará una panorámica de las curvas de rendimiento cuadráticas. Los fabricantes, generalmente, aportan en sus

catálogos técnicos las curvas de rendimiento cuadráticas. Este tipo de curvas, se pueden considerar más exactas o con más resolución, siendo su interpretación similar a lo ya planteado anteriormente.

De manera que, para la elección del colector adecuado es necesario tener en cuenta no solo el régimen de trabajo y las características climatológicas del lugar donde será implantado sino también los diversos costos que la compra de estos trae consigo, lo que hace necesario un profundo análisis de mercado y que no es objetivo del presente trabajo. De manera que solo se realizará la metodología de cálculo para una variante de colectores de tubos al vacío típica.

Como ya se planteó anteriormente, para valores de irradiación y temperatura ambiente constantes, los factores que más influyen en la eficiencia son el coeficiente de pérdidas  $k_1$  y el rendimiento óptico  $\eta_o$ , de los cuales el primero puede ser en la mayoría de los modelos lo más determinante para el sistema propuesto, ya que las condiciones de trabajo ( $T_m - T_a$ ) son relativamente altas (en el orden de los 60°C). Por ello se propone para este cálculo el modelo Thermomax DF 100 – 30, el cual cuenta con un coeficiente  $k_1$  bajo, uno  $\eta_o$  formidable y un área de absorbedor de 3,02 m<sup>2</sup>. Véase que el modelo Thermomax Varisol cuenta con características aún mejores, excepto que su área de absorbedor es tres veces menor, lo cual implica que se necesitaría emplear muchas más unidades de dicho equipo y por ende mayor cantidad de conexiones (tuberías), lo que acarrea mayor costo tanto de inversión como de operación.

#### **Dimensiones de Thermomax DF 100 – 30:**

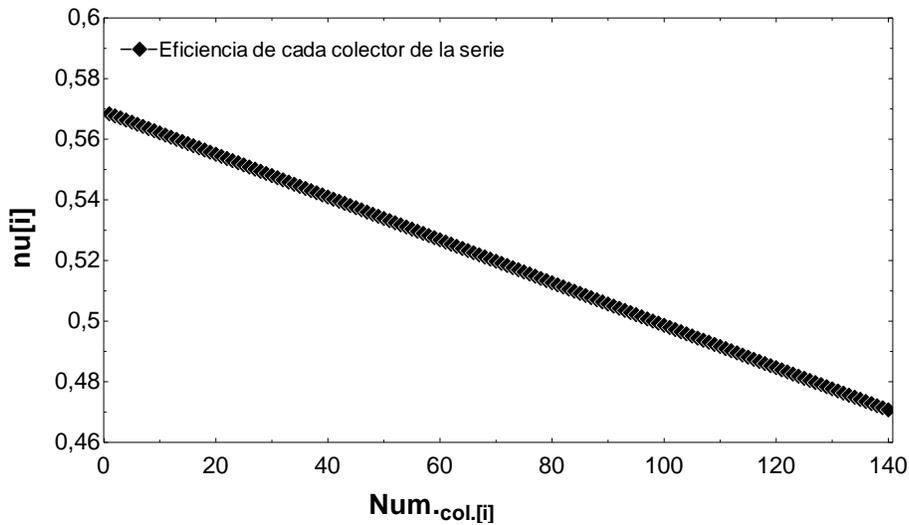
- Longitud: 1.996 mm.
- Ancho: 2.127 mm.
- Altura: 97 mm.
- Área de apertura: 3,228 m<sup>2</sup>.
- Área de absorbedor: 3,020 m<sup>2</sup>.
- Área total: 4,245 m<sup>2</sup>.
- Especificaciones generales: Peso: 81,4 kg.
- Presión de funcionamiento Máx.: 8 bar.
- Caudal recomendado Min./Max.:180/450 L/h

**Tabla 2.4** Coeficientes de pérdidas térmicas y rendimiento óptico.(Molero 2016, Lumbreras 2017)

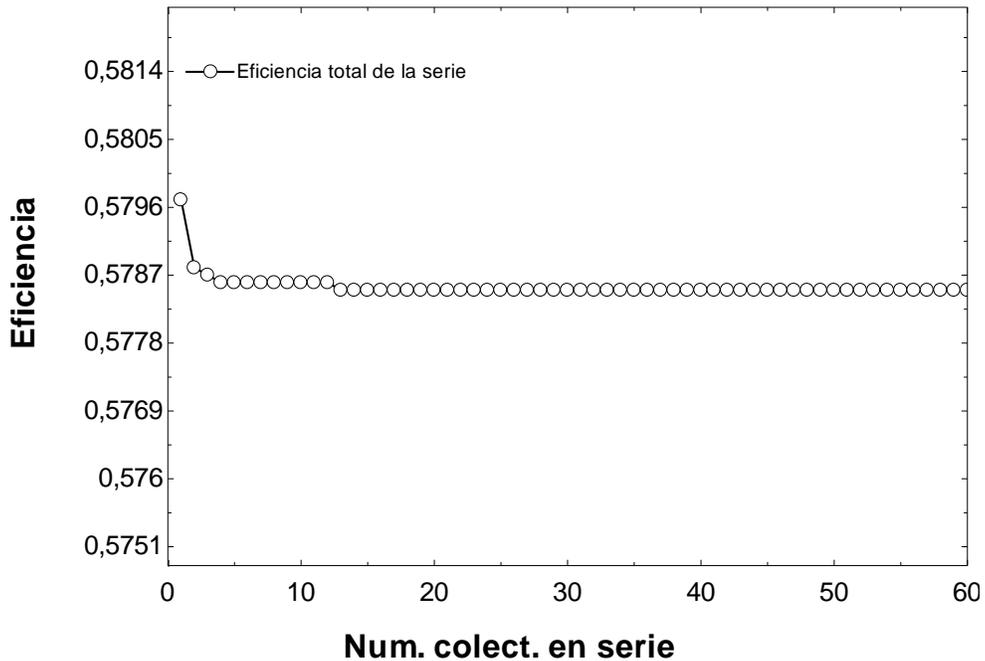
Modelo	K1	K2	$\eta_0$	Área abs.(m <sup>2</sup> )
Solamax 20	1,7	0,0034	0,814	2
Solamax 30	1,32	0,01	0,794	3,047
Mazdon 20(1)	1,15	0,0064	0,804	2
Mazdon 20(2)	1,764	0,006	0,727	2
Mazdon 30	1,3	0,0082	0,798	3
AKU 12	2,84	-	0,708	-
AKU 16	2,84	-	0,708	-
AKU 20	2,84	-	0,708	-
SUNMAX 6	1,45	0,029	0,7	-
SUNMAX 15	1,45	0,029	0,7	-
SUNMAX 20	1,45	0,029	0,7	-
SUNMAX 24	1,45	0,029	0,7	-
SUNMAX 30	1,45	0,029	0,7	-
Thermomax Varisol	1,061	0,023	0,783	1,006
Thermomax DF 100– 10	1,44	0,0062	0,781	1,004
<b>Thermomax DF 100 – 30</b>	<b>1,07</b>	<b>0,0135</b>	<b>0,779</b>	<b>3,02</b>
Thermomax HP 200 – 10	1,055	0,0058	0,726	1,07
Thermomax HP 200 – 20	1,17	0,0082	0,738	2,16

### 2.5.3 Cálculo de número de colectores en serie

A partir de los datos ofrecidos por el fabricante se realizó el cálculo para determinar la influencia de la cantidad de colectores instalados en serie sobre la eficiencia.



**Figura 2.9** Distribución de la eficiencia para cada colector en serie, con  $T_{sal}=95\text{ }^{\circ}\text{C}$  e  $I=800\text{ W/m}^2$ . (140 colectores en serie)



**Figura 2.10** Eficiencia total para series desde 1 hasta 60 colectores con  $T_{sal}=95\text{ }^{\circ}\text{C}$  e  $I=800\text{ W/m}^2$ . Véase que a medida que la serie aumenta en número de colectores, la eficiencia disminuye hasta que se mantiene prácticamente constante y la pérdida de dicha magnitud desde 1 hasta 60 es de aproximadamente un 0,21 por ciento, lo cual no constituye un valor significativo.

Una vez seleccionado un caudal de campo, o sea, la demanda de agua caliente, entonces es necesario definir el número de colectores que serán colocados en

serie. Para ello necesitaremos simplemente el caudal del colector  $\dot{m}_{\text{colector}}$  además el caudal de campo  $\dot{m}_{\text{campo}}$ . Puesto que, como se verá posteriormente, la expresión más adecuada para calcular el número de colectores en serie depende únicamente de estas dos variables.

Normalmente los colectores son diseñados para un rango de caudal de trabajo ( $\dot{m}_{\text{colector}}$ ) que optimiza su rendimiento en función de su configuración interna, información que deberá ser facilitada por el fabricante. En cualquier caso debemos utilizar como caudal de referencia de colector el caudal que figura en el ensayo de rendimiento del mismo pues tal y como se expuso en su momento los coeficientes de rendimiento se obtienen en unas determinadas condiciones y deben corregirse al operarse en otras.

El objetivo perseguido es ajustar el diseño del campo de colectores para conseguir el caudal de campo deseado. Para ello se pueden establecer dos criterios:

1. Conectarlo todo en paralelo y ajustar el caudal que circula por cada colector para que se adapte al caudal de campo, en otros términos: ajustar el caudal de la bomba del circuito, al producto del caudal de campo por el área de absorbedor. Esta configuración de campo generará menos pérdidas de carga en general, sin embargo ocasionará que los colectores operen con un caudal en condiciones que pueden distar significativamente del óptimo, lo que podría generar reducciones relevantes de la eficiencia.
2. Que el caudal que circula por cada colector sea el óptimo sugerido de acuerdo a su diseño hidráulico, de acuerdo al ensayo realizado para la obtención de la curva de rendimiento. Para este último caso, se puede definir la siguiente relación:

$$\dot{m}_{\text{campo}} = \frac{\dot{m}_{\text{colector}}}{N_{\text{serie}}} \rightarrow N_{\text{serie}} = \frac{\dot{m}_{\text{colector}}}{\dot{m}_{\text{campo}}} \quad (2)$$

En que  $N_{\text{serie}}$  es el óptimo de conexiones en serie para que se cumpla el segundo criterio. Esta relación se cumple porque los flujos máxicos están expresados por unidad de área. Evidentemente, este valor podría ser un número no entero, con lo que se debe realizar una aproximación al entero más cercano y ajustar entonces el caudal del colector, para que el caudal de campo sea el óptimo.

Para dicho cálculo se tomará el caudal mínimo recomendado como  $\dot{m}_{\text{colector}}$ , ya que esto generará mayor cantidad de conexiones en serie, lo que repercute en menor número de colectores instalados en serie y por ende menor pérdida de carga, siendo  $N_{\text{serie}}$ .

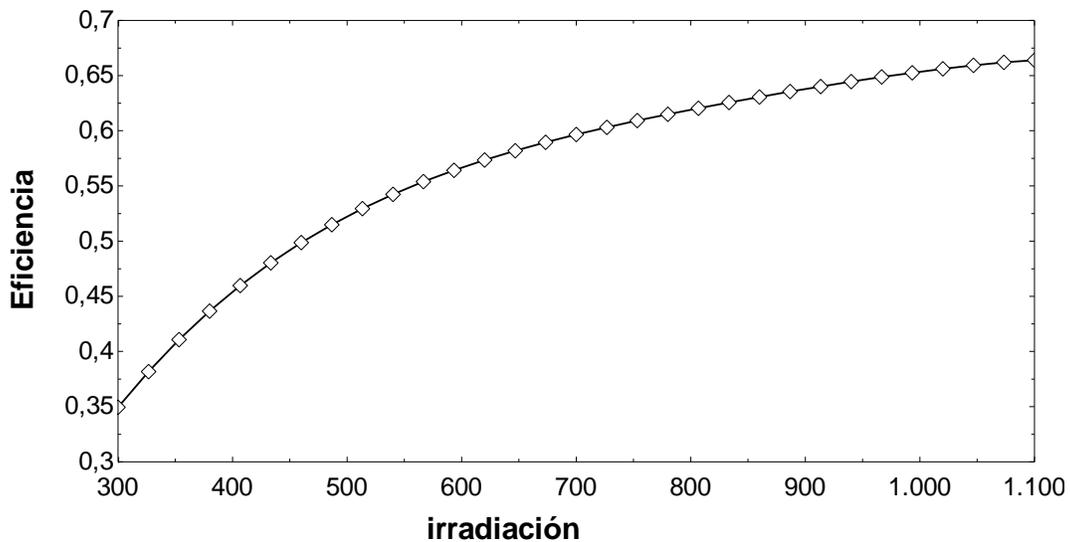
Para el dimensionamiento del campo se partió de que:

- Este contará con la cantidad de colectores suficientes para aportar la energía que demanda la máquina de absorción durante un período de 13 horas al día (8:00 AM a 9:00 PM aproximadamente), y respaldar las pérdidas térmicas.
- Su configuración será como la representada en la figura 2.13.
- Estará conformado por  $N_{\text{serie}}$  sistemas en serie de  $N$  colectores cada serie y estas conectadas en paralelo entre sí.
- El diámetro de los cabezales que transportan agua caliente y fría, que son los encargados de la distribución de agua a cada batería en serie constará con el diámetro mínimo suficiente para lograr que los flujos en cada baterías sean lo más similares posibles (la variación de estos sola podrán lograr una diferencia de temperatura entre conexión en serie de 95 a 99°C).
- El diámetro de las tuberías que abastecen de agua a los sistemas en serie garantizará una velocidad económica media de 2 m/s, estas estarán compuestas por una zona de baja y una de alta temperatura, las cuales cada diez tuberías variarán su longitud de 1 a 25 m aproximadamente en la zona fría y de 25 a 1 m en la zona caliente.
- La distancia entre tuberías en paralelo es igual a la longitud del cabezal dividido entre la cantidad de filas de colectores, lo que resulta una longitud aproximada de 1,9 m.
- Se aplicaron la ecuación de Bernoulli y de Darcy de la mecánica de fluidos para cada tramo de tuberías en el sistema, planteando que la caída de presión por cualquier recorrido en el campo es la misma.
- La temperatura de salida del campo será igual a 96°C, un grado más que los 95°C requeridos, como respaldo a pérdidas térmicas.

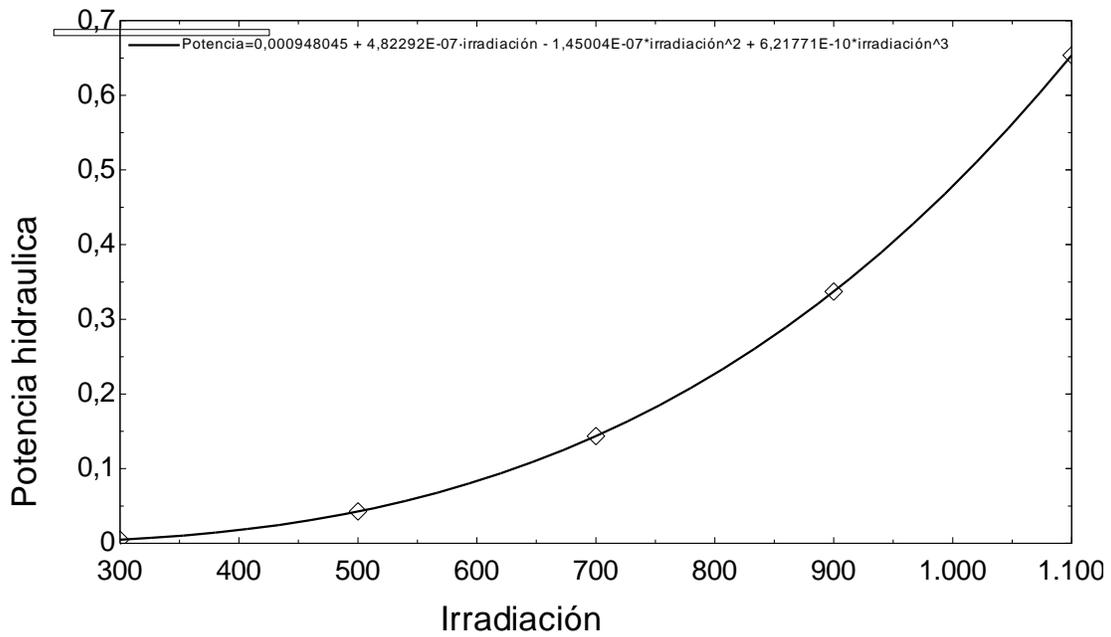
### 2.5.4 Resultados del dimensionamiento del campo de colectores solares

Los resultados en la modelación del sistema tomando como herramienta el software EES son los siguientes:

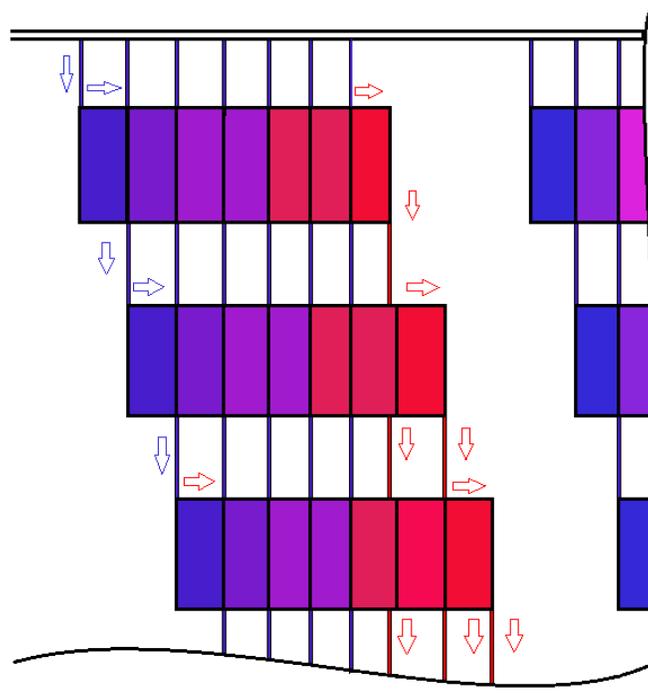
- El sistema estará formado por un total de 170 sistemas en paralelo y estos con 9 colectores en serie (el número de colectores en serie fue calculado a partir de un valor de irradiación medio) distribuidos en dos bloques.
- El área que ocupará dicho campo será de aproximadamente 6770 m<sup>2</sup>.
- El diámetro de los cabezales serán de 8 pulgadas.
- La relación de eficiencia del campo contra irradiación está dada por la curva mostrada en la Figura 2.11.
- La relación de potencia hidráulica del campo contra irradiación está dada por la curva mostrada en la Figura 2.12.



**Figura 2.11** Relación Eficiencia contra Irradiación.



**Figura 2.12** Relación potencia hidráulica contra Irradiación (por cada bloque).



**Figura 2.13** Estructura del campo solar.

Para este diseño de campo solar térmico se calcularon los flujos de agua caliente a 96°C en las diferentes horas del “día típico” de cada mes.

**Tabla 2.5** Flujos de agua caliente para cada hora del día típico.

Horas	Flujos másicos											
	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
7	0	27,41	10,01	16,39	20,78	16,73	21,6	16,35	11,71	10,75	5,107	0
8	23,7	33,54	29,72	25,15	32,49	30,53	32,97	32,66	25,41	27,16	22,4	23,57
9	29,79	35,11	29,64	35,15	39,86	36	39,22	40,35	31,18	30,25	27,49	26,99
10	31,08	38	34,72	40,45	42,12	38,83	43,92	42,92	35,63	33,94	30,09	26,72
11	39,07	37,33	37,88	41,4	42,34	43,94	45,32	44,28	34,61	35,41	27,1	31,7
12	35,71	36,71	38,59	36,08	43,31	43,51	45,26	45,26	35,26	34,56	30,18	33,15
13	33,48	35,44	38,22	40,94	43,58	39,71	38,1	44,62	28,39	33,65	27,65	37,28
14	30,92	32,85	36,38	41,45	38,31	37,21	34,67	40,68	26,64	33,05	30,12	31,48
15	28,05	29,74	34,82	31,9	33,56	29,12	29,9	31,94	24,49	29,69	24,72	34,08
16	31,25	24,42	32,13	25,9	25,77	21,48	20,81	22,63	19,72	21,66	24,97	32,61
17	21,16	0	26,83	17,64	17,87	12,28	12,06	15,24	9,119	9,606	10,35	14,56
18	0	0	6,255	2,564	6,621	2,64	3,096	2,656	0	0	0	0

Con estos datos calculados y las ecuaciones 3, 4 y 5 se determina que:

$$M = \int_{t_1}^{t_n} (\dot{m}) dt \quad (3)$$

$$V = \int_{t_1}^{t_n} (\dot{v}) dt \quad (4)$$

$$\text{Consumo} = \int_{h_1}^{h_n} (\text{Potencia}) dt \quad (5)$$

Véase que para el mes de noviembre no se logra la cantidad de agua caliente a 96°C requerida para abastecer la terminal aérea de las 269 ton durante las 13 horas previstas, por lo que las máquinas de absorción deberán ser “apoyadas” con climatización clásica por compresión, mientras que en el resto de los meses se observa un sobrante, con el cual se generará agua fría (7°C) para ser almacenada y posteriormente se utilizará para climatizar en las horas más tempranas donde la irradiación solar no es suficiente. (Tabla 2.6)

**Tabla 2.6** Producción de agua calentada al día en cada mes.

Meses	Masa de agua calentada (kg)	Volumen de agua calentada (m <sup>3</sup> )	Volumen de agua caliente necesaria (m <sup>3</sup> )	Consumo de bombeo en kWh al día
Enero	1,11E+06	1 157	1 011	1,373
Febrero	1,14E+06	1 190	1 011	1,661
Marzo	1,27E+06	1 322	1 011	1,841
Abril	1,25E+06	1 300	1 011	1,947
Mayo	1,35E+06	1 402	1 011	2,334
Junio	1,24E+06	1 292	1 011	2,014
Julio	1,29E+06	1 339	1 011	2,249
Agosto	1,34E+06	1 398	1 011	2,474
Septiembre	1,01E+06	1 050	1 011	1,151
Octubre	1,07E+06	1 114	1 011	1,31
Noviembre	951044	989,4	1 011	0,9252
Diciembre	1,06E+06	1 103	1 011	1,251

## 2.6 Almacenamiento de agua caliente

Para determinar el volumen aproximado del tanque de almacenamiento de agua caliente se partió del hecho de que la producción de calor varía a lo largo del día, mientras que el consumo de este se mantiene constante, por lo que existirá un momento diario en el que el volumen almacenado será mayor. Por ello se realiza un análisis mensual en el que se determina la distribución de flujos de agua caliente, su consumo y el comportamiento del almacenamiento a partir de la ecuación 6.

Conociendo que en los horarios más tempranos del día la irradiación solar no es suficiente para calentar el flujo necesario en las máquinas de absorción se plantea que en esta etapa la climatización se realizará con el apoyo del agua almacenada anteriormente a 7°C, y que las máquinas de absorción empezarán a funcionar

gradualmente con el aumento del flujo de agua caliente brindado por parte del campo de colectores solares.

Se procede a calcular la curva del flujo de agua caliente que es almacenado a lo largo del día tomando la relación 6.

$$\text{Flujo}_{\text{almacenado}} = \text{Flujo}_{\text{entra}} - \text{Flujo}_{\text{sale}} \quad (6)$$

En el ejemplo ilustrado en las figuras 2.14, 2.15 y 2.16 muestra que el volumen del tanque para no desechar agua calentada deberá tener una capacidad 566 m<sup>3</sup>, estos datos podrían traducirse en que:

- El volumen de agua calentada sobrepasa la necesaria para respaldar las trece horas de climatización a la capacidad nominal de las máquinas de absorción instaladas.
- Dicha agua almacenada luego de cumplirse el tiempo en que la terminal aérea se encuentra funcionando (horas de la noche pasados las 8:00 PM), el sobrante se emplearía para generar agua fría, siendo esta la que se almacenaría para el día posterior, disminuyendo las pérdidas térmicas y asegurando la climatización en el período de tiempo más joven del día donde la radiación solar no es suficiente para abastecer de energía térmica a las máquinas de absorción.
- El excedente de agua caliente almacenada repercute en un excedente de agua fría almacenada, y esto puede significar un respaldo para un “día atípico”, donde producto a la nubosidad no sea posible obtener la energía solar necesaria.
- Por otra parte, el tamaño excesivo del tanque de almacenamiento podría conllevar a un coste demasiado elevado.

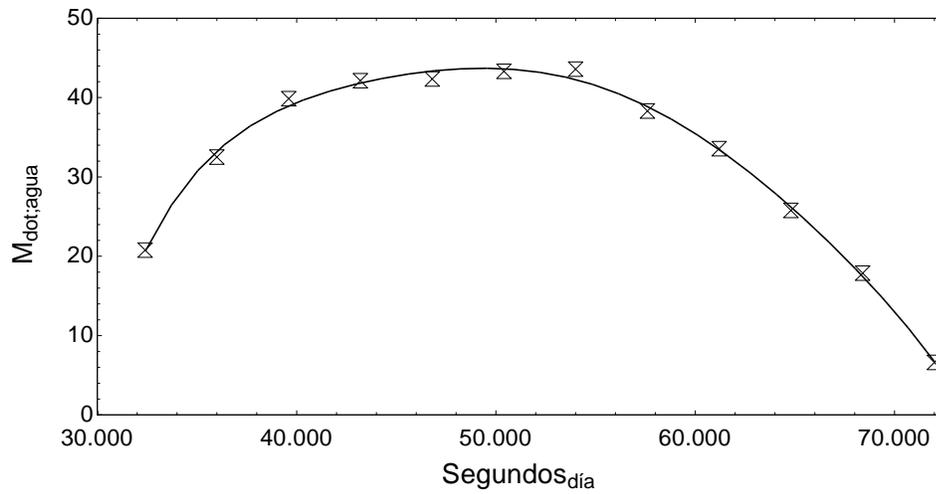


Figura 2.14 Ejemplo de desglose de flujos de agua a 96°C en el día. (Mayo)

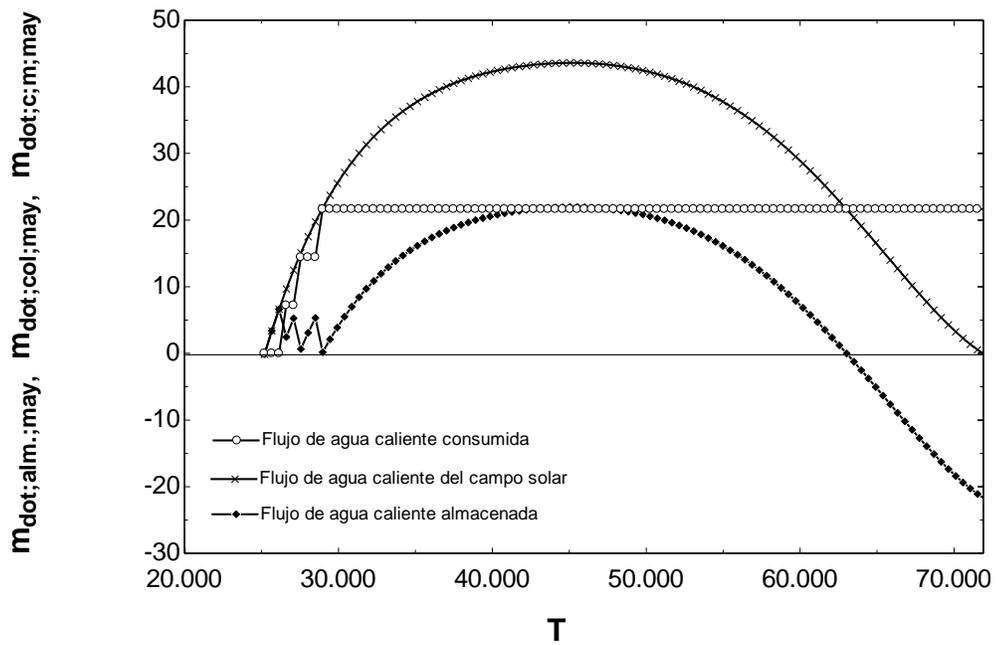
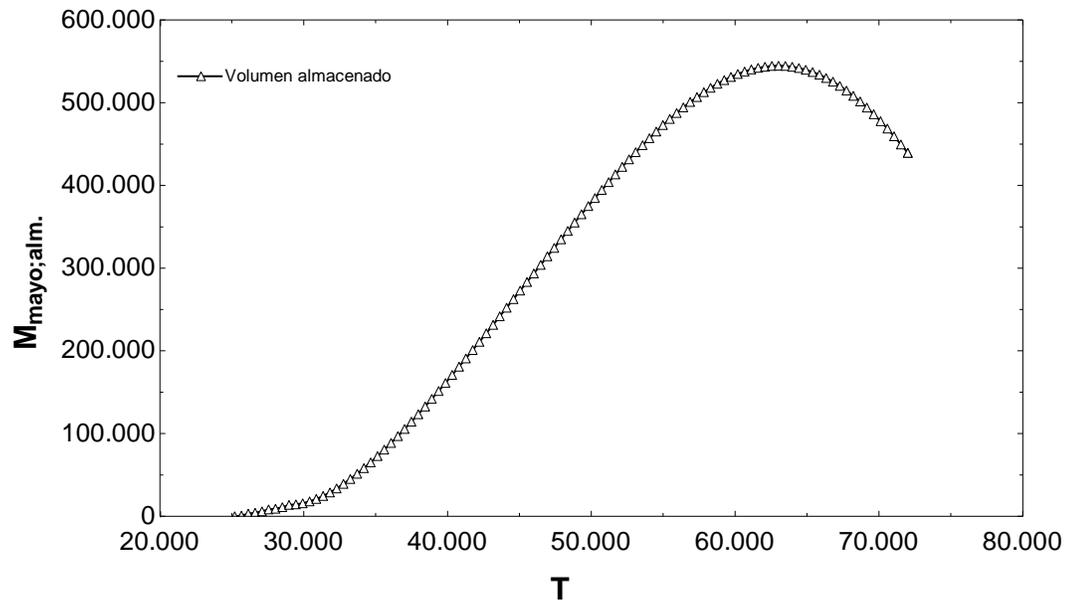


Figura 2.15 Ejemplo de distribución de flujo de agua en el tanque de almacenamiento a 95°C en el día. (Mayo)

Integrando el flujo almacenado da como resultado:



**Figura 2.16** Ejemplo de distribución de los volúmenes de agua almacenada a lo largo del día solar. (Mayo)

## 2.7 Almacenamiento de agua fría y capacidad del sistema

Para determinar el volumen de almacenamiento de agua fría, es necesario tener en cuenta que a las máquinas de absorción se les suministran un flujo constante de agua caliente y a partir de este se genera un flujo constante de agua fría para cada máquina de absorción. Donde en el período más temprano de la mañana, con el agua fría almacenada del día anterior es que se llevará a cabo la climatización. Tomando en cuenta lo anterior, con los flujos de entrada a las enfriadoras y el almacenamiento de agua caliente ya calculado se procede a determinar los flujos de agua fría en cada horario del día y con estos el volumen que se debe almacenar.

El análisis descrito anteriormente arrojó como resultado para el resto de los meses que:

**Tabla 2.7** Volúmenes que se demandan para los dispositivos de almacenamiento, carga térmica y capacidad del sistema según el mes.

Meses	Capacidad sistema (Ton)	Carga térmica (Ton)	Volumen del tanque caliente (m <sup>3</sup> )	Volumen del tanque frío (m <sup>3</sup> )
Enero	282	276	323	391
Febrero	323	258	435	492
Marzo	337	284	457	727
Abril	345	319	500	762
Mayo	371	377	566	915
Junio	335	403	488	662
Julio	351	427	531	765
Agosto	364	442	576	874
Septiembre	272	413	274	209
Octubre	289	405	327	336
Noviembre	242	318	196	54
Diciembre	277	311	319	361

Como se ilustra en la figura 2.17, la capacidad del sistema descrito sobrepasa en cierta medida durante los meses de enero, febrero, marzo y abril la carga térmica, funcionando trece horas al día. O lo que es lo mismo, la producción de agua fría excede la demandada para abastecer de climatización al local durante trece horas, lo cual podía interpretarse como un sobredimensionamiento y por ende un aumento del costo, pero no es así, dado que en dichos meses el flujo de pasajeros es mucho mayor, lo que hace obligatorio la extensión del tiempo en que funciona el aeropuerto, llegando a ser en raros casos hasta horarios de la madrugada pero normalmente hasta las 10:00 u 11:00 PM, mientras que este “exceso” en el peor de los casos (Febrero), solo puede respaldar poco más de 2,2 horas a partir de las 8:00 PM.

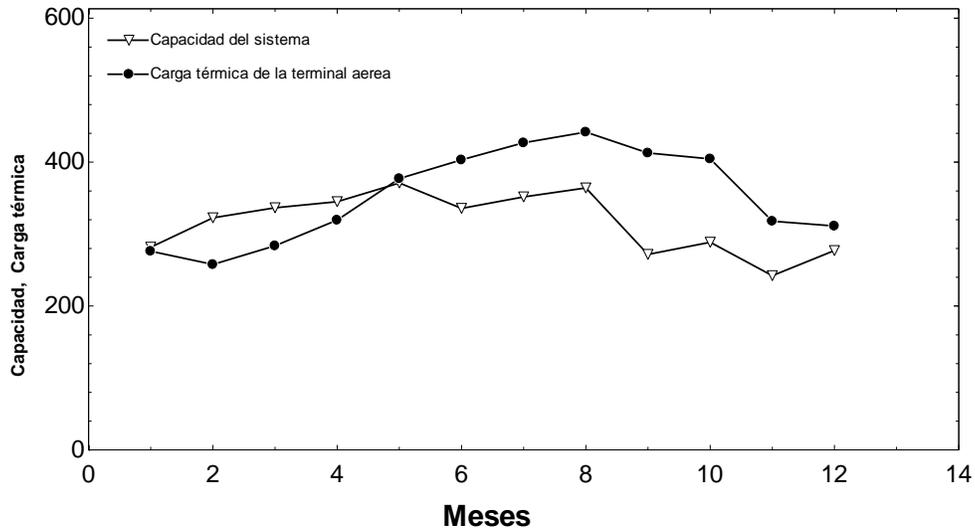
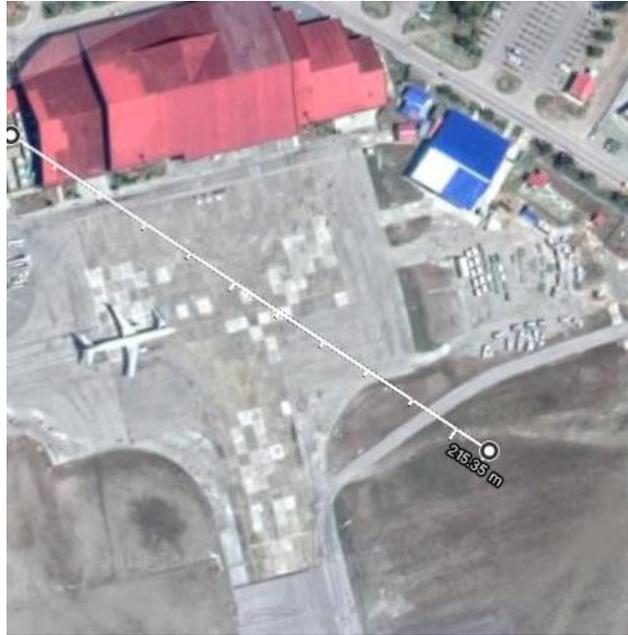


Figura 2.17 Comportamientos de carga térmica y capacidad del sistema al año.

## 2.8 Ubicación de la máquina de absorción

El sitio analizado cuenta como característica que la zona prevista para la ubicación del parque solar se encuentra relativamente distante del local a climatizar como es mostrado en la figura 2.18, lo cual implica valores de pérdidas térmicas que pueden afectar drásticamente el desempeño del sistema. Para evitar este impacto negativo se analizarán dos variantes, en la primera se implantarán las máquinas de absorción cerca del local a climatizar y en la segunda del campo de colectores solares, con la intención de que en una se bombee a lo largo de este tramo “agua caliente” y en la otra “agua fría”, lo que podría conllevar a diferencias bien marcadas en el resultado pues el gradiente de temperatura con respecto a la atmosférica entre estas dos situaciones varía considerablemente.



**Figura 2.18** Foto satelital del sitio. Aeropuerto “Abel Santamaría Cuadrado”. Distancia de terminal aérea a zona de campo solar.

A pesar de que el análisis de este trabajo se basa solamente en la ingeniería conceptual del proyecto, por las características particulares antes dichas se realiza un análisis preliminar de las dimensiones de tuberías que se extenderían a lo largo de este terreno.

### **2.8.1 Cálculo del diámetro de la tubería**

El cálculo del diámetro económico para una instalación determinada está en función de los costos de operación y de los costos de instalación, incluyendo el costo del material. Para una instalación a medida que se aumenta el diámetro disminuyen los costos de operación, por resultar menor la resistencia del sistema, pero el costo de la instalación aumenta, pues cuesta más su montaje y la tubería a instalar. Lo explicado lleva a concluir que el diámetro económico es aquel que proporcione el menor costo total.

La determinación del diámetro económico por esta vía choca con la dificultad de la falta de información económica y con el hecho cierto de que el precio de la energía (operación) varía constantemente. Por ende suele aplicarse un método simplificado que parte de la selección de una velocidad económica de acuerdo con

recomendaciones extraídas de la literatura, que están basadas en la experiencia del trabajo ingenieril. (Ver Anexo 1)

A partir de los datos obtenidos anteriormente se asumirá la velocidad de diseño aproximadamente igual a 2 m/s.

$$V' = A_{est} * v_{est} \quad (7)$$

$$A_{est} = \pi * D_{est}^2 / 4 \quad (8)$$

Sustituyendo:

$$D_{est} = \sqrt{\frac{V' * 4}{\pi * v_{est}}} \quad (9)$$

Donde

- $V'$ : Flujo volumétrico
- $A_{est}$ : Área transversal de la tubería estimada
- $v_{est}$ : Velocidad de flujo estimado
- $D_{est}$ : Diámetro estimado

**Primera variante** (bombeo de agua caliente campo solar-terminal aérea)

De acuerdo a lo anteriormente expuesto se fijó un diámetro interior de aproximadamente 5,3 pulgadas.

**Segunda variante** (bombeo de agua fría campo solar - terminal aérea)

Para determinar las características geométricas de la tubería que tendrá como fluido de trabajo agua fría a una temperatura de 7 grados se desarrollará la misma metodología expuesta anteriormente, solo que esta vez el caudal será de 135 m<sup>3</sup>/h. De esta forma se arriba como resultado que el diámetro interior es de 6,4 pulgadas aproximadamente.

### **2.8.2 Análisis para la determinación de la ubicación de las máquinas de absorción a partir del aislante.**

El objetivo de este análisis no es en sí la selección del aislante, sino que a partir de una propuesta demostrar como varían los resultados para cada variante y así determinar la ubicación más propicia para la máquina de absorción.

Comparar precios de materiales aislantes no es un asunto fácil. Como los aislamientos pueden ser muy distintos en propiedades y en espesores, hay que buscar un denominador común, para poder conocer precios. Un denominador

común que tiene sentido es el metro cúbico (m<sup>3</sup>). Los precios de materiales de aislamiento que son indicados en la Tabla 2.8 son precios meramente orientativos y pueden variar en función de factores como demanda, precios de materias primas, tipo final del producto elaborado, pudiendo desviarse en función de la región donde se adquiere. Los precios indicados son precios de mercado alemanes. Para Cuba debe añadirse un suplemento.

**Tabla 2.8** Lista de costos de aislantes. (Mora 2018)

Precio aislante de arlita:	80-190 Euro/m <sup>3</sup>
Precio aislante de lino:	110-225 Euro/m <sup>3</sup>
Precio aislante de fibra de vidrio:	45-150 Euro/m <sup>3</sup>
Precio aislante de fibra de madera:	160-300 Euro/m <sup>3</sup>
Precio aislante de lana de madera:	170-220 Euro/m <sup>3</sup>
Precio aislante de coco:	45-200 Euro/m <sup>3</sup>
Precio aislante de perlita:	60-170 Euro/m <sup>3</sup>
Precio aislante de poliestireno EPS en placas:	40-70 Euros/m <sup>3</sup>
Precio aislante de poliestireno EPS con grafito a granel:	160-250 Euros/m <sup>3</sup>
Precio aislante de poliestireno extruido XPS:	250-400 Euros/m <sup>3</sup>
Precio aislante de poliuretano:	160-400 Euros/m <sup>3</sup>
Precio aislante de lana de oveja:	150-300 Euros/m <sup>3</sup>
Precio aislante de Vidrio-Espuma:	280-450 Euros/m <sup>3</sup>
Precio aislante de Caña:	130-170 Euros/m <sup>3</sup>
Precio aislante de Lana de Roca:	50-120 Euros/m <sup>3</sup>
Precio aislante de Vermiculita:	70-150 Euros/m <sup>3</sup>
Precio aislante de Celulosa:	50-160 Euros/m <sup>3</sup>

En el mercado mundial se puede encontrar una gama de aislantes variada y abundante, estos se producen teniendo en cuenta el uso y el destino que se le vaya a dar y por tanto son sus propiedades físicas, químicas, medioambientales y ecológicas su comportamiento ignífugo, su resistencia a la degradación y putrefacción, su resistencia a los hongos, los rayos UVA, y demás. Los que han de ser determinante a la hora de hacer una elección inteligente, por ello el precio del material aislante no debe considerarse el factor único determinante para su compra.

Para la propuesta que se expone no se requieren grandes propiedades del aislante ya que el rango de temperaturas a que será sometido no es alto, por ello para su selección solo se tendrá en cuenta un compromiso ente el costo de este y

la cantidad necesaria, para que pasada su instalación permita un valor de pérdidas térmicas admisibles de la forma más económica posible.

En la Tabla 2.8 mencionada anteriormente se muestran algunos de los aislantes más utilizados y sus precios según el mercado europeo, dentro de estos podemos encontrar el de Lana de Roca, el cual en la isla se ha empleado en diversas industrias, sobre todo en el renglón azucarero, ya que este cuenta con valores de conductividad y precios relativamente bajos respecto a los demás.

Este tipo de material es perteneciente a la familia de lana mineral fabricada a partir de roca volcánica. Se utiliza principalmente como aislamiento térmico y como protección pasiva contra el fuego en la edificación, debido a su estructura fibrosa multidireccional, que le permite albergar aire relativamente inmóvil en su interior. La estructura de la lana de roca contiene aire seco y estable en su interior, por lo que actúa como obstáculo a las transferencias de calor caracterizándose por su baja conductividad térmica, la cual está entre los 0,050 y 0,031 W/mK, aislando tanto de temperaturas bajas como altas.

### **2.8.3 Cálculo del espesor de aislante**

La determinación del espesor óptimo del aislamiento en tuberías reclama un profundo análisis económico, pues si bien a medida que aumenta el espesor las pérdidas de calor y el costo de operación disminuye, por otro lado, sus costos en materia y montaje incrementan. Su valor óptimo será entonces aquel que proporcione el menor costo total.

En el sistema propuesto, las pérdidas térmicas en las tuberías campo solar-terminal aérea serán respaldadas con un aumento de colectores solares que aportarán al sistema la cantidad de energía necesaria para responder a dichas pérdidas (primera variante). De otra forma, para la segunda variante, se analizará el costo de aislante con el ahorro en energía eléctrica y por consiguiente en dinero, que podría suponer la capacidad perdida producto a la entrada de calor al sistema.

Con la intención de elegir cuál de estas dos variantes es más provechosa, o sea, la que genere menor gasto cumpliendo con los requisitos antes propuestos se analizará un determinado grupo de tarifas sobre precios de aislante y colectores

solares térmicos hoy en día, datos necesarios para desarrollar la metodología de cálculo que determinará una elección adecuada.

En la figura 2.19 se muestran un determinado grupo de precios de colectores solares térmicos de los fabricantes thermomax, solarmax, Sunmax, Escosol, Termicol, Astersa, Kuhn y Jiaying Carrefour, los cuales son fabricados a partir de la tecnología de tubos al vacío, específicamente de tubos calóricos y/o tubos en U, por lo que son capaces de soportar mayores presiones que el resto de los captadores de esta tecnología, característica necesaria ya que es de nuestro interés bombear agua a través de estos con temperaturas cercanas a la de ebullición, por tanto es posible que en un momento determinado exista aparición de vapor, lo que generaría un aumento de la presión.

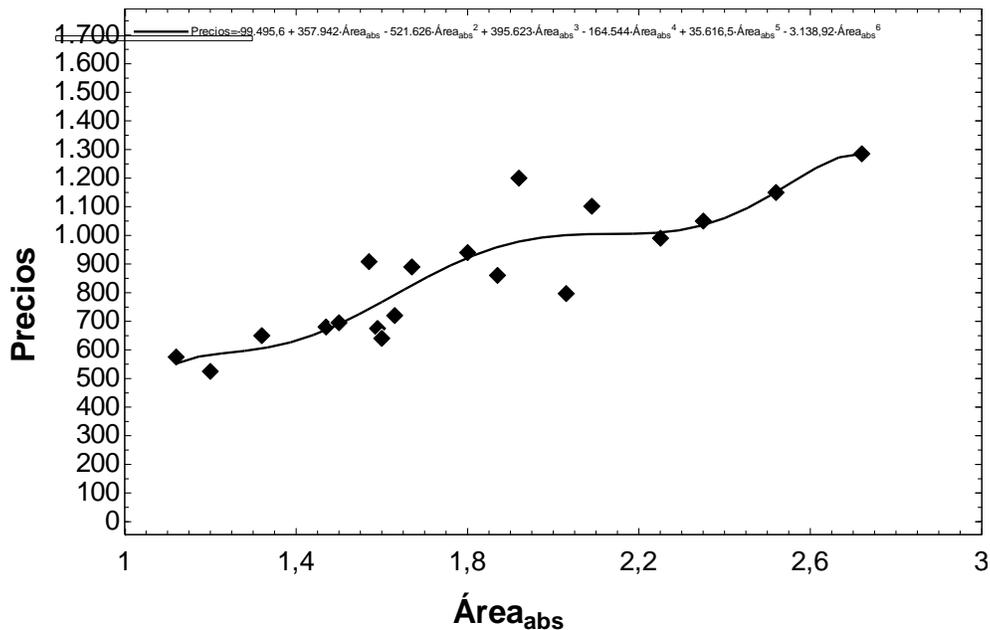


Figura 2.19 Distribución de precios de colectores solares térmicos en el mercado. (Tubos calóricos)(Días 2015, Molero 2016, Lumbreras 2017)

## 2.8.4 Optimización del espesor de aislante

### Primera variante

Al desarrollar la metodología de cálculo para la tubería transportadora de agua a 80°C se obtuvieron los resultados ilustrados en la figura 2.20 siguiente, la cual muestra el comportamiento de los costos, donde el espesor de aislante óptimo es de 12,9 cm, costo total de \$8 670 del cual el costo del aislante es \$3000 y en colectores de respaldo a las pérdidas térmicas es de \$5 670 aproximadamente.

De igual manera para la tubería que transporta agua a 95°C como es ilustrado en la Figura 2.21 se determinó que el espesor de aislante óptimo es de 14,3 cm, costo total de \$18 290 del cual el costo del aislante es \$6 024 y en colectores de respaldo a las perdidas térmicas es de \$12 266 aproximadamente.

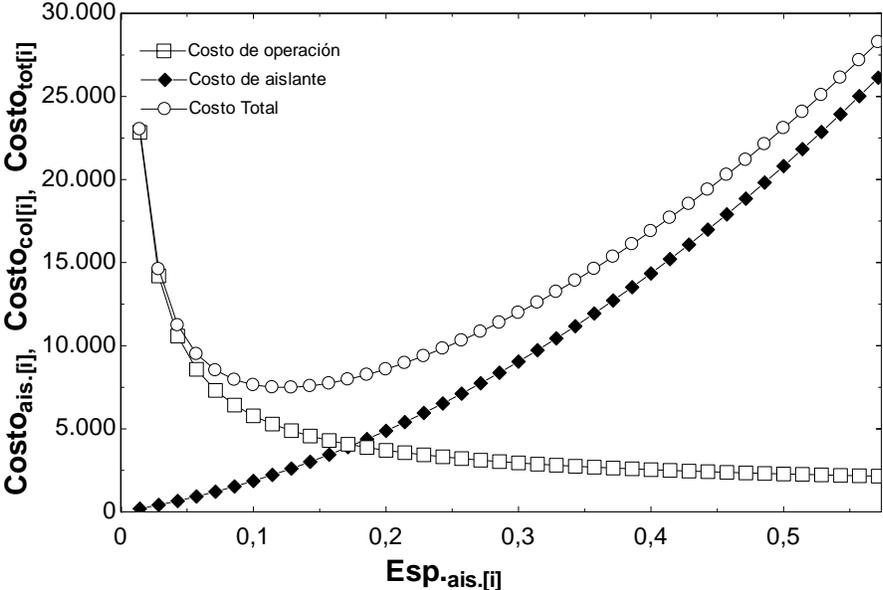


Figura 2.20 Curvas de costo para aislante en tubería terminal aérea - campo solar (80°C).

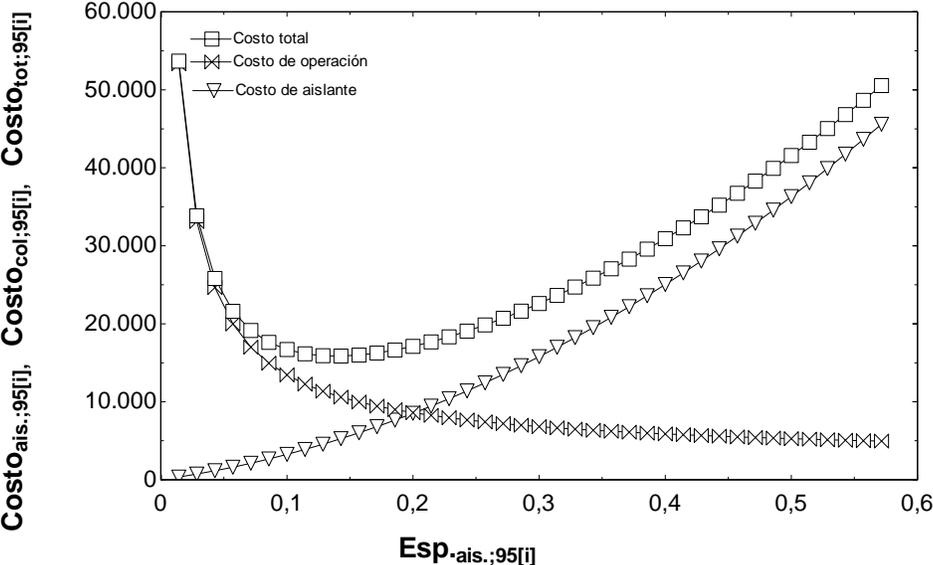
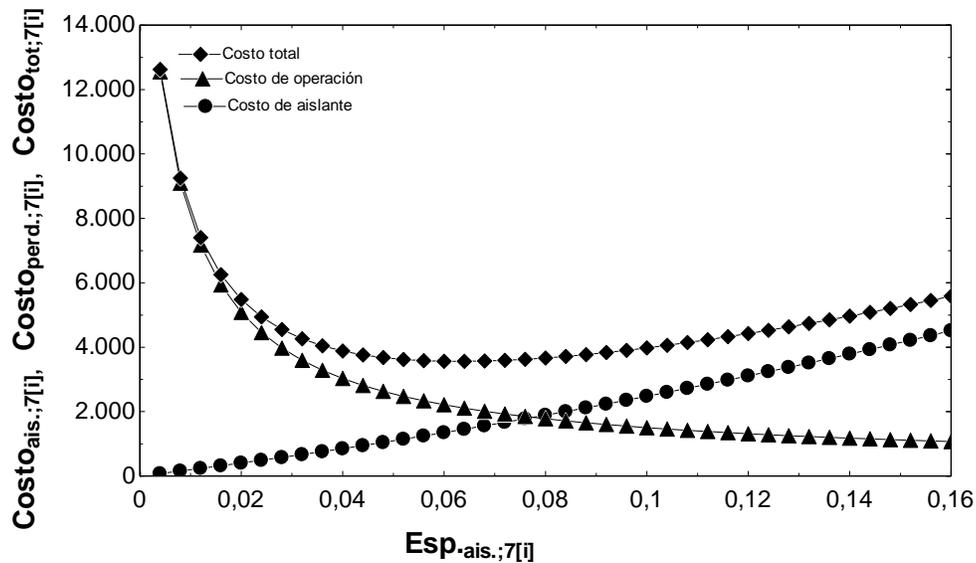


Figura 2.21 Curvas de costo para aislante en tubería campo solar-terminal aérea (95°C).

Por lo antes expuesto se puede declarar que esta variante implica un costo de total de \$26 960 debido a la necesidad de aislante y respaldo a las pérdidas térmicas.

## Segunda variante

Teniendo en cuenta el índice de costos para las máquinas de absorción se obtiene como resultado que el espesor de aislante óptimo aproximado para la tubería que transporta agua a 7°C es de 6,4 cm, para un costo total de cerca de \$ 3 560, del cual el aislante representa \$1452 y el costo de operación es de \$2 107. (Figura 2.22)



**Figura 2.22** Curvas de costo para aislante en bombeo de agua fría (7°C) campo solar-terminal aérea.

Mientras que para la tubería que transporta agua a 12°C el espesor óptimo es de aproximadamente 5,6 cm, para un costo total de \$3 073, del cual el aislante representa \$1 245 y un costo de operación de \$1 828. (Figura 2.23)

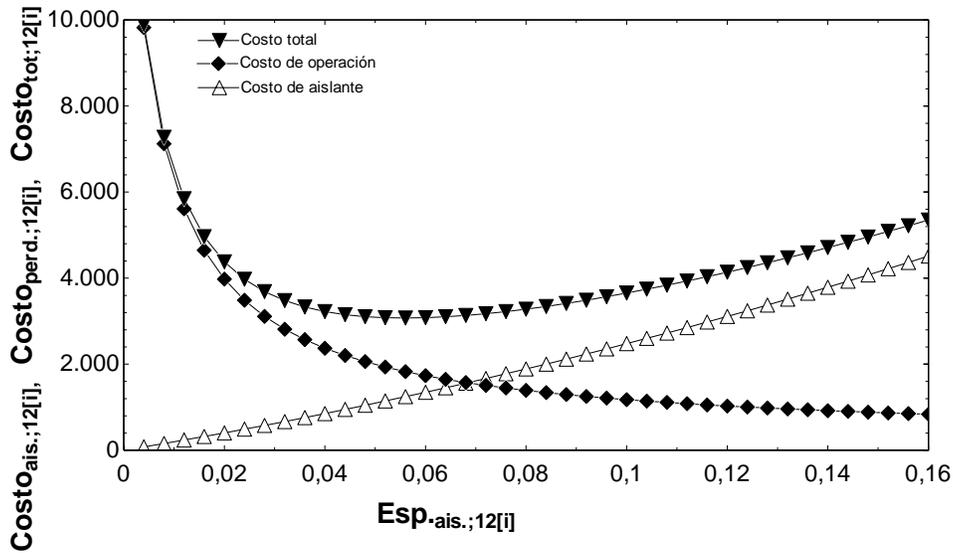


Figura 2.23 Costo para aislante en bombeo de agua fría (12°C) campo solar-terminal.

Además de las dos tuberías de agua fría también se tiene una tubería de agua caliente a 95°C por la cual se bombea el flujo de la salida del campo de colectores solares o mejor, del tanque de almacenamiento de agua caliente, el cual, por las dimensiones de zona de captadores solares térmicos, se encuentra a una distancia significativa de las enfriadoras de absorción. A partir del procedimiento antes realizado se determinó que el espesor óptimo es de aproximadamente 14,3 cm, para un costo total de \$7 840, del cual el aislante representa \$2 570 y la capacidad de respaldo en colectores \$5 270 aproximadamente. (Figura 2.24)

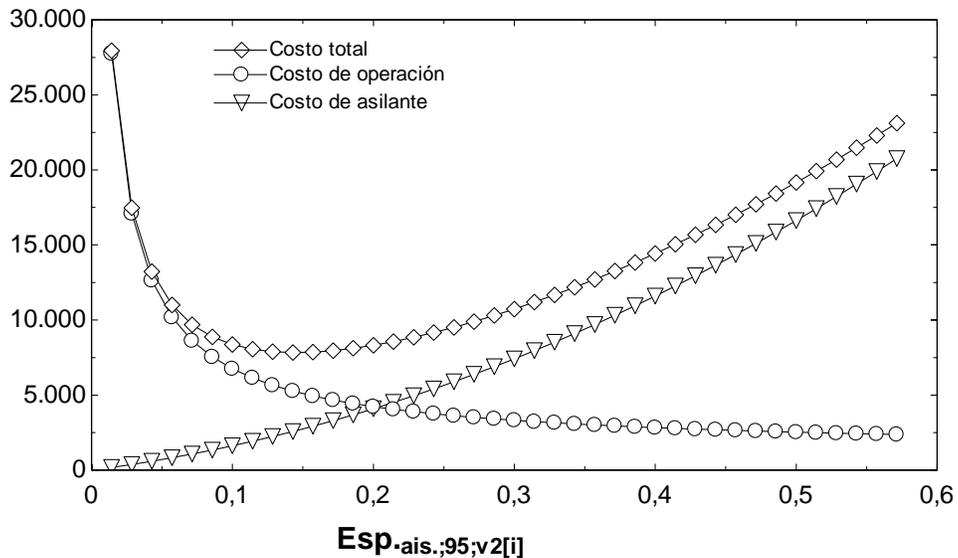


Figura 2.24 Cosos de aislantes en bombeo de agua caliente de la variante 2.

Retomando que inicialmente para desarrollar la metodología actual se propuso un total de 3 máquinas de absorción modelo 16JL 013B, las cuales cuentan con una capacidad de 269 toneladas de refrigeración (19 más que las 250 propuestas como mínimo inicialmente) y que es más negocio bombear agua fría por el tramo campo solar-terminal aérea por lo antes expuesto concluimos que:

- A través de dicho espacio se bombeará agua fría a 7°C desde las máquinas de absorción (situadas en la vecindad del campo solar) hasta los intercambiadores de calor aire-agua (situados en la vecindad de la terminal aérea) por una tubería de diámetro interior 6,4 pulgadas aproximadamente. La misma contará con un recubrimiento de aislante (lana de roca) de 5,6 cm y sus pérdidas térmicas estarán en el orden de los 2 642 W, para un costo cercano a \$1 452.
- El bombeo de intercambiadores de calor hasta máquinas de absorción (agua a 12°C) se efectuará por medio de una tubería de diámetro normalizado interior de 6,4 pulgadas aproximadamente. La misma contará con un recubrimiento de aislante (lana de roca) de 5,6 cm y sus pérdidas térmicas estarán en el orden de los 2.291 W, para un costo cercano a \$1.245.
- El costo total de aislante se acerca a \$5.267 y el costo de respaldo en colectores ronda los \$5.270 sumando \$10.537.
- Las pérdidas térmicas equivalen a aproximadamente 1,4 toneladas de refrigeración, por lo que permite que el sistema aún pueda entregar cerca de 267,6 ton.
- La caída de presión en las tuberías transportadoras de agua a 7°C, 12°C y 95°C son de 184 kPa en las frías y 263 kPa en la caliente aproximadamente.

## **2.9 Intercambiadores de calor agua-aire**

Con el fin de evitar en la mayor medida posible el aumento del costo se propuso la decisión de mantener las estructuras de ductos que proveen de aire climatizado al local, estas cuentan con doce entradas con un área transversal aproximada de 1 m<sup>2</sup>, donde se colocarán 12 intercambiadores de calor, los cuales deberán brindar

la capacidad máxima que proporciona el sistema en todo el año. Por supuesto para lograr esto es necesario insertarle ciertas modificaciones al sistema de ductos, lo cual se propone profundizar para futuras investigaciones.

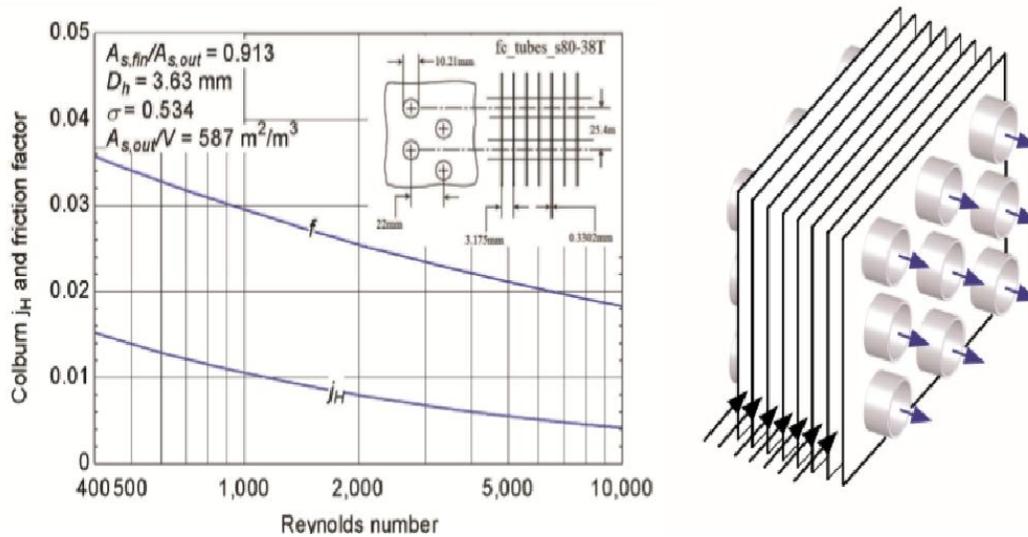
Cada intercambiador de calor tendrá que garantizar una capacidad aproximada de 31 toneladas de refrigeración, donde el aire pasará de una temperatura de alrededor de 30° a 17°C, mientras que el agua de 7° a 12°C.

Desde que se publicó por primera vez en 1955, el libro “Los intercambiadores de calor compactos” por Kays y Londres, ha sido considerada como la mejor referencia para el desempeño de las superficies utilizadas en los intercambiadores de calor compactos.(Anónimo 2014)

En la mayoría de aplicaciones, en el lado del gas (en este caso aire) el coeficiente de transferencia de calor es bastante pequeño. Por lo tanto casi siempre es preciso proceder a aumentar la superficie del lado del gas de modo que tenga una alta razón “área-volumen”. Este tipo de intercambiador de calor se conoce como intercambiador de calor compacto. Algunos ejemplos incluyen tubos con aletas y los intercambiadores de calor del tipo de aleta de placa.

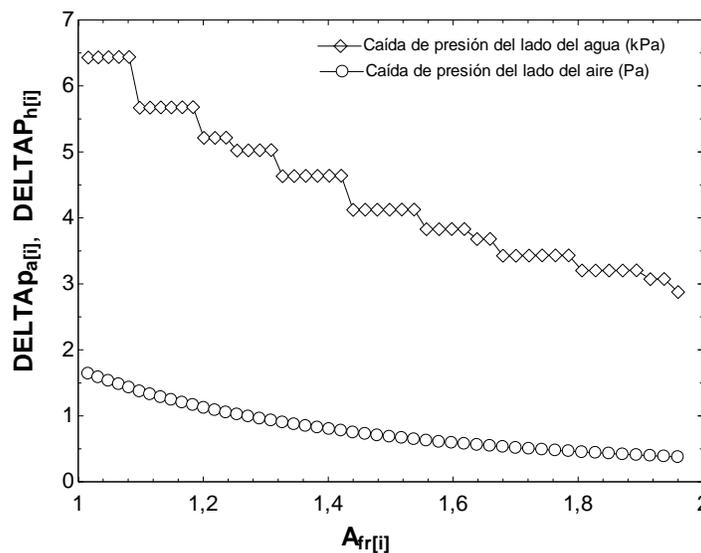
La Biblioteca “El intercambiador de calor compacto” en EES organiza los datos presentados por Kays y Londres de los intercambiadores de calor compactos en una forma funcional a fin de facilitar la simulación de núcleos de intercambiador de calor que tienen estas geometrías comunes.

Los datos experimentales para un núcleo específico de intercambiador de calor compacto típico se presentan en los términos adimensionales ( $j_H$  factor) y factor de fricción ( $f$ ), en función del número de Reynolds ( $Re$ ). El factor  $j_H$  está relacionado con el coeficiente de transferencia de calor y el factor de fricción está relacionada con la caída de presión. La trama representada en la figura 2.25 muestra la relación para un tipo de intercambiador de calor.



**Figura 2.25** Representación de intercambiador de calor compacto y sus características.

Hay un gran número de geometrías de núcleo discutido en la biblioteca “Intercambiador de calor compacto” de EES, estos datos son muy útiles dado a que el flujo de aire a través del lado de las aletas de un intercambiador de calor compacto es una combinación compleja de flujo interno en pasajes y flujo externo sobre los tubos y otras obstrucciones. A partir de estos, se realizó el dimensionamiento y cálculo de la caída de presión tanto del lado del aire como del agua, mostrando que los resultados pueden variar de forma abrupta según la geometría de núcleo utilizada, lo cual se muestra en las Figura 2.26, 2.27, y 2.28 como ejemplo de los resultados a que se arribó.



**Figura 2.26** Caídas de presión en intercambiador de calor de núcleo “fc\_tubes\_sCF-88-10Jb”.

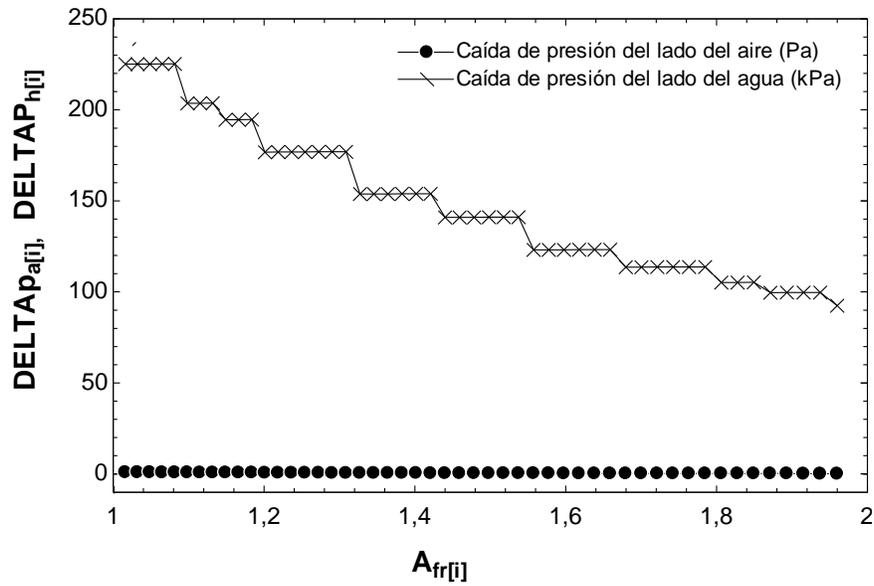


Figura 2.27 Caídas de presión en intercambiador de calor de núcleo "fc\_tubes\_s80-38T".

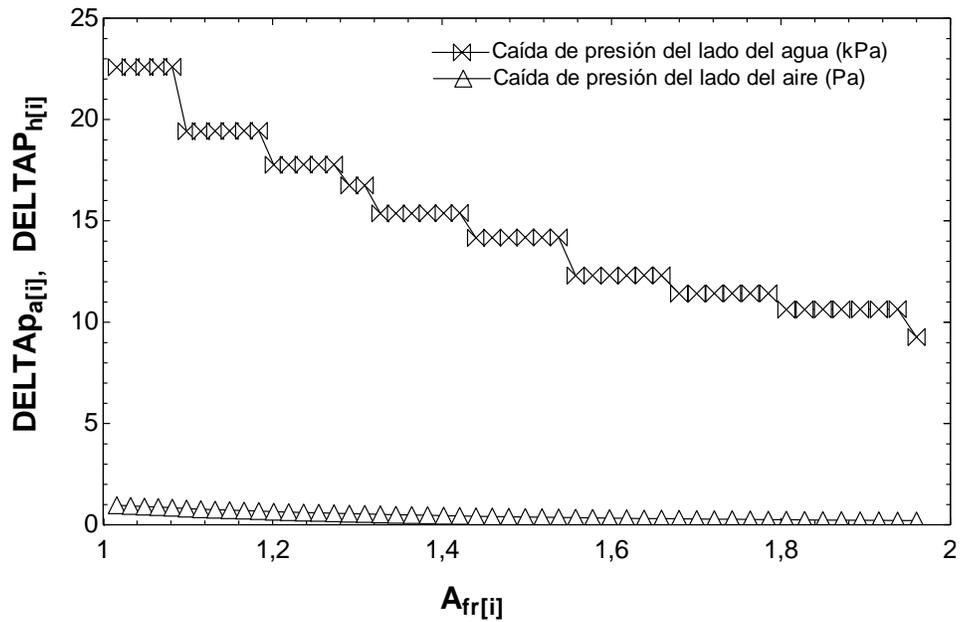
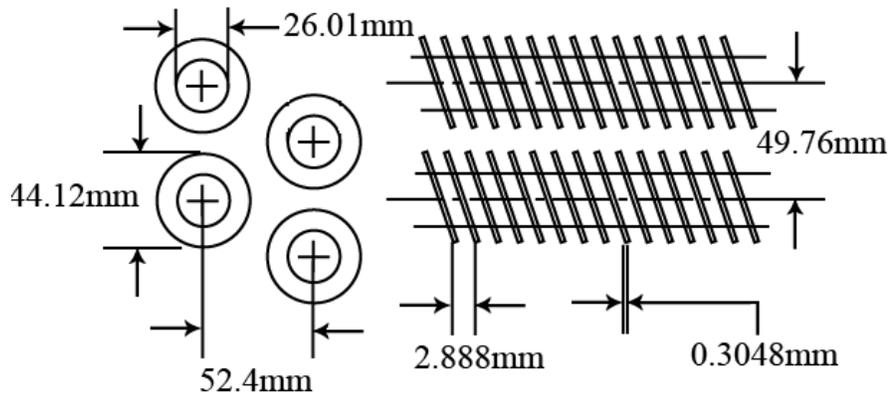


Figura 2.28 Caídas de presión en intercambiador de calor de núcleo "fc\_tubes\_sCF-775-58T".

Finalmente, para este cálculo se sugiere la geometría de núcleo de intercambiador de calor "fc\_tubes\_sCF-88-10Ja" según el software EES, la que cuenta con las características geométricas que se muestran en la figura 2.29.

## fc\_tubes\_sCF-88-10Ja

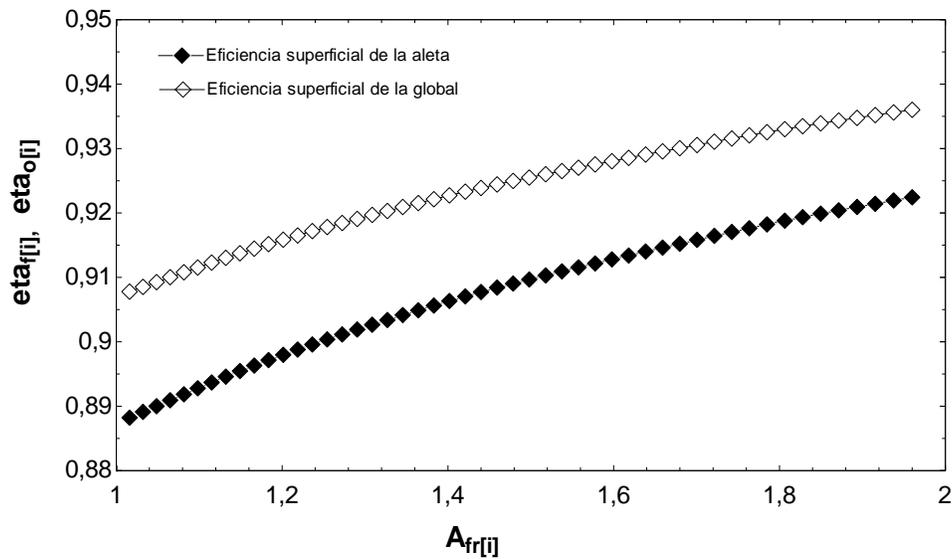


**Figura 2.29** Geometría de núcleo de intercambiador fc\_tubes\_sCF-88-10Ja.

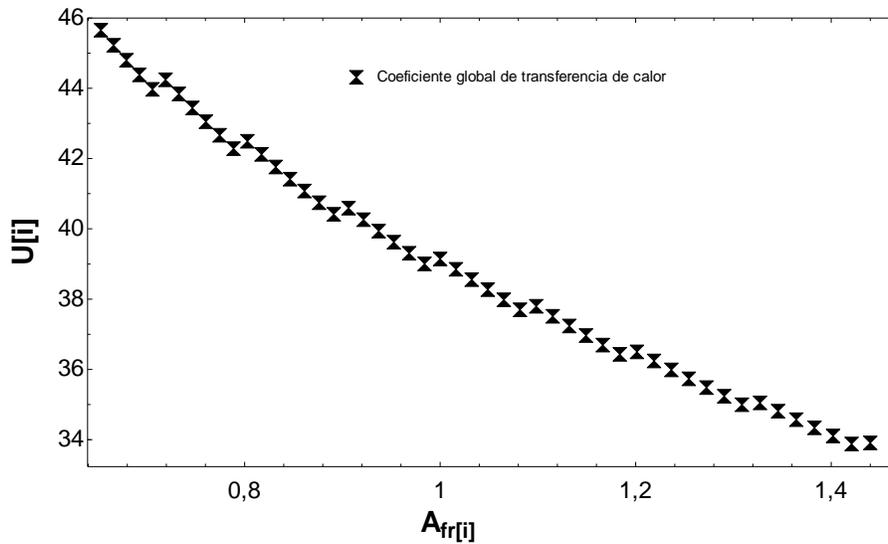
Para el dimensionamiento y cálculo de las características de este se utilizaron entre otras las ecuaciones (9) y (10) según (Incropera 1999), se tomó como factor de impureza el mínimo para agua de río y como material de la aleta aluminio.

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{h_o \cdot h_a \cdot A_a} + R_w + \frac{R_{f;H_2O}}{h_o \cdot A_{H_2O}} + \frac{1}{h_o \cdot h_{H_2O} \cdot A_{H_2O}} \quad (9)$$

$$h_o = 1 - \frac{A_f}{A} \cdot (1 - h_f) \quad (10)$$

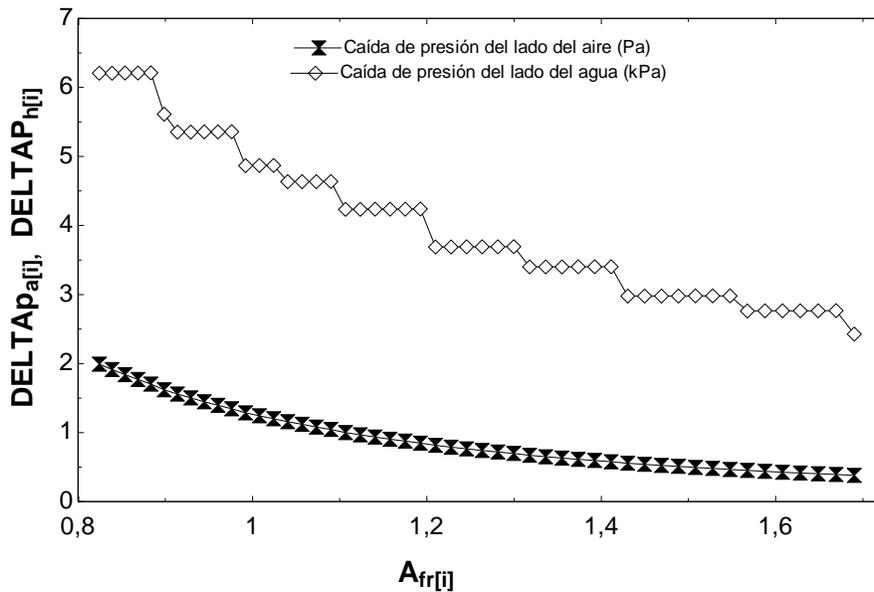


**Figura 2.30** Variación de las eficiencias superficiales de la aleta y global respecto al área frontal del intercambiador de calor.



**Figura 2.31** Comportamiento del coeficiente global de transferencia de calor según la variación del área frontal del intercambiador de calor.

Según bibliografías como (Incropera 1999), (Holman 1999) y otras que tratan el tema, el coeficiente global de transferencia de calor para intercambiadores agua-aire se encuentra en el rango de 50 a 25  $W/m^2 \cdot K$ , lo cual, comparando, se evidencia la concordancia de los valores calculados anteriormente, los cuales para un área frontal de 0,65 a 1,44  $m^2$  se les corresponden valores de 46 a 35  $W/m^2 \cdot K$ .



**Figura 2.32** Caídas de presión en un intercambiador de calor de núcleo "fc\_tubes\_sCF-775-58T".

Para determinar los coeficientes de pérdida de carga local en el cálculo de la caída de presión del lado del agua se utilizó la tabla 2.9.

**Tabla 2.9** Coeficiente de pérdida de carga total.(Streeter 1999)

Accesorio	K
Válvula de globo (completamente abierta)	10.0
Válvula de ángulo (completamente abierta)	5.0
Válvula de cheque (completamente abierta)	2.5
Válvula de compuerta (completamente abierta)	0.19
Codo en U	2.2
Tee estándar	1.8
Codo estándar	0.9
Codo de radio medio	0.75
Codo de radio largo	0.60

El área frontal del intercambiador de calor se estimó según el área transversal de los ductos de ventilación existentes en el local, siendo estos de aproximadamente  $1 \text{ m}^2$  se tomó para el desarrollo de este cálculo un área frontal de  $1,2 \text{ m}^2$ .

Las características generales del intercambiador de calor para un área frontal de  $1,2 \text{ m}^2$  son:

- El ancho será de 1,1 m aproximadamente.
- La caída de presión del lado del aire es de 0,844 Pa.
- La caída de presión del lado del agua es de 3,9 kPa.
- El flujo másico de agua y de aire es de 5,9 y 8,3 kg/s respectivamente.
- El calor desplazado es de 108 500 W.
- El coeficiente global de transferencia de calor es de  $36,5 \text{ W/m}^2\text{K}$ .
- La profundidad del intercambiador de calor es de 0,64 m.
- El número de tuberías horizontales es de 23.
- El número de tuberías a la profundidad del intercambiador es de 13.

## 2.10 Variantes para el enfriamiento del agua de condensación

### 2.10.1 Procedimientos de condensación (Energía 2007)

#### 2.10.1.1 Procedimientos “todo aire” (secos):

a) Se Realiza el intercambio de energía calorífica en forma de calor sensible determinado por el calor específico del aire, su caudal, peso específico y el cambio de temperatura que experimenta durante el proceso.

$$Q_a = M_a * c_e * \Delta t; \text{ siendo:} \quad (11)$$

$$M_a = V_a * \rho_a \quad (12)$$

$Q_a$  = Potencia térmica disipada (absorbida por el aire)(kW)

$M_a$  = Caudal másico de aire puesto en circulación (kg/s)

$c_e$  = Calor específico del aire (kJ/kg K)

$\Delta t$  = Cambio de temperatura que experimenta el aire en circulación (°C)

$V_a$  = Caudal volumétrico de aire puesto en circulación (m<sup>3</sup>/s)

$\rho_a$  = Densidad del aire (kg/m<sup>3</sup>)

Al considerar valores medios de transporte resulta en un factor muy bajo, dado que se requiere un gran volumen de aire en circulación y un considerable consumo en los motores de los ventiladores en proporción al calor disipado.

b) El límite inferior de enfriamiento queda fijado por la temperatura seca del ambiente y una aproximación a ella de 15 °C como media para los condensadores y de 6 a 12 °C para aerorrefrigeradores.

#### 2.10.1.2 Los procedimientos evaporativos (húmedos):

a) Realizan el intercambio de energía calorífica en una pequeña proporción en forma de calor sensible, determinado por el calor específico del aire, su caudal y peso específico y por el cambio de temperatura que experimenta. La mayor parte del intercambio de energía se realiza según un proceso en el que entra en juego el calor latente de vaporización de una pequeña parte del agua puesta en circulación.

$$Q_t = Q_a + Q_w \quad (13)$$

$$Q_a = M_a * c_e * \Delta T; \text{ siendo } M_a = V_a * \rho_a \quad (14)$$

$$Q_w = M_w * c_v \approx 1000 V_w c_v; \text{ siendo } M_w = V_w * \rho \quad (15)$$

$Q$  = Potencia térmica total disipada (kW)

$Q_w$  = Potencia térmica disipada (absorbida por la evaporación del agua) (kW)

$M_w$  = Caudal másico del agua evaporada (estimado entre un 1 a 3% del caudal circulante) (kg/s)

$c_v$  = calor latente de vaporización del agua (kJ/kg)

$V_w$  = Caudal volumétrico de agua evaporada (m<sup>3</sup>/s)

$\rho_w$  = Densidad del agua (kg/m<sup>3</sup>)

Para el agua, con valores medios de  $c_v = 2550$  kJ/kg y de  $\rho_w = 1000$  kg/m<sup>3</sup>, resulta un factor de transporte muy alto, pues se requiere relativamente un reducido volumen de aire en circulación y un reducido consumo en los motores de los ventiladores en proporción al calor disipado, aunque se añade el consumo de una bomba de recirculación adicional, cuya potencia depende de la complejidad y distancias en el sistema.

b) El límite inferior de enfriamiento queda fijado por la temperatura húmeda del ambiente y una aproximación a ella de hasta 3°C (suelen recomendarse aproximaciones de entre 4° a 6°C).

Desde el punto de vista energético, son ventajosos los sistemas evaporativos, y lo son más, cuanto más elevadas y con mayor duración se den las temperaturas del ambiente.

### **2.10.1.3 Comparación. Ventajas e inconvenientes**

Para una misma capacidad (disipación de calor):

a) Requieren un espacio en planta mucho menor (entre el 50 al 30% del requerido para aire solo).

b) Reducen el consumo de energía eléctrica (hasta de un 30 a 50% del requerido para aire solo).

c) Suelen reducir el nivel de presión sonora (y en caso necesario, pueden incorporar atenuadores).

d) Reducen considerablemente el número de equipos, facilitando los tendidos de tuberías, del cableado y del aparellaje eléctricos.

e) Consiguen en verano temperaturas más bajas (entre 10 y 20<sup>0</sup>C inferiores) de enfriamiento del agua recirculada o refrigerante condensado que si se enfriaran con aire.

Pero:

f) Requieren un cierto consumo de agua y un control de sus vertidos.

g) Requieren una adecuada gestión del agua consistente en el eventual tratamiento sobre el agua de aporte, y siempre el tratamiento, limpieza y desinfección del agua y del equipo.

h) Las operaciones de limpieza son laboriosas.

i) Están sujetas a una estricta reglamentación sanitaria.

Por consiguiente, y dado a que el sistema propuesto tendrá que evacuar todo el calor extraído del local junto con el suministrado en el generador

#### **2.10.1.4 Campo de aplicación**

No existen límites definidos en cuanto a potencia para el uso de estos equipos y los fabricantes van siguiendo la tendencia de la demanda, que varía mucho según el área geográfica y su clima.

Los equipos de enfriamiento evaporativos para los circuitos de condensación de los sistemas frigoríficos y de aire acondicionado no tienen límite inferior de empleo, pero su aplicación práctica en el ámbito de instalaciones de aire acondicionado se puede considerar para potencias a partir de 500 kW térmicos y son francamente favorables desde el punto de vista medioambiental y de rentabilidad económica a partir de 900 kW, creciendo su interés con el tamaño de la instalación. (Energía, 2007)

#### **2.10.2 Torres de enfriamiento**

Los sistemas de climatización por absorción cuentan con un COP o coeficiente de desempeño mucho menor frente a los sistemas por compresión, por lo que para desplazar la misma cantidad de calor de un local cualquiera se requiere de mucha mayor energía. Esto implica un aumento de la capacidad de condensación bien marcado y la necesidad de equipos de enfriamiento evaporativos o torres de enfriamiento que para el sistema en cuestión resulta idónea por su alta demanda de climatización.

Para la selección a partir de un catálogo o programa de fabricante acreditado los datos de partida para la selección serán: (Energía. 2006)

1. La potencia térmica a disipar.
2. El caudal de agua a enfriar.
3. Características del fluido. (Densidad, concentración en caso de agua glicolada o similares)
4. Temperatura de entrada.
5. Temperatura de salida deseada.
6. Temperatura de bulbo húmedo para la zona. (Máxima o media de las máximas)
7. Acercamiento o aproximación deseado o considerado.

El equipo de enfriamiento evaporativos suele tener un coste reducido en relación al del sistema al que dará servicio, sin embargo, influye mucho en el gasto de funcionamiento del sistema y en la calidad del proceso, por lo que es conveniente escatimar en su proceso de selección.

Por lo que se puede considerar la oportunidad de dividir la capacidad total en más de un equipo, con la adecuada redundancia o margen de seguridad, que aseguren el funcionamiento mínimo necesario de la planta o sistema en caso de avería o parada técnica intempestiva, por ello se propone la implantación de tres equipos y no solo uno.(Energía. 2006)

Datos de partida:

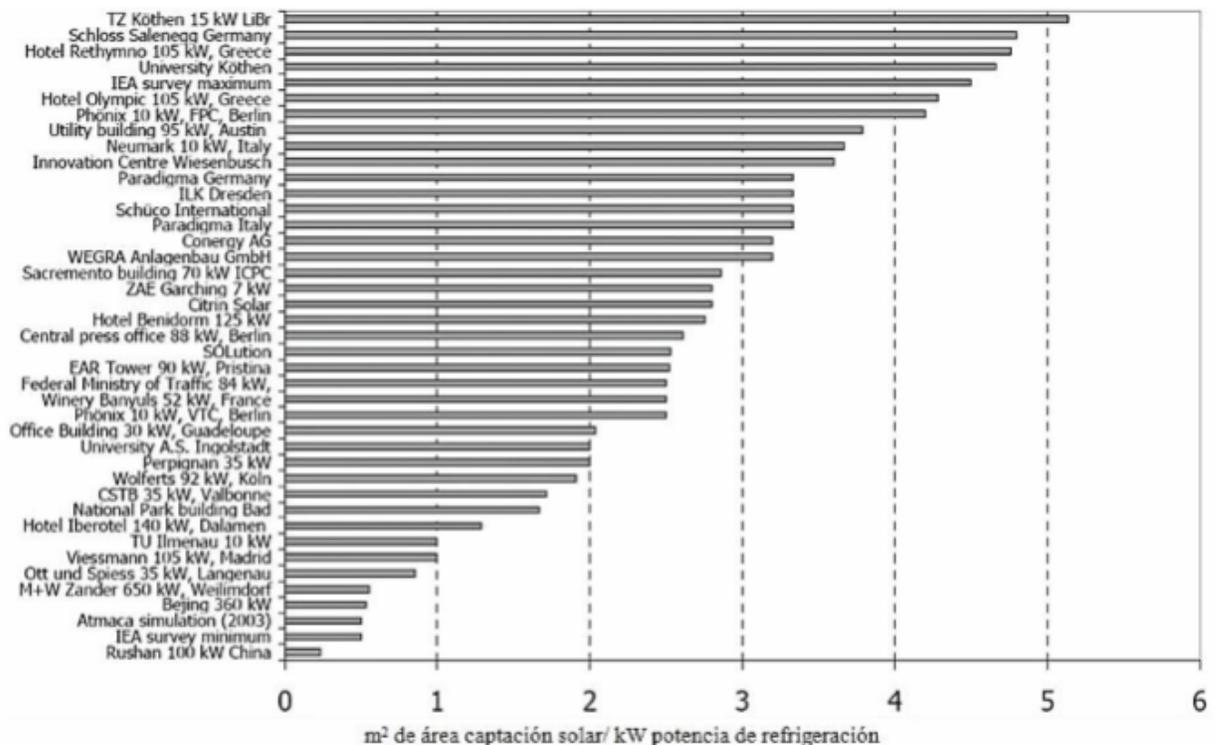
**Tabla 2.10** Datos de partida para la selección de la torre de enfriamiento.

Datos	Valor	Unidades
1	793	kW
2	23,6	kg/s
3	-	-
4	40	°C
5	32	°C
6	-	-
7	>6	°C

## Capítulo 3. Impacto económico y medioambiental.

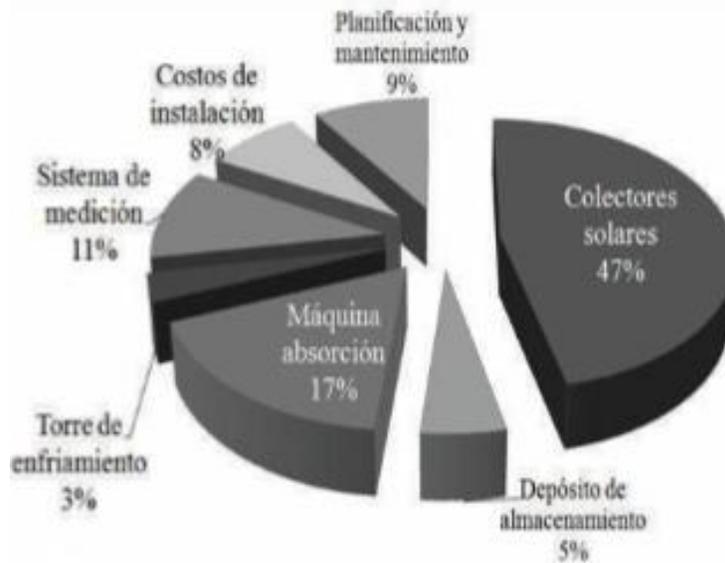
### 3.1 Análisis de costos

Determinar el costo de una instalación de climatización solar no es tarea sencilla, ya que varía constantemente según una serie prácticamente interminable de factores tales como las características climatológicas del sitio donde será realizado el proyecto, el diseño y capacidad, la tecnología que será usada para componer el sistema entre otras muchas, lo que puede repercutir en una gran variabilidad dado a las disímiles características que se pueden presentar en los ya mencionados sistemas tal y como es evidenciado en la Figura 3.1.



**Figura 3.1** Variabilidad del área de captación por cada kW de capacidad de frío instalada para varios ejemplos de instalaciones de clima solar.(Eicker 2009)

Las tecnologías que utilizan energía solar se caracterizan generalmente por altos costos iniciales y bajos costos de operación, convirtiéndose en un obstáculo importante para su amplio despliegue. Las contribuciones de los principales componentes del costo de capital determinada por estudios de diversos casos para instalaciones alta capacidad según (Ehrismann 2012) median sobre valores como los ilustrados en la Figura 3.2



**Figura 3.2** Fracciones de costos para sistemas de climatización solar de alta capacidad.(Ehrismann 2012)

En estos el mayor peso recae en el campo de captación solar debido a las grandes potencias caloríficas que demanda la máquina de absorción. Aunque el costo específico decrece con el incremento de la capacidad. En comparación con los sistemas convencionales de refrigeración, estos sistemas son caros, tal y como se observa en el Anexo 2, siendo desfavorables en términos de costo-efectividad. Como resultado, es muy difícil promover los sistemas de refrigeración solar fuera del sector público.(Rococo 2008, Y.Díaz 2014)

A partir de un conjunto de informaciones obtenidas de los datos que aportan los fabricantes de los equipos a que se hicieron alusión en el transcurso del presente informe y de índices de costos ofrecidos por diversos autores se determinó el costo total de la instalación tal y como se muestra en la Tabla 3.1.

**Tabla 3.1** Desglose de costos del sistema.

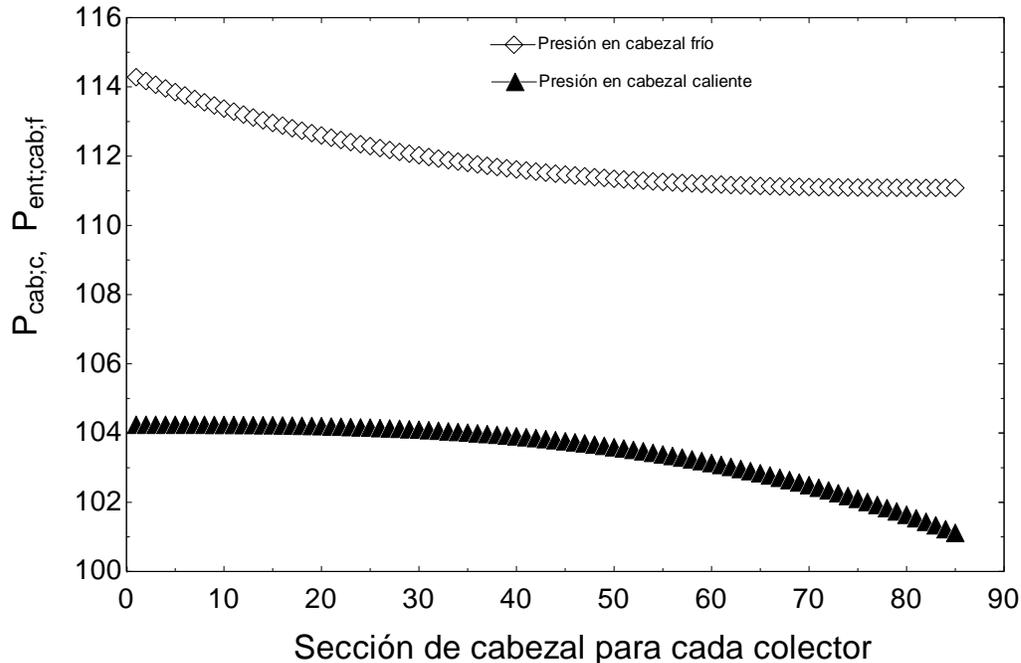
Elementos del sistema	Unidades	\$Costo/unidad	\$Costo de elementos
Colectores solares	1 530	1 250	1 836 000
Instalación y tuberías	-	-	390 600
Mantenimiento	-	-	351 700
Sistema automático	-	-	349 900
Almacenamiento térmico	2	-	193 300
Torre de enfriamiento	3	37 500	112 500
Máquina de absorción	3	224 000	672 000
Total	-	-	\$3 906 000

El costo de operación del sistema estará determinado por:

1. Consumo de bombeo a través del campo solar.
2. Consumo de bombeo del tanque de almacenamiento de agua caliente a 95°C hasta la máquina de absorción.
3. Consumo de bombeo de agua caliente a 80°C de la máquina de absorción al campo de colección solar.
4. Consumo de la máquina de absorción.
5. Consumo de bombeo a través de intercambiadores.
6. Consumo de ventilación.
7. Consumo en Torre de enfriamiento.
8. Salario a operadores u operador.

Para obtener de la instalación solar agua a una temperatura de 95°C es necesario apoyarse en el flujo másico que circula a través del colector solar ya que los valores de irradiación varían, esto implica que la caída de presión no sea la misma a lo largo del día y por consiguiente la potencia de bombeo.

Para la determinación del consumo de bombeo por parte del campo solar se debe tener en cuenta que este varía según las condiciones de irradiación que es recibida, lo cual es un factor constantemente cambiante, de modo que para ofrecer un valor del trabajo se toman en cuenta nuevamente las características de los días típicos de cada mes.



**Figura 3.3** Comportamiento de las presiones en el interior de los cabezales caliente y frío para una irradiación de 1 100 W en el campo solar.

Sabiendo entonces que la potencia de la bomba para un fluido incompresible es igual a:

$$W_{\text{bombeo}} = \dot{M} \cdot \Delta P \cdot v_{\text{esp.}} \cdot \eta_{\text{bomba}} \quad (16)$$

Dónde:

$W_{\text{bombeo}}$ : Potencia de bombeo.

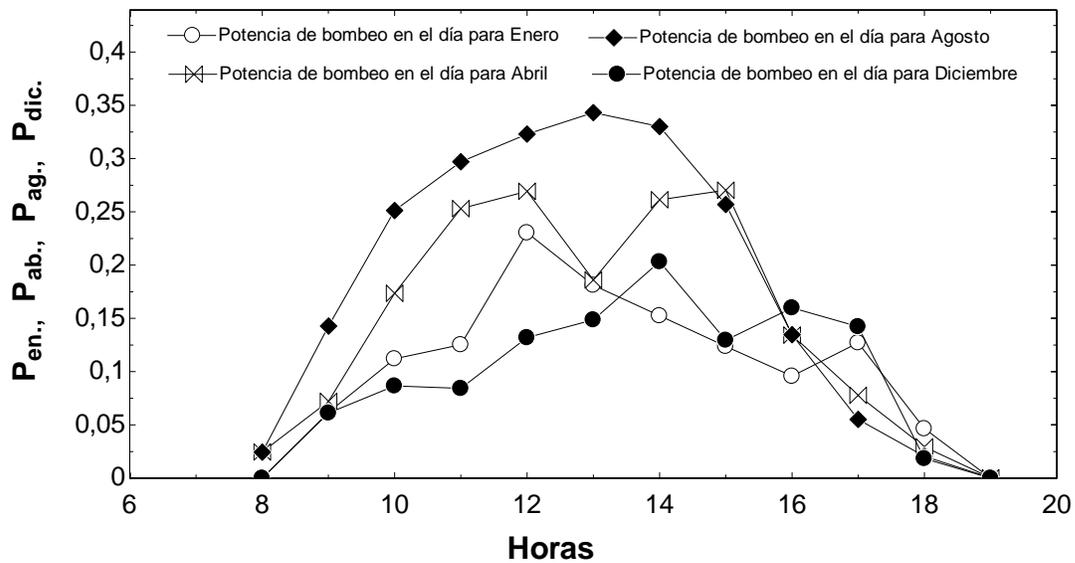
$\dot{M}$ : Flujo másico.

$\Delta P$ : Variación de presión entre la entrada de la bomba y la salida.

$v_{\text{esp.}}$ : Volumen específico del agua.

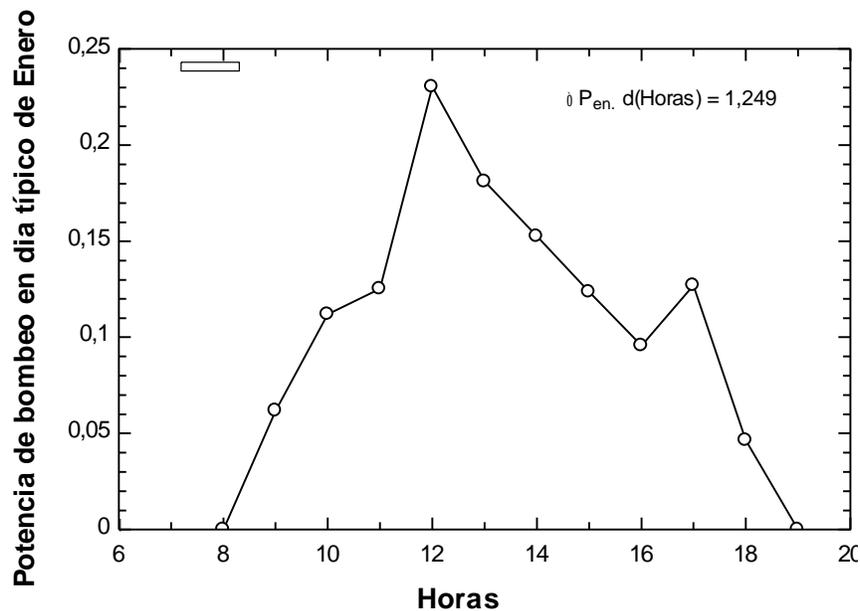
$\eta_{\text{bomba}}$ : Eficiencia de la bomba.

Se determinaron los valores de potencia de bombeo para cada hora de cada día típico.



**Figura 3.4** Comportamiento de las potencias de bombeo según la hora del día para los meses de enero, Abril, Agosto y Diciembre.

Calculando la energía que ello representa en kW h sería:



**Figura 3.5** Ejemplo del consumo de energía en bombeo del campo solar en el día para el mes de Enero en kWh.

**Tabla 3.2** Consumo de bombeo del campo solar para cada bloque.

<b>Enero</b>	1,249	38,719
<b>Febrero</b>	1,496	41,888
<b>Marzo</b>	1,656	51,336
<b>Abril</b>	1,735	52,05
<b>Mayo</b>	2,065	64,015
<b>Junio</b>	1,788	53,64
<b>Julio</b>	1,985	61,535
<b>Agosto</b>	2,177	67,487
<b>Septiembre</b>	1,046	31,38
<b>Octubre</b>	1,189	36,859
<b>Noviembre</b>	0,8517	25,551
<b>Diciembre</b>	1,139	35,309
<b>Anual</b>	-	559,769

Para determinar el consumo de bombeo desde el depósito de almacenamiento de agua caliente hasta la máquina de absorción se tuvo en cuenta los resultados calculados en la sección 2.3, donde la distancia aproximada fue de 134 m, el flujo de 21,62 kg/s y un diámetro aproximado de 0,1065 m. De estos datos se calculó una potencia hidráulica de 5,5 kW, lo que corresponde a una potencia de bombeo cercano a 6,5 kW para una eficiencia de la bomba de 0,82.

El consumo de bombeo de agua caliente a 80°C de la máquina de absorción al campo solar es prácticamente nulo, ya que, aunque el flujo es representativo, la caída de presión debido al transcurso por la tubería es en extremo pequeña dado a su corta longitud.

Para el agua fría bombeada desde la máquina de absorción hasta intercambiadores de calor y retorno se realizó un análisis similar al anterior obteniendo los resultados mostrados por la Tabla 3.3 y 3.4:

**Tabla 3.3** Consumo de bombeo en kWh del tanque de almacenamiento de agua caliente a la máquina de absorción.

Meses	Potencia	Horas al día	Días del mes	Consumo al mes(kWh)
Enero	2,56	14,6	31	1158,656
Febrero	2,56	15,3	28	1096,704
Marzo	2,56	16,7	31	1325,312
Abril	2,56	16,9	30	1297,92
Mayo	2,56	17,8	31	1412,608
Junio	2,56	16,3	30	1251,84
Julio	2,56	16,9	31	1341,184
Agosto	2,56	17,6	31	1396,736
Septiembre	2,56	13,5	30	1036,8
Octubre	2,56	14,3	31	1134,848
Noviembre	2,56	12,6	30	967,68
Diciembre	2,56	14,5	31	1150,72
Anual	-	-	-	14571,008

**Tabla 3.4** Consumo de bombeo para el agua fría bombeada desde la máquina de absorción hasta almacenamiento frío y retorno.

Meses	Potencia	Horas al día	Días del mes	Consumo al mes(kWh)
Enero	8,83	14,6	31	3996,458
Febrero	8,83	15,3	28	3782,772
Marzo	8,83	16,7	31	4571,291
Abril	8,83	16,9	30	4476,81
Mayo	8,83	17,8	31	4872,394
Junio	8,83	16,3	30	4317,87
Julio	8,83	16,9	31	4626,037
Agosto	8,83	17,6	31	4817,648
Septiembre	8,83	13,5	30	3576,15
Octubre	8,83	14,3	31	3914,339
Noviembre	8,83	12,6	30	3337,74
Diciembre	8,83	14,5	31	3969,085
Anual	-	-	-	50259

Para la determinación de los consumos de las máquinas de absorción se tomaron los datos de catálogo ilustrados en la tabla 2.1, mientras que para hallar la potencia de las torres de enfriamiento el trabajo fue dirigido a la búsqueda de datos técnico para equipos que cumplieran con los requisitos técnicos necesarios, para los cuales se obtuvieron datos de una gran gama de productos que aportaron datos muy similares entre ellos tal como se muestra en la tabla 3.5 y 3.6.

**Tabla 3.5** Ejemplo de datos técnicos sobre datos técnicos de torres de enfriamiento.

Model No.	Nominal Flow Rate (Ton)	Fan		Circulating Pump		Connecting Pipe (mm)			Overall Dimensions(mm)			Weight	
		Power (kW)	Air Volume (m <sup>3</sup> /h)	Power (kW)	Air Volume (m <sup>3</sup> /h)	inlet/outlet	make up	drainage	L	W	H	Net (kg)	Running (kg)
GHM-225	30	1.1×2	13000×2	1.5	45	DN80	DN25	DN40	2540	1940	2200	1020	1820
GHM-230	37	1.1×2	13000×2	1.5	45	DN80	DN25	DN40	2980	1940	2200	1050	2020
GHM-235	43	1.1×2	13000×2	1.5	45	DN80	DN25	DN40	2980	1940	2200	1100	2100
GHM-340	49	1.1×3	13000×3	2.2	60	DN80	DN25	DN40	3360	1940	2200	1310	2540
GHM-350	61	1.1×3	13000×3	2.2	60	DN100	DN25	DN40	3360	1940	2580	1450	3080
GHM-365	79	1.5×3	18200×3	2.2	60	DN100	DN25	DN40	3360	1940	2730	1520	3200
GHM-380	98	1.5×4	18200×4	2.2	114	DN125	DN25	DN40	4220	2240	2680	2050	4820
GHM-390	110	1.5×4	18200×4	2.2	114	DN125	DN25	DN40	4220	2240	2680	2100	5000
GHM-3100	122	1.5×4	18200×4	2.2	114	DN125	DN25	DN40	4220	2240	2840	2150	5100
GHM-3110	134	1.5×4	18200×4	2.2	114	DN125	DN25	DN40	4220	2240	2840	2250	5250
GHM-5125	152	1.5×4	18200×4	3.7	140	DN100×2	DN25	DN40	4740	2240	2910	2800	6800
GHM-5150	183	2.2×4	22500×4	3.7	140	DN100×2	DN25	DN40	5440	2240	2910	3200	7820
GHM-5175	213	2.2×4	22500×4	3.7	140	DN125×2	DN25	DN40	5440	2240	2910	3300	8000
GHM-7200	244	4×4	60000×4	5.5	160	DN125×2	DN25	DN40	5840	2600	3660	5000	9000
GHM-7225	274	4×4	60000×4	5.5	160	DN125×2	DN25	DN40	6420	2600	3660	5500	10000
GHM-7250	305	4×4	60000×4	5.5	160	DN150×2	DN25	DN40	6420	2900	3260	6500	11500
GHM-7275	335	4×4	60000×4	5.5	160	DN150×2	DN25	DN40	6420	2900	3260	6800	11800
GHM-7300	366	4×4	60000×4	5.5	160	DN150×2	DN25	DN40	6420	2900	3260	7000	12000

Note : Nominal Working Conditions: 35~29.5°C/ 95~85°F; Wet Bulb: 78°F

| SANJIU

SANJIU |

**Tabla 3.6** Consumo anual de máquina de absorción, torre de enfriamiento y ventilación.

Meses	Potencia consumida	Días del mes	Horas del día	Consumo Mensual (kWh)
Enero	29,1	31	14,6	13170,66
Febrero	29,1	28	15,3	12466,44
Marzo	29,1	31	16,7	15065,07
Abril	29,1	30	16,9	14753,7
Mayo	29,1	31	17,8	16057,38
Junio	29,1	30	16,3	14229,9
Julio	29,1	31	16,9	15245,49
Agosto	29,1	31	17,6	15876,96
Septiembre	29,1	30	13,5	11785,5
Octubre	29,1	31	14,3	12900,03
Noviembre	29,1	30	12,6	10999,8
Diciembre	29,1	31	14,5	13080,45
Anual	-	-	-	165631

La distribución de agua enfriada para los intercambiadores debe estar interconectada en paralelo, con las características necesarias para lograr que el flujo en los intercambiadores sea lo más homogéneo posible, lo que conlleva a que la pérdida de presión esté determinada por las pérdidas en el equipo y el resto de ellas sean despreciables.

**Tabla 3.7** Consumo por bombeo de agua en intercambiadores.

Meses	Potencia consumida	Días del mes	Horas del día	Consumo Mensual (kWh)
Enero	0,02	31	13	8,06
Febrero	0,02	28	13	7,28
Marzo	0,02	31	13	8,06
Abril	0,02	30	13	7,8
Mayo	0,02	31	13	8,06
Junio	0,02	30	13	7,8
Julio	0,02	31	13	8,06
Agosto	0,02	31	13	8,06
Septiembre	0,02	30	13	7,8
Octubre	0,02	31	13	8,06
Noviembre	0,02	30	13	7,8
Diciembre	0,02	31	13	8,06
Anual	-	-	-	95

Por la carencia de datos acerca de la instalación de ductos en el recinto motivo de estudio se asumió que la pérdida de carga en estos sería equivalente a 50 m de ductos de 0,5 x 0,5 m, con ello y la caída de presión en los intercambiadores del lado del aire se procedió a calcular el consumo de ventilación en cada uno de estos tomando la expresión (9).

$$\text{Pot.ven.} = Q_a \cdot \frac{\Delta P_{t;a}}{60 \cdot 75 \cdot h_v} \quad (17)$$

Donde:

Pot.ven.= Potencia consumida por la ventilación. (kW)

$Q_a$ =Flujo volumétrico. (m<sup>3</sup>/min)

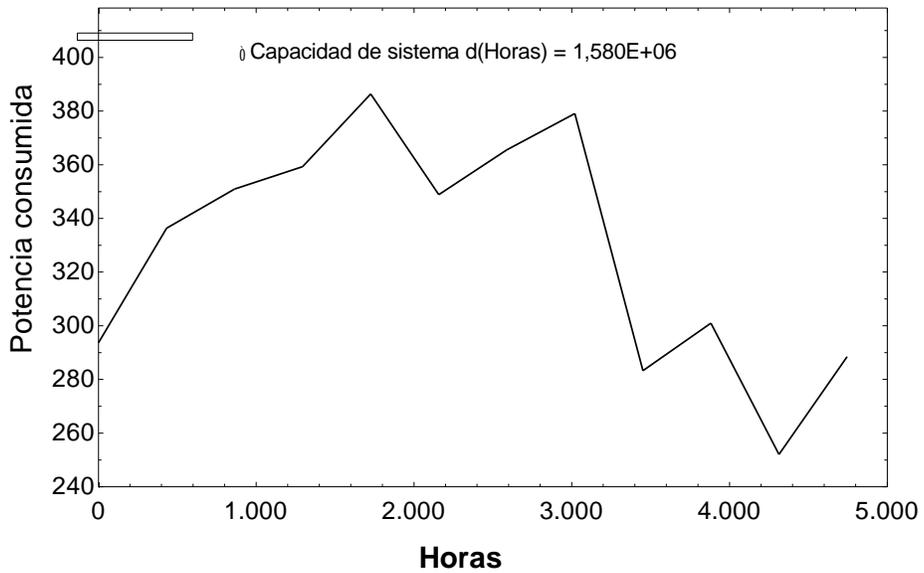
$\Delta P_{t;a}$ =Caída de presión total del aire. (mm H<sub>2</sub>O)

$\eta_v$ = Eficiencia del ventilador.

**Tabla 3.8** Consumo por ventilación.

Meses	Potencia consumida/Equipo	Días del mes	Horas del día	Equipos funcionando	Consumo Mensual (kWh)
Enero	0,068	31	13	9	246,636
Febrero	0,068	28	13	11	272,272
Marzo	0,068	31	13	11	301,444
Abril	0,068	30	13	11	291,72
Mayo	0,068	31	13	12	328,848
Junio	0,068	30	13	11	291,72
Julio	0,068	31	13	11	301,444
Agosto	0,068	31	13	11	301,444
Septiembre	0,068	30	13	9	238,68
Octubre	0,068	31	13	10	274,04
Noviembre	0,068	30	13	8	212,16
Diciembre	0,068	31	13	9	246,636
Anual	-	-	-	-	3307

Para determinar el consumo de máquinas convencionales por compresión para la capacidad que podría ser instalada en máquinas de absorción se tomó el modelo que se encuentra actualmente funcionando en el aeropuerto de la marca Lennox, el cual cuenta con un COP de 3,38.



**Figura 3.6** Potencia consumida en el año por máquina de compresión.

A continuación se procedió a realizar el cálculo del Valor Actual Neto (VAN) a partir de los datos siguientes:

Inversión inicial: \$3 906 000

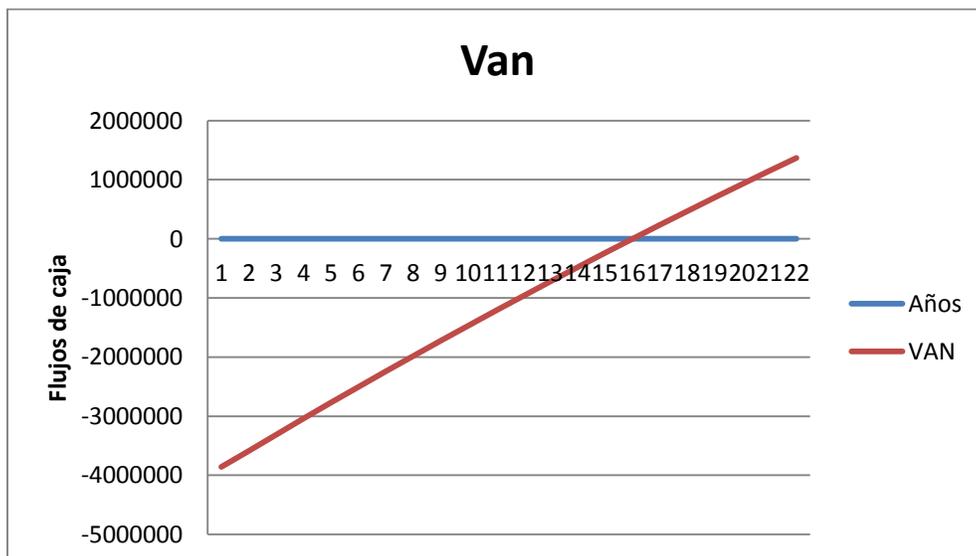
Costos de operación anual: \$48 100

Consumo de máquina por compresión anual: \$314 000

Ahorro de operación anual de la máquina de absorción respecto a la de compresión: \$265 900

Tasa de descuento: 1,7%

Tasa Interna de Retorno (TIR): 4%



**Figura 3.7** Comportamiento del VAN a partir de la inversión hasta los 20 años de explotación.

Resultando que la inversión es amortizada para el transcurso del año 16 después de ser implantadas las máquinas de absorción y pasados los 20 años serán ingresados a la institución en ahorro de energía eléctrica un total de \$1 371 000 aproximadamente.

### **3.2 Impacto ambiental**

Debido a los bajos consumos de energía eléctrica de los sistemas de climatización por absorción frente a los convencionales por compresión la emisión de gases de efecto invernaderos para los primeros es marcadamente menor. Para mostrar el efecto de ello fue necesario apoyarse en la relación mostrada por (Boch, 2017).

$$C_{CO_2} \frac{kg}{año} = N \frac{kWh}{año} * 0,94 \frac{kg}{kWh}$$

Donde:

$C_{CO_2}$ = Masa de  $C_{CO_2}$  lanzada a la atmosfera anualmente.

N=Consumo eléctrico anual.

De manera tal que para los sistemas por compresión con consumo anual cercano a 331.700 kWh emanarían 1.485.000 kg de  $CO_2$  anualmente, mientras que para la variante de absorción con consumo de 229.100 kWh serían unos 215.400 kg, lo que significa que con la implementación de esta última se dejarían de lanzar a la atmósfera 1.269.650 kg/año.

## Conclusiones

1. Se caracterizaron los elementos que componen los ciclos de refrigeración por absorción en cuanto tipos de colectores solares, métodos de enfriamiento, etapas y materiales de los conductos e intercambiadores de calor.
2. Se midieron los valores de irradiación media en un período de un año dando como resultado valores similares en dos etapas del año, mayores valores de irradiación entre los meses de febrero y agosto y menores valores entre los meses de septiembre a enero.
3. Se realizó el dimensionamiento de dispositivos y componentes de un sistema de absorción tomando como criterios la cantidad necesaria de equipos para proporcionar el flujo de agua caliente demandada por las máquinas de absorción, su geometría y características físicas.
4. Las capacidades en el conjunto máquinas de absorción, torres de enfriamiento, campo solar y acumuladores de agua caliente y fría estuvieron determinadas por la necesidad de abastecer el mayor por ciento de la climatización evitando un estado de sobredimensionamiento en alguna etapa del año.
5. Se determinó una capacidad nominal en las enfriadoras de 269 toneladas de refrigeración, supliendo la demanda de agua caliente en las horas de funcionamiento durante la temporada de invierno, en el resto del año esta excede la necesaria para tonelaje nominal instalado y en horas nocturnas se generaría agua fría como apoyo al día siguiente.
6. Fue elegida la tecnología de tubos al vacío por su baja relación costo/eficiencia a las temperaturas de funcionamiento requeridas.
7. La cantidad de equipos asciende a 1530 en 170 grupos de 9 colectores en serie.
8. La capacidad máxima de almacenamiento frío y caliente sería de  $915 \text{ m}^3$  y  $566 \text{ m}^3$  respectivamente resultando un respaldo del 89 por ciento aproximadamente la climatización solar de la carga térmica en el año.

9. Se demostró que la ubicación idónea para la instalación del conjunto de máquinas de absorción deberá ser lo más cercana posible al campo solar, dado que la única área disponible para la implantación de este, está a una distancia considerablemente extensa.
10. Se realizó un análisis de costos e impacto medioambiental resultando que esta instalación carece de atractivo desde el punto de vista solvente puesto que la inversión consta de un período de amortización de 16 años, obteniendo como ganancia al cabo de los 20 años solo \$1.371.000 aproximadamente, sin embargo, la emisión de CO<sub>2</sub> se reduce hasta 1.269.650 kg/año representando un efecto favorable.

## **Recomendaciones**

1. Se recomienda profundizar en el tema estudiado en próximas investigaciones con el fin de estudiar otras variantes más económicas de climatización.
2. Con el fin de evitar el aumento del costo se propuso la decisión de mantener las estructuras de ductos que proveen de aire climatizado al local. Para lograr esto es necesario insertarle ciertas modificaciones al sistema de ductos, lo cual se propone profundizar para futuras investigaciones.

## Bibliografía

- Acosta, A. R. (2015). Diseño y evaluación de un campo termosolar para la inyección de energía renovable en el ciclo combinado de ENERGAS Varadero. Departamento de Energía. Departamento de Energía, Universidad Central "Marta Abreu" de Las Villas.
- Anónimo (2014). The Compact Heat Exchanger Library. Soluciones eesy. Madison, EE.UU, F - CHart Software. **26**.
- Boch, W. F. (2017). 'MODELO MATEMÁTICO DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN AMONÍACO/AGUA Y AGUA/BROMURO DE LITIO. Centro de Estudios Energéticos y Tecnologías Ambientales (CEETA), Universidad Central «Marta Abreu» de Las Villas: 63.
- Campos, M. A. (2018). Determinación de carga térmica. A. D. González.
- Canada, J. I. a. J. M. R. P. (2003). "Mantenimiento en instalaciones de energía solar."
- CANO, J. D. M. D. (2011). "Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr/H<sub>2</sub>O de doble efecto condensada por aire."
- Carrier (2016). LITHIUM BROMIDE ABSORPTION CHILLER. Carrier.
- Cora Placco, L. S., Carlos Cadena (2006). "COLECTORES SOLARES PARA AGUA CALIENTE."
- Días, R. (2015). SOLUCIONES EN INTEGRACIÓN DE SISTEMAS DE GENERACIÓN DE ENERGÍA SOLAR TÉRMICA PARA ACS, CLIMATIZACIÓN DE PISCINAS Y APOYO DE CALEFACCIÓN. . LUMELCO, INYGEN. ENERGIA i Medioambiente.
- Ehrismann, P. N. R. B. (2012). Durability issues, maintenance and cost of solar cooling systems. Quality Assurance in Solar Heating and Cooling Technology.
- Eicker, Ú. (2009). " Optimization and Economics of Solar Cooling Systems." Advances in Building Energy Research.
- Energía, I. p. I. D. y. A. d. I. (2007). Guía técnica de torres de refrigeración Ahorro y Eficiencia Energética en Climatización. C/ Madera, 8 E-28004-Madrid IDAE.
- Energía., I. p. I. D. y. A. d. (2006). Guía Técnica dr Torres de Refrigeración. Guías Técnicas de Eficiencia energéticas en instalaciones térmicas en edificios. C/Madera, 8E-28004-Madrid, IDAE.
- Grinder, A. (2009). "Sistemas de refrigeración: Compresión y absorción."

Holman, J. P. (1999). Heat Transfer southern Methodist University: 443.

Incropera, F. P. (1999). Fundamentos de transferencia de calor.

López, R. (2017). "El rendimiento de los paneles solares térmicos." SunMax.

Lumbreras, J. (2017). "Catálogo técnico e informativo sobre el sistema solar Heat Pipe."

MARCOS, J. M. C. ( 2015). "Refrigeración por absorción. Interés energético e impacto ambiental."

Molero, J. M. (2016). Manual Técnico Energía Solar Térmica, SALVADOR ESCODA S.A. .

Mora, J. A. (2018). "PRECIOS DE MATERIALES AISLANTES." Uso racional de la Energía.

MUGNIER, D. (2010). "Solar air-conditioning and refrigeration workshop." Solar cooling economics, Orlando.

NASA (2018). Base de datos mundial NREL.

Núñez, A. (2008). "Descripción del ciclo de absorción."

O.M. IBRAHIM, S. A. K. (2016). THERMODYNAMIC PROPERTIES OF AMMONIA-WATER MIXTURES (ASHRAE).

Pérez, L. B. (2007). Calentador solar de tubos al vacío Energía y tú, CUBASOLAR. **39**.

PÉREZ, L. B. (2008). Manual para el cálculo y diseño de calentadores solares.

Ramírez, M. Á. C. (2018). Estudios de oportunidad e ingeniería conceptual de un sistema de climatización solar para terminal aérea de pequeña capacidad. Centro de Estudios Energéticos y Tecnologías Ambientales, CEETA., Universidad Central Marta Abreu de Las Villas, UCLV. : 12.

Rococo, P. f. r. (2008). Reduction of costs of Solar Cooling systems.

Romero, I. J. A. (2017). Modelación de tecnologías de refrigeración solar por absorción en climas cálidos y húmedos. FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Centro de Estudio de Tecnologías Energéticas Renovables UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE LA HABANA "JOSÉ ANTONIO ECHEVERRÍA" 147.

Sánchez, A. M. P. (2017). Diseño y evaluación de un campo de concentradores solares integrados en el esquema de fluido térmico de la Empresa textil "Desembarco del Granma". Facultad de Ingeniería Mecánica e industrial, UNIVERSIDAD CENTRAL "Marta Abreu" de las Villas: 42.

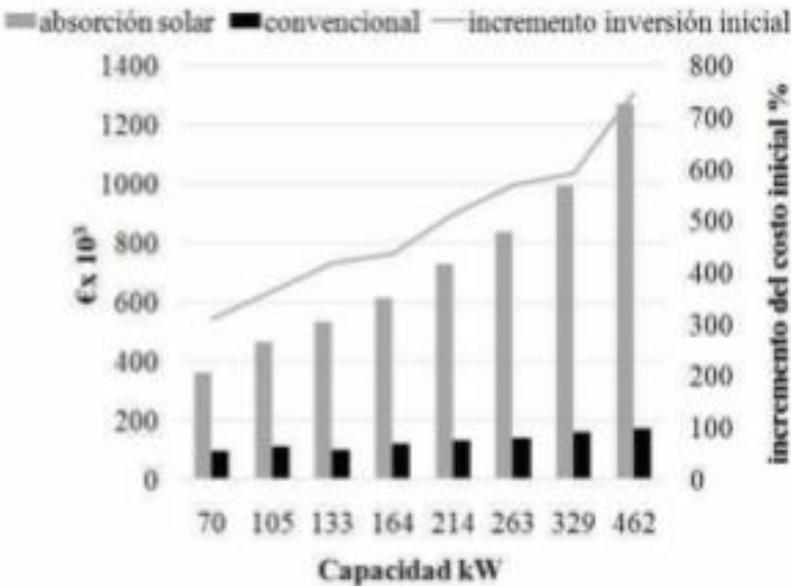
- SIERRA, J. V. (2007). "MAQUINA FRIGORIFICA POR ABSORCIÓN DE BAJA POTENCIA."
- Streeter, V. L. (1999). MECÁNICA DE FLUIDOS The McGrawH111 Cumpamc~, .
- Torrella, E. (2014). LA PRODUCCIÓN DE FRÍO POR ABSORCIÓN, Universidad Politécnica de Valencia.
- TURRINI, E. (2006). El camino del Sol.
- Y.Díaz , J. P. M. (2014). Sistemas de climatización solar de absorción. Barreras y perspectivas Energética.

## Anexos

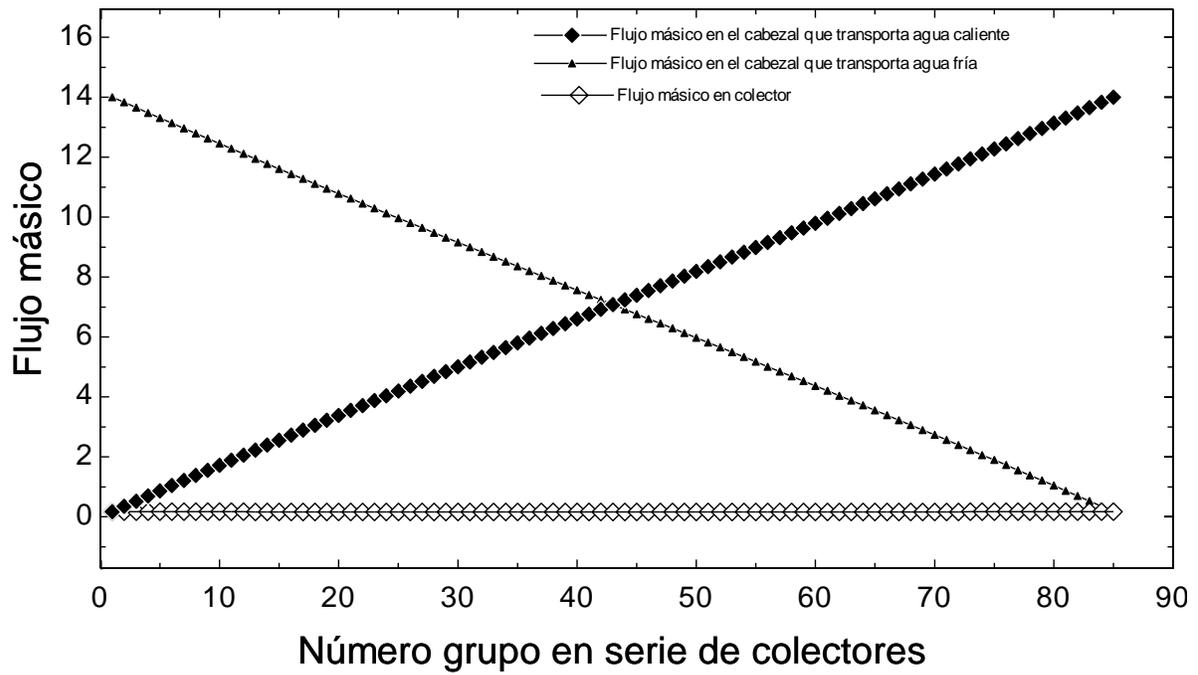
### Anexo 1. Velocidades económicas.

Sustancia	Condición	Velocidad m/s	
		Desde	Hasta
Vapor de agua	saturado	25	35
Vapor de agua	sobrecalentado	40	75
Vapor de agua	escape	30	45
Agua	succ bomba	1,0	2,0
	desc bomba	2,0	3,0
Jugos azucarados	succ bomba	1,0	2,0
	desc bomba	2,0	3,0
Cachaza	succ bomba	1,2	2,0
(sin bagacillo)	desc bomba	2,0	2,5
Cachaza	succ bomba	1,0	1,5
(con bagacillo)	desc bomba	1,5	2,0
Bagacillo	long < 50 m	20	20
(conducción neumática)	long > 50 m	25	25
Meladura	succ bomba	0,5	1,0
	desc bomba	0,8	1,2
Masa cocida	succ bomba	0,1	0,2
	desc bomba	0,2	0,3
Mieles A y B	succ bomba	0,3	0,6
(sin diluir)	desc bomba	0,8	1,2
Mieles A y B	succ bomba	0,5	1,0
(diluidas)	desc bomba	0,8	1,2
Mieles finales	succ bomba	0,5	1,0
	desc bomba	0,2	0,6
Aire al vacío	incondensables	12	18
Aire comprimido	uso general	20	30

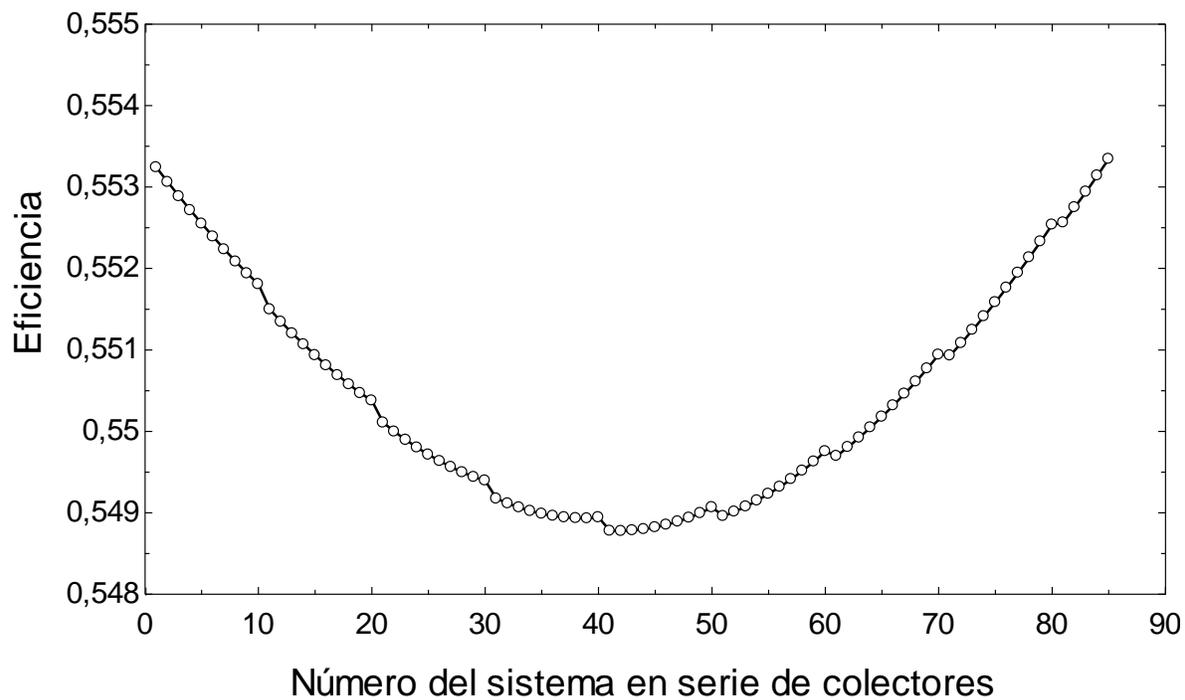
**Anexo 2** Comparación de costos de instalación de la máquina convencional por compresión contra la máquina de absorción.(Rococo 2008)



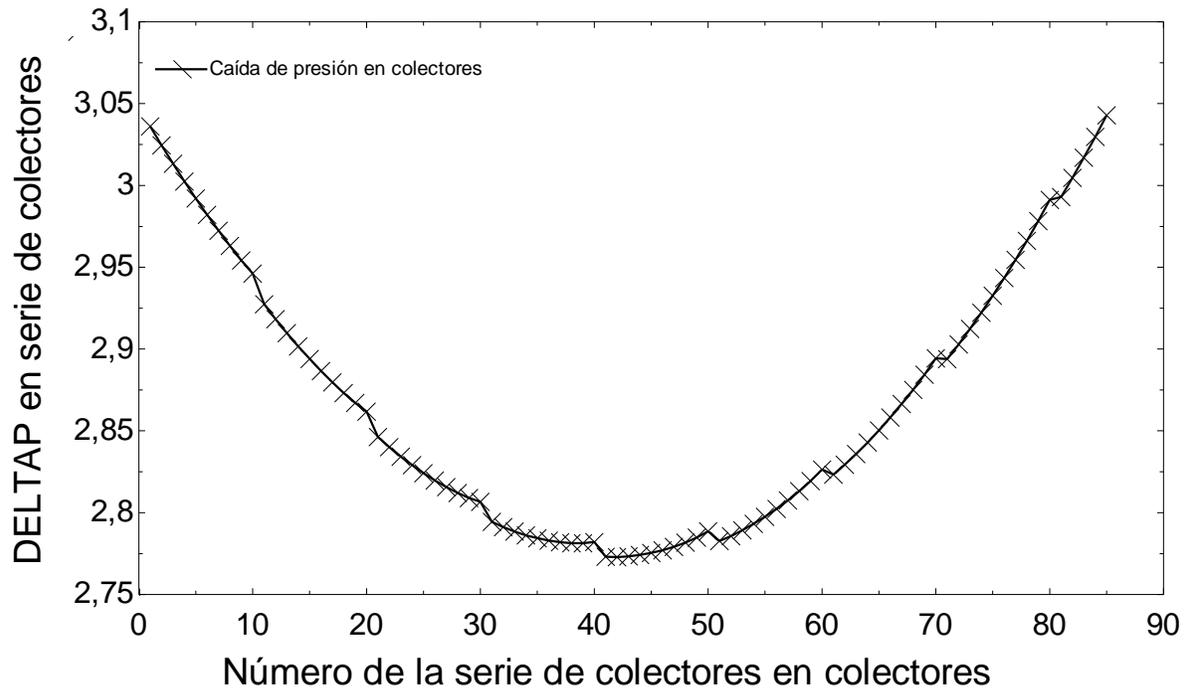
**Anexo 3** Comportamiento de flujos en bloque del campo solar para temperatura de salida e irradiación de 96°C y 700 W/m<sup>2</sup> respectivamente.



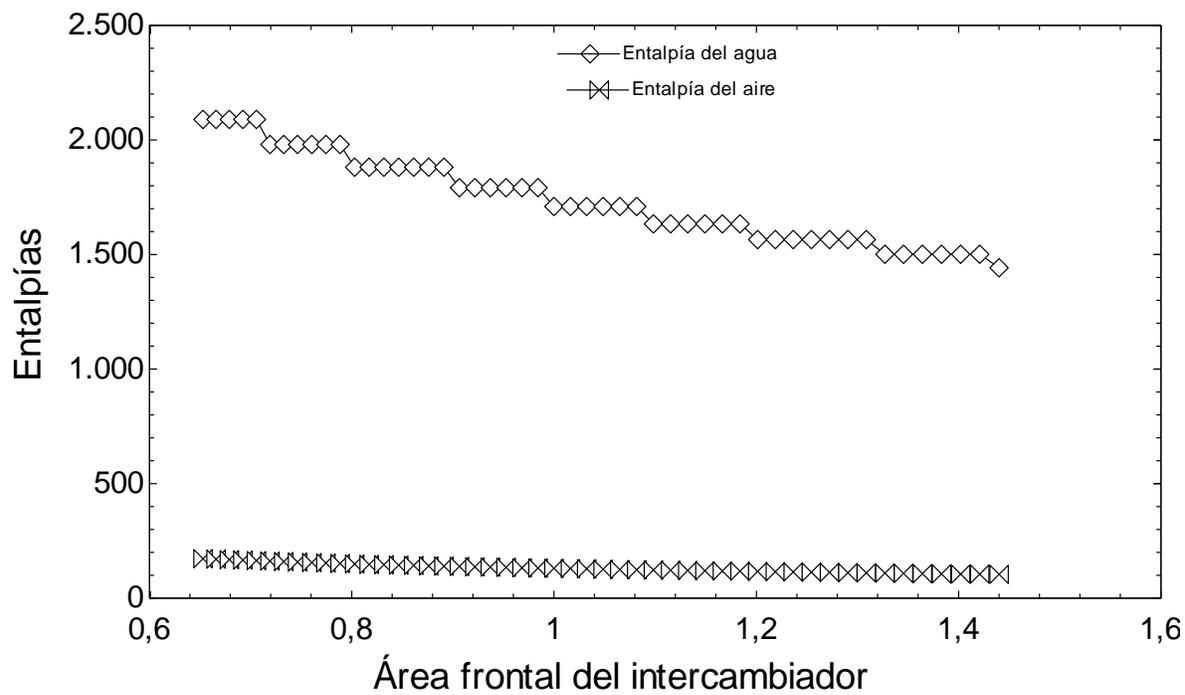
**Anexo 4** Distribución de la eficiencia según el número de sistema de colectores en serie para una batería del campo con temperatura de salida de 96°C e irradiación de 600 W/m<sup>2</sup>.



**Anexo 5** Caída de presión en colectores para irradiación y temperatura de salida de  $600\text{W/m}^2$  y  $96^\circ\text{C}$ .



**Anexo 6** Entalpías del agua y del aire en intercambiador de calor.



**Anexo 7.** Procedimiento de cálculo que describe el funcionamiento del capo solar.

$$n = 85$$

$$K_i = 1,5$$

$$L_{cab;f} = 9 \cdot \frac{13,62}{n}$$

$$L_{cab;c} = L_{cab;f}$$

$$L_{total} = 2 + 10 \cdot (L_{col} \cdot \cos(12) + 1)$$

$$L_{col} = 1,996$$

$$a_i = \frac{N_{de;la;tub;i}}{10} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$b_i = \text{Trunc}(a_i) \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$c_i = (a_i - b_i) \cdot 10 \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$Arr_i = \text{If}(c_i; 0; 1; 10; c_i) \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$N_{de;la;tub;i} = i \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$L_{tub;f;i} = 1 + Arr_i \cdot (L_{col} \cdot \cos(20) + 1) \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$L_{tub;c;i} = L_{total} - L_{tub;f;i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$\text{Sum}_{Perd.;cab;f;i} = \text{Sum}(Perd_{cab;f;1..i}) \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$\text{Sum}_{Perd.;cab;c;i} = \text{Perd}_{cab;c;t} - \text{Perd}_{tramo;cab;c;i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$\text{Perd}_{tramo;cab;c;i} = \text{Perd}_{tramo;c;i-1} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$\dot{V}_{cab;c;i} = \text{Sum}(\dot{V}_{tub;c;1..i}) \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$\dot{V}_{cab;f;i} = \dot{V}_{tub;f;t} - \dot{V}_{sal;c;f;i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$\dot{V}_{sal;c;f;i} = \dot{V}_{sal;ca;f;i-1} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$\text{Perd}_{tot} = \text{Sum}_{Perd.;cab;f;i} + \text{Perd}_{tub;f;i} + \text{Perd}_{tub;c;i} + \text{Sum}_{Perd.;cab;c;i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$\Gamma_{tub;f;i} = \Gamma('Water'; T=T_{tub;f}; P=P_{ent;tub;f}) \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$\Gamma_{tub;c;i} = \Gamma('Water'; T=T_{tub;c}; P=P_{ent;tub;c}) \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$\Gamma_{cab;f;i} = \Gamma('Water'; T=T_{cab;f}; P=P_{ent;cab;f}) \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$\Gamma_{cab;c;i} = \Gamma('Water'; T=T_{cab;c}; P=P_{cab;c}) \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$P_{cab;c;i} = 101 + \text{Sum}_{Perd.;cab;c;i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$P_{ent;tub;c;i} = P_{cab;c;i} + DP_{tub;c;i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$P_{ent;tub;f;i} = P_{ent;tub;c;i} + DP_{tub;f;i} + Caida_{P;col;i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$P_{ent;cab;f;i} = P_{ent;tub;f;i} + DP_{cab;f;i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$Caida_{P;col;i} = (0,0285111 + 2,17778 \cdot \dot{m}_{tub;f;i}) \cdot 9 \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$Perd_{cab;c;i} = DP_{cab;c;i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$Perd_{tub;c;i} = DP_{tub;c;i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$Perd_{tub;f;i} = DP_{tub;f;i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$Perd_{cab;f;i} = DP_{cab;f;i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$\text{Call PipeFlow ('Water' ; } T_{tub;f} ; P_{ent;tub;f;i} ; \dot{m}_{tub;f;i} ; D_{int;tub;f} ; L_{tub;f} ; \text{RelRough : } h_{T;cab;f;85} ; h_{H;cab;f;85} ; DP_{cab;f;85} ; \text{Nusselt}_{cab;f};$$

$$\dot{m}_{tub;f;i} = \dot{V}_{tub;f;i} \cdot \Gamma_{tub;f;i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$\text{Call PipeFlow ('Water' ; } T_{cab;c} ; P_{ent;tub;c;i} ; \dot{m}_{tub;c;i} ; D_{int;tub;c} ; L_{tub;c} ; \text{RelRough : } h_{T;cab;f;85} ; h_{H;cab;f;85} ; DP_{cab;f;85} ; \text{Nusselt}_{cab;f};$$

$$\dot{m}_{tub;c;i} = \dot{m}_{tub;f;i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$\dot{m}_{tub;c;i} = \dot{V}_{tub;c;i} \cdot \Gamma_{tub;c;i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$\text{Call PipeFlow ('Water' ; } T_{cab;c} ; P_{cab;c;i} ; \dot{m}_{cab;c;i} ; D_{int;cab;c} ; L_{cab;c} ; \text{RelRough : } h_{T;cab;f;85} ; h_{H;cab;f;85} ; DP_{cab;f;85} ; \text{Nusselt}_{cab;f};$$

$$\dot{m}_{cab;c;i} = \dot{V}_{cab;c;i} \cdot \Gamma_{cab;c;i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$\text{Call PipeFlow ('Water' ; } T_{cab;f} ; P_{ent;cab;f;i} ; \dot{m}_{cab;f;i} ; D_{int;cab;f} ; L_{cab;f} ; \text{RelRough : } h_{T;cab;f;85} ; h_{H;cab;f;85} ; DP_{cab;f;85} ; \text{Nusselt}_{cab;f};$$

$$\dot{m}_{cab;f;i} = \dot{V}_{cab;f;i} \cdot \Gamma_{cab;f;i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$n_i = niu_0 - k_1 \cdot \left[ \frac{-T_a + \frac{T_{sal;i} + T_{ent}}{2}}{i_s} \right] - k_2 \cdot \left[ \frac{\frac{T_{sal;i} + T_{ent}}{2} - T_a}{i_s} \right]^2 \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$Q_{sist.;serie;i} = n_i \cdot A_{col} \cdot i_s \cdot \frac{9}{1.000} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$cp_i = Cp ('Water' ; T=T_{sal;i} ; P=P_{ent;tub;c;i}) \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$Q_{sist.;serie;i} = cp_i \cdot \dot{m}_{tub;f;i} \cdot (T_{sal;i} - T_{ent}) \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$h_{tub;c;i} = h ('Water' ; T=T_{sal;i} ; P=P_{cab;c;i}) \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$\dot{m}_{cab;c;i} \cdot h_{cab;c;i} = \dot{m}_{cab;c;i-1} \cdot h_{cab;c;i-1} + h_{tub;c;i} \cdot \dot{m}_{tub;c;i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$h_{cab;c;i} = h ('Water' ; T=T_{c;c;i} ; P=P_{cab;c;i}) \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$DP_{cab;f;0} = 0$$

$$T_{c;c;85} = 96$$

$$P_{cab;c;86} = 101$$

$$\dot{m}_{cab;c;0} = 0$$

$$h_{cab;c;0} = 0$$

$$P_{ent;tub;f} = 106$$

$$P_{ent;tub;c} = 102$$

$$P_{cab;c} = 102$$

$$P_{ent;cab;f} = 105$$

$$A_{col} = 3,02$$

$$k = n - 1$$

$$\dot{V}_{sal;ca;f;i} = \mathbf{Sum} ( \dot{V}_{tub;f;1..i} ) \quad \text{for } i = 1 \text{ to } k$$

$$Perd_{tramo;c;c;i} = \mathbf{Sum} ( Perd_{cab;c;1..i} ) \quad \text{for } i = 1 \text{ to } k$$

$$Pot_{bom} = \left[ \frac{P_{ent;cab;f;1} - 101}{r_{cab;c;85}} \right] \cdot \dot{m}_{cab;c;85}$$

$$N_{serie} = n$$

$$Q_{tot} = \mathbf{Sum} ( Q_{sist.;serie;1..n} )$$

$$cp_m = \frac{\mathbf{Sum} ( cp_{1..n} )}{n}$$

$$Q_{tot} = cp_m \cdot \dot{m}_{total} \cdot 16$$

$$Perd_{cab;c;t} = \mathbf{Sum} ( Perd_{cab;c;1..n} )$$

$$\dot{V}_{tub;f;t} = \mathbf{Sum} ( \dot{V}_{tub;f;1..n} )$$

$$\dot{V}_{sal;ca;f;0} = 0$$

$$Perd_{tramo;c;c;0} = 0$$

$$RelRough = 0,03$$

$$D_{int;tub;f} = 0,025$$

$$D_{int;tub;c} = D_{int;tub;f}$$

$$D_{int;cab;f} = 0,2082$$

$$D_{int;cab;c} = D_{int;cab;f}$$

$$s = 6$$

$$o = 12$$

$$i_i = \text{Lookup} (' \text{Datos de Irr. y Carga Tér.}; \quad i; ' \text{Irradiaciones} ') \quad \text{for } i = 1 \text{ to } o$$

$$T_{\text{cab};c} = 95$$

$$T_{\text{tub};f} = 75$$

$$T_{\text{cab};f} = 75$$

$$T_{\text{tub};c} = 95$$

$$g = 9,81$$

$$\text{Caida}_{P;\text{col}} = 0,5$$

$$T_{\text{ent}} = 80$$

$$niu_0 = 0,782$$

$$k_1 = 1,061$$

$$k_2 = 0,023$$

$$T_a = 30$$

$$\text{Vol.}_{\text{agua};c} = 81 \cdot 12$$

$$\text{Vol.}_{\text{agua};c;c} = \dot{v}_{\text{cab};c;85} \cdot 3.600 \cdot 10$$

$$n_{\text{campo}} = \frac{\text{Sum} (n_{1..n})}{n}$$

**Anexo 8.** Procedimiento de cálculo para determinar la ubicación de la máquina de absorción..

$$\dot{V} = v_{e;est} \cdot A_{est}$$

$$A_{est} = p \cdot \frac{D_{est}^2}{4}$$

$$\dot{V} = \frac{162}{3.600} \text{ [m}^3\text{/s]}$$

$$v_{e;est} = 2,5 \text{ [m/s]}$$

$$D_{est;pul} = D_{est} \cdot \frac{100}{2,5}$$

$$\dot{V} = v_e \cdot A_{flujo}$$

$$A_{flujo} = p \cdot \frac{D_{tub}^2}{4}$$

$$\dot{v}_{80} = 27 \cdot \frac{3}{3.600}$$

$$L_{tub;80} = 215$$

$$L_{tub;95} = \sqrt{100^2 + 125^2} + 215$$

$$T_{tub;80} = 80$$

$$T_{tub;95} = 97$$

$$P_{sal;tub;95} = 126$$

$$P_{ent;tub;95} = P_{sal;tub;95} + DP_{tub;95}$$

$$P_{sal;tub;80} = 101$$

$$P_{ent;tub;80} = P_{sal;tub;80} + DP_{tub;80}$$

$$RelRough = 0,001$$

$$r_{80} = r(\text{'Water'}; T=T_{tub;80}; P=P_{ent;tub;80})$$

$$r_{95} = r(\text{'Water'}; T=T_{tub;95}; P=P_{ent;tub;95})$$

$$\dot{m}_{80} = \dot{v}_{80} \cdot r_{80}$$

$$\dot{m}_{95} = \dot{v}_{95} \cdot r_{95}$$

$$D_{tub;80} = D_{tub;95}$$

$$D_{\text{tub};95} = 4,26 \cdot \frac{2,5}{100}$$

$$T_a = 30$$

Call **PipeFlow** ('water';  $T_{\text{tub};80}$ ;  $P_{\text{ent};\text{tub};80}$ ;  $\dot{m}_{80}$ ;  $D_{\text{tub};80}$ ;  $L_{\text{tub};80}$ ; RelRough :  $h_{T;12}$ ;  $h_{H;12}$ ;  $DP_{\text{tub};12}$  ; Nusselt $_{T;12}$ ;  $f_{12}$

Call **PipeFlow** ('water';  $T_{\text{tub};95}$ ;  $P_{\text{ent};\text{tub};95}$ ;  $\dot{m}_{95}$ ;  $D_{\text{tub};95}$ ;  $L_{\text{tub};95}$ ; RelRough :  $h_{T;12}$ ;  $h_{H;12}$ ;  $DP_{\text{tub};12}$  ; Nusselt $_{T;12}$ ;  $f_{12}$

Call **PipeFlow** ('water';  $T_{\text{tub};95}$ ;  $P_{\text{ent};\text{tub};95;v2}$ ;  $\dot{m}_{95}$ ;  $D_{\text{tub};95}$ ;  $L_{\text{tub};95;v2}$ ; RelRough :  $h_{T;12}$ ;  $h_{H;12}$ ;  $DP_{\text{tub};12}$  ; Nusselt $_{T;12}$  ;

$$P_{\text{ent};\text{tub};95;v2} = P_{\text{sal};\text{tub};95} + DP_{\text{tub};95;v2}$$

$$L_{\text{tub};95;v2} = \sqrt{122^2 + 56^2}$$

$$\text{Potencia}_{a,m} = (P_{\text{ent};\text{tub};95;v2} - 101) \cdot \frac{\dot{m}_{95}}{r_{95} \cdot 0,9}$$

$$r_1 = 5,563 \cdot \frac{2,5}{100}$$

$$k_{\text{ais.}} = 0,03$$

$$h_a = 5$$

$$n = 40$$

$$r_{2;i} = r_1 + \frac{i}{70} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$Q_{\text{per};i} = \frac{T_{\text{tub};80} - T_a}{R_{\text{tot};i}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$R_{\text{tot};i} = \frac{1}{2 \cdot \rho \cdot r_1 \cdot h_{T;80} \cdot L_{\text{tub};80}} + \frac{\ln \left[ \frac{r_{2;i}}{r_1} \right]}{2 \cdot \rho \cdot k_{\text{ais.}} \cdot L_{\text{tub};80}} + \frac{1}{2 \cdot \rho \cdot r_{2;i} \cdot L_{\text{tub};80} \cdot h_a} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$\text{Esp.}_{\text{ais.};i} = r_{2;i} - r_1 \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$V_{\text{ais.};i} = \rho \cdot L_{\text{tub};80} \cdot (r_{2;i}^2 - r_1^2) \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$\text{Costo}_{\text{ais.};i} = V_{\text{ais.};i} \cdot 85 \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$\text{col}_{\text{per};i} = \frac{Q_{\text{per};i}}{A_{\text{port.},\text{prom.},\text{col.}}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$\text{Area}_{\text{abs};i} = \text{col}_{\text{per};i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$\text{Costo}_{\text{col};i} = \text{Precios}_i \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$\text{Costo}_{\text{tot};i} = \text{Costo}_{\text{col};i} + \text{Costo}_{\text{ais.};i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$\text{Precios}_i = 54,0512 + 436,688 \cdot \text{Area}_{\text{abs};i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$\text{Aport.prom.col.} = 232,7$$

$$k = 40$$

$$r_{2;95;i} = r_1 + \frac{i}{70} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } k$$

$$Q_{\text{per};95;i} = \frac{T_{\text{tub};95} - T_a}{R_{\text{tot};95;i}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } k$$

$$R_{\text{tot};95;i} = \frac{1}{2 \cdot \rho \cdot r_1 \cdot h_{T;95} \cdot L_{\text{tub};95}} + \frac{\ln \left[ \frac{r_{2;95;i}}{r_1} \right]}{2 \cdot \rho \cdot k_{\text{ais.}} \cdot L_{\text{tub};95}} + \frac{1}{2 \cdot \rho \cdot r_{2;95;i} \cdot L_{\text{tub};95} \cdot h_a} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } k$$

$$\text{Esp.ais.};95;i = r_{2;95;i} - r_1 \quad \text{for } i = 1 \text{ to } k$$

$$V_{\text{ais.};95;i} = \rho \cdot L_{\text{tub};95} \cdot (r_{2;95;i}^2 - r_1^2) \quad \text{for } i = 1 \text{ to } k$$

$$\text{Costo}_{\text{ais.};95;i} = V_{\text{ais.};95;i} \cdot 85 \quad \text{for } i = 1 \text{ to } k$$

$$\text{col}_{\text{per};95;i} = \frac{Q_{\text{per};95;i}}{\text{Aport.prom.col.}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } k$$

$$\text{Area}_{\text{abs};95;i} = \text{col}_{\text{per};95;i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } k$$

$$\text{Costo}_{\text{col};95;i} = \text{Precios}_{95;i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } k$$

$$\text{Costo}_{\text{tot};95;i} = \text{Costo}_{\text{col};95;i} + \text{Costo}_{\text{ais.};95;i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } k$$

$$\text{Precios}_{95;i} = 54,0512 + 436,688 \cdot \text{Area}_{\text{abs};95;i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } k$$

$$r_{2;95;v2;i} = r_1 + \frac{i}{70} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } k$$

$$Q_{\text{per};95;v2;i} = \frac{T_{\text{tub};95} - T_a}{R_{\text{tot};95;v2;i}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } k$$

$$R_{\text{tot};95;v2;i} = \frac{1}{2 \cdot \rho \cdot r_1 \cdot h_{T;95;v2} \cdot L_{\text{tub};95;v2}} + \frac{\ln \left[ \frac{r_{2;95;v2;i}}{r_1} \right]}{2 \cdot \rho \cdot k_{\text{ais.}} \cdot L_{\text{tub};95;v2}} + \frac{1}{2 \cdot \rho \cdot r_{2;95;v2;i} \cdot L_{\text{tub};95;v2} \cdot h_a} \quad \text{for } i =$$

$$\text{Esp.ais.};95;v2;i = r_{2;95;v2;i} - r_1 \quad \text{for } i = 1 \text{ to } k$$

$$V_{\text{ais.};95;v2;i} = \rho \cdot L_{\text{tub};95;v2} \cdot (r_{2;95;v2;i}^2 - r_1^2) \quad \text{for } i = 1 \text{ to } k$$

$$\text{Costo}_{\text{ais.};95;v2;i} = V_{\text{ais.};95;v2;i} \cdot 85 \quad \text{for } i = 1 \text{ to } k$$

$$\text{col}_{\text{per};95;v2;i} = \frac{Q_{\text{per};95;v2;i}}{\text{Aport.prom.col.}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } k$$

$$\text{Area}_{\text{abs};95;\text{v}2;i} = \text{col}_{\text{per};95;\text{v}2;i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } k$$

$$\text{Costo}_{\text{col};95;\text{v}2;i} = \text{Precios}_{95;\text{v}2;i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } k$$

$$\text{Costo}_{\text{tot};95;\text{v}2;i} = \text{Costo}_{\text{col};95;\text{v}2;i} + \text{Costo}_{\text{ais.};95;\text{v}2;i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } k$$

$$\text{Precios}_{95;\text{v}2;i} = 54,0512 + 436,688 \cdot \text{Area}_{\text{abs};95;\text{v}2;i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } k$$

$$\dot{v}_7 = 54 \cdot \frac{3}{3.600}$$

$$\dot{v}_{12} = \dot{v}_7$$

$$L_{\text{tub};7} = 215$$

$$L_{\text{tub};12} = L_{\text{tub};7}$$

$$T_{\text{tub};7} = 7$$

$$T_{\text{tub};12} = 12$$

$$P_{\text{sal};\text{tub};7} = P_{\text{sal};\text{tub};12} + DP_{\text{tub};12} + DP_{\text{int}}$$

$$P_{\text{ent};\text{tub};7} = P_{\text{sal};\text{tub};12} + DP_{\text{tub};12} + DP_{\text{int}} + DP_{\text{tub};7}$$

$$P_{\text{sal};\text{tub};12} = 163,7$$

$$P_{\text{ent};\text{tub};12} = DP_{\text{tub};12} + P_{\text{sal};\text{tub};12}$$

$$r_7 = r(\text{'Water'}; T=T_{\text{tub};7}; P=P_{\text{ent};\text{tub};7})$$

$$r_{12} = r(\text{'Water'}; T=T_{\text{tub};12}; P=P_{\text{ent};\text{tub};12})$$

$$\dot{m}_7 = \dot{v}_7 \cdot r_7$$

$$\dot{m}_{12} = \dot{v}_{12} \cdot r_{12}$$

$$D_{\text{tub};7} = D_{\text{tub};12}$$

$$D_{\text{tub};12} = 6,459 \cdot \frac{2,5}{100}$$

Call **PipeFlow** ('water';  $T_{\text{tub};7}$ ;  $P_{\text{ent};\text{tub};7}$ ;  $\dot{m}_7$ ;  $D_{\text{tub};7}$ ;  $L_{\text{tub};7}$ ; RelRough :  $h_{T;12}$ ;  $h_{H;12}$ ;  $DP_{\text{tub};12}$  ; Nusselt $_{T;12}$ ;  $f_{12}$ ; Re

Call **PipeFlow** ('water';  $T_{\text{tub};12}$ ;  $P_{\text{ent};\text{tub};12}$ ;  $\dot{m}_{12}$ ;  $D_{\text{tub};12}$ ;  $L_{\text{tub};12}$ ; RelRough :  $h_{T;12}$ ;  $h_{H;12}$ ;  $DP_{\text{tub};12}$  ; Nusselt $_{T;12}$ ;  $f_{12}$

$$r_{1;7} = 6,625 \cdot \frac{2,5}{100}$$

$$\text{Pot}_{\text{bom}} = \left[ \frac{P_{\text{sal};\text{tub};12} + DP_{\text{tub};7} + DP_{\text{tub};12} + DP_{\text{int}} - 101}{r_7} \right] \cdot \dot{m}_7$$

$$DP_{\text{int}} = 3,9$$

$$o = 40$$

$$r_{2;7;i} = r_{1;7} + \frac{i}{250} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } o$$

$$Q_{\text{per};7;i} = \frac{T_a - T_{\text{tub};7}}{R_{\text{tot};7;i}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } o$$

$$R_{\text{tot};7;i} = \frac{1}{2 \cdot \rho \cdot r_{1;7} \cdot h_{T;7} \cdot L_{\text{tub};7}} + \frac{\ln \left[ \frac{r_{2;7;i}}{r_{1;7}} \right]}{2 \cdot \rho \cdot k_{\text{ais.}} \cdot L_{\text{tub};7}} + \frac{1}{2 \cdot \rho \cdot r_{2;7;i} \cdot L_{\text{tub};7} \cdot h_a} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } o$$

$$\text{Esp.ais.};7;i = r_{2;7;i} - r_{1;7} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } o$$

$$V_{\text{ais.};7;i} = \rho \cdot L_{\text{tub};7} \cdot (r_{2;7;i}^2 - r_{1;7}^2) \quad \text{for } i = 1 \text{ to } o$$

$$\text{Costo}_{\text{ais.};7;i} = V_{\text{ais.};7;i} \cdot 85 \quad \text{for } i = 1 \text{ to } o$$

$$\text{Costo}_{\text{perd.};7;i} = Q_{\text{per};7;i} \cdot 13 \cdot 30 \cdot 12 \cdot 10 \cdot \frac{0,21}{1.000 \cdot 3,5 \cdot 3,52} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } o$$

$$\text{Costo}_{\text{tot.};7;i} = \text{Costo}_{\text{perd.};7;i} + \text{Costo}_{\text{ais.};7;i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } o$$

$$r_{2;12;i} = r_{1;7} + \frac{i}{250} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } o$$

$$Q_{\text{per};12;i} = \frac{T_a - T_{\text{tub};12}}{R_{\text{tot};12;i}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } o$$

$$R_{\text{tot};12;i} = \frac{1}{2 \cdot \rho \cdot r_{1;7} \cdot h_{T;12} \cdot L_{\text{tub};12}} + \frac{\ln \left[ \frac{r_{2;12;i}}{r_{1;7}} \right]}{2 \cdot \rho \cdot k_{\text{ais.}} \cdot L_{\text{tub};12}} + \frac{1}{2 \cdot \rho \cdot r_{2;12;i} \cdot L_{\text{tub};12} \cdot h_a} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } o$$

$$\text{Esp.ais.};12;i = r_{2;12;i} - r_{1;7} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } o$$

$$V_{\text{ais.};12;i} = \rho \cdot L_{\text{tub};12} \cdot (r_{2;12;i}^2 - r_{1;7}^2) \quad \text{for } i = 1 \text{ to } o$$

$$\text{Costo}_{\text{ais.};12;i} = V_{\text{ais.};12;i} \cdot 85 \quad \text{for } i = 1 \text{ to } o$$

$$\text{Costo}_{\text{perd.};12;i} = Q_{\text{per};12;i} \cdot 13 \cdot 30 \cdot 12 \cdot 10 \cdot \frac{0,21}{1.000 \cdot 3,52 \cdot 3,5} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } o$$

$$\text{Costo}_{\text{tot.};12;i} = \text{Costo}_{\text{perd.};12;i} + \text{Costo}_{\text{ais.};12;i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } o$$

$$cp_{a;7} = \mathbf{Cp} \text{ ('Water' ; } T=T_{\text{tub};7} ; P=P_{\text{sal;tub};7})$$

$$\frac{Q_{\text{per};7;16}}{1.000} = cp_{a;7} \cdot \dot{m}_7 \cdot (T_{\text{sal;tub};7} - 7)$$

$$\frac{Q_{\text{per},12;14}}{1.000} = c_{p,a;7} \cdot \dot{m}_7 \cdot (T_{\text{sal;tub;12}} - 12)$$

### Anexo 9. Modelo matemático para el cálculo de intercambiadores.

$$n = 10$$

Call **CHX**<sub>geom;finned;tube</sub> ( 'fc<sub>tubes;sCF-88-10Ja'</sub> ; h<sub>T,h;10</sub> ; h<sub>H;10</sub> ; DP<sub>h;10</sub> ; Nusselt<sub>T;10</sub> ; f<sub>h;10</sub> ; Re<sub>h;i</sub> ; A<sub>fin\A</sub> )

$$P = 101$$

$$T_d = \frac{T_{\text{ent}} + T_{\text{sal}}}{2}$$

$$T_{\text{ent}} = 30$$

$$T_{\text{sal}} = 17$$

$$Re = 10.000$$

$$Re = G \cdot \frac{D_h}{m}$$

$$m = \text{Visc} ( 'Air_{ha}' ; T=T_d ; P=101 )$$

$$T_{\text{sal;h}} = 12$$

$$c_{p,h} = \text{Cp} ( 'Water' ; T=T_{h;f} ; P=P_{\text{atm}} )$$

$$C_{p,a} = \text{Cp} ( 'Air_{ha}' ; T=T_d ; P=P_{\text{atm}} )$$

$$P_{\text{atm}} = 101$$

$$T_{h;f} = 7$$

$$L_{\text{tub}} = 0,0524$$

$$H_{\text{tub}} = 0,04976$$

$$A_{f,r;i} = \text{ancho}_i \cdot \text{alto}_i \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$\text{ancho}_i = \text{alto}_i \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

Call **CHX**<sub>h;finned;tube</sub> ( 'fc<sub>tubes;sCF-88-10Ja'</sub> ;  $\dot{m}_i$  ; A<sub>f,r;i</sub> ; 'air' ; T<sub>d</sub> ; P<sub>atm</sub> ; h<sub>a;i</sub> ) for i = 1 to n

$$G = \frac{\dot{m}_i}{S \cdot A_{f,r;i}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$V_{in;i} = A_{f,r;i} \cdot L_{p,i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$L_{p,i} = 0,2 + 0,1 \cdot i \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$V_{in,i} = \frac{A_{a,i}}{a} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$\dot{m}_{h,i} = \frac{\dot{Q}_i}{c_{p,h} \cdot (T_{sal,h} - 7)} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$\dot{Q}_i = \dot{m}_i \cdot C_{p,a} \cdot (30 - 17) \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$R_{a,i} = \frac{1}{h_{a,i} \cdot A_{a,i}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$N_{tub.,h,i} = \text{Trunc} \left[ \frac{alto_i}{H_{tub}} \right] \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$N_{tub.,p,i} = \text{Trunc} \left[ \frac{L_{p,i}}{L_{tub}} \right] \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$L_{cada;tub,i} = ancho_i \cdot N_{tub.,p,i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$\dot{m}_{h;t,i} = \frac{\dot{m}_{h,i}}{N_{tub.,h,i}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

Call **PipeFlow** ('water';  $T_{h,i}$ ;  $P_{atm}$ ;  $\dot{m}_{h;t,i}$ ;  $D_o$ ;  $L_{cada;tub,i}$ ; 0;  $h_{a,i}$ ;  $h_{H,10}$ ;  $DP_{h,10}$ ;  $Nusselt_{T,10}$ ;  $f_{h,10}$ ;  $Re_{h,i}$ ) for i

$$A_{h,i} = L_{cada;tub,i} \cdot \pi i \cdot \frac{D_o}{2} \cdot N_{tub.,h,i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$R_{h,i} = \frac{1}{h_{T,h,i} \cdot A_{h,i}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$R_{tot,i} = R_{a,i} + R_{h,i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$U_{totA,tot,i} = \frac{1}{R_{tot,i}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$\dot{C}_{a,i} = C_{p,a} \cdot \dot{m}_i \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$\dot{C}_{h,i} = c_{p,h} \cdot \dot{m}_{h,i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$\dot{C}_{min,i} = \text{Min}(\dot{C}_{a,i}; \dot{C}_{h,i}) \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$NTU_i = \frac{U_{totA,tot,i}}{\dot{C}_{min,i}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$e_i = \text{HX}$  ('crossflow<sub>both;unmixed</sub>';  $NTU_i$ ;  $\dot{C}_{a,i}$ ;  $\dot{C}_{h,i}$ ; 'epsilon[i]') for i = 1 to n

$$\dot{Q}_{max,i} = \dot{C}_{min,i} \cdot (T_{ent} - 7) \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

$$\dot{Q}_i = \dot{Q}_{max,i} \cdot e_i \quad \text{for } i = 1 \text{ to } n$$

**Anexo 9.** Procedimiento de cálculo para determinar el volumen de los dispositivos de almacenamiento y la capacidad del sistema.

FUNCTION ADGH(X;Y;P;Z) If ((X < Y) and (P < Z)) Then

If (Z < P) Then

ADGH := S

End ADGH

FUNCTION HCR(X) If (0 < X) Then

If (X < 0) Then

HCR := S

End HCR

m = 4

$$\text{Razón} = \frac{\frac{27}{3.600}}{\frac{54}{3.600}}$$

$$\Gamma_{95} = \Gamma(\text{'Water'}; T=95; P=101)$$

$$\Gamma_7 = \Gamma(\text{'Water'}; T=7; P=101)$$

$$c_{p_a} = C_p(\text{'Water'}; T=7; P=101)$$

$$\dot{m}_{\text{col;may}} = -1.174,8 + 0,121226 \cdot T - 0,00000488408 \cdot T^2 + 9,90091 \times 10^{-11} \cdot T^3 - 1,0006 \times 10^{-15} \cdot T^4 + 3,9$$

$$\dot{m}_{\text{alm.;may}} = \dot{m}_{\text{col;may}} - \dot{m}_{\text{c;m;may}}$$

$$\dot{m}_{\text{c;m;may}} = \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} \cdot q + \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} \cdot w + \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} \cdot e$$

$$q = \text{ADGH} \left[ \dot{m}_{\text{col;may}}; \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95}; T; 43.200 \right]$$

$$w = \text{ADGH} \left[ \dot{m}_{\text{col;may}}; 2 \cdot \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95}; T; 43.200 \right]$$

$$e = \text{ADGH} \left[ \dot{m}_{\text{col;may}}; 3 \cdot \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95}; T; 43.200 \right]$$

$$M_{\text{may o;alm.}} = \int_{25.200}^{72.000} (\dot{m}_{\text{alm.;may}}) dT$$

$$T_{\text{bom};\text{may.}} = \frac{\frac{M_{\text{mayo};\text{alm.}}}{3 \cdot \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95}} + 72.000 - 28.000}{3.600}$$

$$V_{\text{mayo};8} = \frac{M_{\text{mayo};\text{alm.}}}{\Gamma_{95}}$$

$$V_{\text{f};\text{alm.};\text{mayo}} = \frac{M_{\text{mayo};\text{alm.}}}{\Gamma_{95} \cdot \text{Razón}}$$

$$V_{\text{max};\text{may}} = \frac{\text{MaxLookup}('Lookup 2'; 'M_{\text{alm.};\text{mayo}}')}{\Gamma_{95}}$$

$$V_{\text{cal.};\text{may}} = \frac{\int_{25.200}^{72.000} (\dot{m}_{\text{c};\text{m};\text{may}}) dT}{\Gamma_{95}} + V_{\text{mayo};8}$$

$$V_{\text{f};\text{may.}} = \frac{V_{\text{cal.};\text{may}}}{\text{Razón}}$$

$$\text{Capacidad}_{\text{mayo}} = \frac{V_{\text{f};\text{may.}}}{13 \cdot 3.600} \cdot \Gamma_7 \cdot c_{p_a} \cdot \left[ \frac{12 - 7}{3,52} \right]$$

$$\dot{m}_{\text{col};\text{en.}} = 7.957,92 - 1,12762 \cdot T_{\text{en.}} + 0,0000642302 \cdot T_{\text{en.}}^2 - 1,88747 \times 10^{-9} \cdot T_{\text{en.}}^3 + 3,03185 \times 10^{-14} \cdot T_{\text{en.}}^4$$

$$\dot{m}_{\text{alm.};\text{en.}} = \dot{m}_{\text{col};\text{en.}} - \dot{m}_{\text{c};\text{m};\text{en.}}$$

$$\dot{m}_{\text{c};\text{m};\text{en.}} = \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} \cdot q_{\text{en}} + \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} \cdot w_{\text{en}} + \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} \cdot e_{\text{en}}$$

$$q_{\text{en}} = \text{ADGH} \left[ \dot{m}_{\text{col};\text{en.}}; \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95}; T_{\text{en.}}; 43.200 \right]$$

$$w_{\text{en}} = \text{ADGH} \left[ \dot{m}_{\text{col};\text{en.}}; 2 \cdot \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95}; T_{\text{en.}}; 43.200 \right]$$

$$e_{\text{en}} = \text{ADGH} \left[ \dot{m}_{\text{col};\text{en.}}; 3 \cdot \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95}; T_{\text{en.}}; 43.200 \right]$$

$$M_{\text{en.};\text{alm.}} = \int_{28.800}^{68.400} (\dot{m}_{\text{alm.};\text{en.}}) dT_{\text{en.}}$$

$$T_{\text{bom};\text{en.}} = \frac{\frac{M_{\text{en.};\text{alm.}}}{3 \cdot \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95}} + 68.400 - 28.000}{3.600}$$

$$V_{en.;7} = \frac{M_{en.;alm.}}{\Gamma_{95}}$$

$$V_{f;alm.;en.} = \frac{\frac{M_{en.;alm.}}{\Gamma_{95}} - \frac{27}{3.600} \cdot 3 \cdot (72.000 - 68.400)}{\text{Razón}}$$

$$V_{max;en.} = \frac{\text{MaxLookup} ('Lookup 2' ; 'M_{alm.;en.}')}{\Gamma_{95}}$$

$$V_{cal.;en.} = \frac{\int_{28.800}^{68.400} (\dot{m}_{c;m;en.}) d T_{en.}}{\Gamma_{95}} + V_{en.;7}$$

$$V_{f;en.} = \frac{V_{cal.;en.}}{\text{Razón}}$$

$$\text{Capacidad}_{en.} = \frac{V_{f;en.}}{13 \cdot 3.600} \cdot \Gamma_7 \cdot c_{p_a} \cdot \left[ \frac{12 - 7}{3,52} \right]$$

$$\dot{m}_{col;feb.} = - 8.876,15 + 1,25016 \cdot T_{feb.} - 0,0000724184 \cdot T_{feb.}^2 + 2,21428 \times 10^{-9} \cdot T_{feb.}^3 - 3,76569 \times 10^{-14} \cdot T_{feb.}^4$$

$$\dot{m}_{alm.;feb.} = \dot{m}_{col;feb.} - \dot{m}_{c;m;feb.}$$

$$\dot{m}_{c;m;feb.} = \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} \cdot q_{feb} + \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} \cdot w_{feb} + \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} \cdot e_{feb}$$

$$q_{feb} = \text{ADGH} \left[ \dot{m}_{col;feb.}; \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95}; T_{feb.}; 43.200 \right]$$

$$w_{feb} = \text{ADGH} \left[ \dot{m}_{col;feb.}; 2 \cdot \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95}; T_{feb.}; 43.200 \right]$$

$$e_{feb} = \text{ADGH} \left[ \dot{m}_{col;feb.}; 3 \cdot \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95}; T_{feb.}; 43.200 \right]$$

$$M_{feb.;alm.} = \int_{25.200}^{64.800} (\dot{m}_{alm.;feb.}) d T_{feb.}$$

$$T_{bom;feb.} = \frac{\frac{M_{feb.;alm.}}{3 \cdot \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95}} + 64.800 - 28.000}{3.600}$$

$$V_{feb.;7} = \frac{M_{feb.;alm.}}{\Gamma_{95}}$$

$$V_{f;alm.;feb.} = \frac{V_{feb.;7} - \frac{27}{3.600} \cdot 3 \cdot (72.000 - 64.800)}{\text{Razón}}$$

$$V_{max;feb.} = \frac{\text{MaxLookup} ('Lookup 2' ; 'M_{alm.;feb.}' )}{\Gamma_{95}}$$

$$V_{cal.;feb.} = \frac{\int_{25.200}^{64.800} (\dot{m}_{c;m;feb.}) d T_{feb.}}{\Gamma_{95}} + V_{feb.;7}$$

$$V_{f;feb.} = \frac{V_{cal.;feb.}}{\text{Razón}}$$

$$\text{Capacidad}_{feb.} = \frac{V_{f;feb.}}{13 \cdot 3.600} \cdot \Gamma_7 \cdot cp_a \cdot \left[ \frac{12 - 7}{3,52} \right]$$

$$\dot{m}_{col;mar.} = 2.732,32 - 0,415798 \cdot T_{mar.} + 0,0000250364 \cdot T_{mar.}^2 - 7,675 \times 10^{-10} \cdot T_{mar.}^3 + 1,27571 \times 10^{-14} \cdot T_{mar.}^4$$

$$\dot{m}_{alm.;mar.} = \dot{m}_{col;mar.} - \dot{m}_{c;m;mar.}$$

$$\dot{m}_{c;m;mar.} = \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} \cdot q_{mar} + \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} \cdot w_{mar} + \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} \cdot e_{mar}$$

$$q_{mar} = \text{ADGH} \left[ \dot{m}_{col;mar.} ; \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} ; T_{mar.} ; 43.200 \right]$$

$$w_{mar} = \text{ADGH} \left[ \dot{m}_{col;mar.} ; 2 \cdot \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} ; T_{mar.} ; 43.200 \right]$$

$$e_{mar} = \text{ADGH} \left[ \dot{m}_{col;mar.} ; 3 \cdot \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} ; T_{mar.} ; 43.200 \right]$$

$$M_{mar.;alm.} = \int_{25.200}^{72.000} (\dot{m}_{alm.;mar.}) d T_{mar.}$$

$$T_{bom;mar.} = \frac{\frac{M_{mar.;alm.}}{3 \cdot \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95}} + 72.000 - 28.000}{3.600}$$

$$V_{mar.;8} = \frac{M_{mar.;alm.}}{\Gamma_{95}}$$

$$V_{f;alm.;mar.} = \frac{V_{mar.;8}}{\text{Razón}}$$

$$V_{\max;\text{mar.}} = \frac{\text{MaxLookup} ('Lookup 2'; 'M_{\text{alm.};\text{mar.}}')}{\Gamma_{95}}$$

$$V_{\text{cal.};\text{mar.}} = \frac{\int_{25.200}^{72.000} (\dot{m}_{\text{c};\text{m};\text{mar.}}) d T_{\text{mar.}}}{\Gamma_{95}} + V_{\text{mar.};8}$$

$$\text{Capacidad}_{\text{mar.}} = \frac{V_{\text{f};\text{mar.}}}{13 \cdot 3.600} \cdot \Gamma_7 \cdot c_{p_a} \cdot \left[ \frac{12 - 7}{3,52} \right]$$

$$\dot{m}_{\text{col};\text{ab.}} = 1.882,63 - 0,300746 \cdot T_{\text{ab.}} + 0,000018784 \cdot T_{\text{ab.}}^2 - 5,9319 \times 10^{-10} \cdot T_{\text{ab.}}^3 + 1,01408 \times 10^{-14} \cdot T_{\text{ab.}}^4$$

$$\dot{m}_{\text{alm.};\text{ab.}} = \dot{m}_{\text{col};\text{ab.}} - \dot{m}_{\text{c};\text{m};\text{ab.}}$$

$$\dot{m}_{\text{c};\text{m};\text{ab.}} = \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} \cdot q_{\text{ab}} + \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} \cdot w_{\text{ab}} + \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} \cdot e_{\text{ab}}$$

$$q_{\text{ab}} = \text{ADGH} \left[ \dot{m}_{\text{col};\text{ab.}}; \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95}; T_{\text{ab.}}; 43.200 \right]$$

$$w_{\text{ab}} = \text{ADGH} \left[ \dot{m}_{\text{col};\text{ab.}}; 2 \cdot \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95}; T_{\text{ab.}}; 43.200 \right]$$

$$e_{\text{ab}} = \text{ADGH} \left[ \dot{m}_{\text{col};\text{ab.}}; 3 \cdot \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95}; T_{\text{ab.}}; 43.200 \right]$$

$$M_{\text{ab.};\text{alm.}} = \int_{25.200}^{72.000} (\dot{m}_{\text{alm.};\text{ab.}}) d T_{\text{ab.}}$$

$$T_{\text{bom};\text{ab.}} = \frac{\frac{M_{\text{ab.};\text{alm.}}}{3 \cdot \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95}} + 72.000 - 28.000}{3.600}$$

$$V_{\text{ab.};8} = \frac{M_{\text{ab.};\text{alm.}}}{\Gamma_{95}}$$

$$\frac{V_{\text{ab.};8}}{\text{Razón}} = V_{\text{f};\text{alm.};\text{ab.}}$$

$$V_{\max;\text{ab.}} = \frac{\text{MaxLookup} ('Lookup 2'; 'M_{\text{alm.};\text{ab.}}')}{\Gamma_{95}}$$

$$V_{\text{cal.};\text{ab.}} = \frac{\int_{25.200}^{72.000} (\dot{m}_{\text{c};\text{m};\text{ab.}}) d T_{\text{ab.}}}{\Gamma_{95}} + V_{\text{ab.};8}$$

$$V_{f;ab.} = \frac{V_{cal.;ab.}}{\text{Razón}}$$

$$\text{Capacidad}_{ab.} = \frac{V_{f;ab.}}{13 \cdot 3.600} \cdot \Gamma_7 \cdot cp_a \cdot \left[ \frac{12 - 7}{3,52} \right]$$

$$\dot{m}_{col;jun.} = -854,517 + 0,0879911 \cdot T_{jun.} - 0,00000360118 \cdot T_{jun.}^2 + 7,5989 \times 10^{-11} \cdot T_{jun.}^3 - 8,10897 \times 10^{-16}$$

$$\dot{m}_{alm.;jun.} = \dot{m}_{col;jun.} - \dot{m}_{c;m;jun.}$$

$$\dot{m}_{c;m;jun.} = \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} \cdot q_{jun.} + \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} \cdot w_{jun.} + \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} \cdot e_{jun.}$$

$$q_{jun.} = \text{ADGH} \left[ \dot{m}_{col;jun.}; \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95}; T_{jun.}; 43.200 \right]$$

$$w_{jun.} = \text{ADGH} \left[ \dot{m}_{col;jun.}; 2 \cdot \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95}; T_{jun.}; 43.200 \right]$$

$$e_{jun.} = \text{ADGH} \left[ \dot{m}_{col;jun.}; 3 \cdot \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95}; T_{jun.}; 43.200 \right]$$

$$M_{jun.;alm.} = \int_{25.200}^{72.000} (\dot{m}_{alm.;jun.}) d T_{jun.}$$

$$T_{bom;jun.} = \frac{\frac{M_{jun.;alm.}}{3 \cdot \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95}} + 72.000 - 28.000}{3.600}$$

$$V_{jun.;8} = \frac{M_{jun.;alm.}}{\Gamma_{95}}$$

$$V_{f;alm.;jun.} = \frac{V_{jun.;8}}{\text{Razón}}$$

$$V_{max;jun.} = \frac{\text{MaxLookup} ('Lookup 2'; 'M_{alm.;jun.}')}{\Gamma_{95}}$$

$$V_{cal.;jun.} = \frac{\int_{25.200}^{72.000} (\dot{m}_{c;m;jun.}) d T_{jun.}}{\Gamma_{95}} + V_{jun.;8}$$

$$V_{f;jun.} = \frac{V_{cal.;jun.}}{\text{Razón}}$$

$$\text{Capacidad}_{jun.} = \frac{V_{f;jun.}}{13 \cdot 3.600} \cdot \Gamma_7 \cdot cp_a \cdot \left[ \frac{12 - 7}{3,52} \right]$$

$$\dot{m}_{col;jul.} = -913,933 + 0,0906258 \cdot T_{jul.} - 0,00000352214 \cdot T_{jul.}^2 + 7,04199 \times 10^{-11} \cdot T_{jul.}^3 - 7,18023 \times 10^{-16} \cdot T_{jul.}^4$$

$$\dot{m}_{alm.;jul.} = \dot{m}_{col;jul.} - \dot{m}_{c;m;jul.}$$

$$\dot{m}_{c;m;jul.} = \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} \cdot q_{jul.} + \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} \cdot w_{jul.} + \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} \cdot e_{jul.}$$

$$q_{jul.} = \mathbf{ADGH} \left[ \dot{m}_{col;jul.}; \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95}; T_{jul.}; 43.200 \right]$$

$$w_{jul.} = \mathbf{ADGH} \left[ \dot{m}_{col;jul.}; 2 \cdot \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95}; T_{jul.}; 43.200 \right]$$

$$e_{jul.} = \mathbf{ADGH} \left[ \dot{m}_{col;jul.}; 3 \cdot \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95}; T_{jul.}; 43.200 \right]$$

$$M_{jul.;alm.} = \int_{25.200}^{72.000} (\dot{m}_{alm.;jul.}) d T_{jul.}$$

$$T_{bom;jul.} = \frac{\frac{M_{jul.;alm.}}{3 \cdot \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95}} + 72.000 - 28.000}{3.600}$$

$$V_{jul.;8} = \frac{M_{jul.;alm.}}{\Gamma_{95}}$$

$$V_{f;alm.;jul.} = \frac{V_{jul.;8}}{\text{Razón}}$$

$$V_{max;jul.} = \frac{\mathbf{MaxLookup} ('Lookup 2'; 'M_{alm.;jul.}')}{\Gamma_{95}}$$

$$V_{cal.;jul.} = \frac{\int_{25.200}^{72.000} (\dot{m}_{c;m;jul.}) d T_{jul.}}{\Gamma_{95}} + V_{jul.;8}$$

$$V_{f;jul.} = \frac{V_{cal.;jul.}}{\text{Razón}}$$

$$\text{Capacidad}_{jul.} = \frac{V_{f;jul.}}{13 \cdot 3.600} \cdot \Gamma_7 \cdot cp_a \cdot \left[ \frac{12 - 7}{3,52} \right]$$

$$\dot{m}_{col;ag.} = -963,214 + 0,0991148 \cdot T_{ag.} - 0,00000404362 \cdot T_{ag.}^2 + 8,47078 \times 10^{-11} \cdot T_{ag.}^3 - 8,95297 \times 10^{-16} \cdot T_{ag.}^4$$

$$\dot{m}_{alm.;ag.} = \dot{m}_{col;ag.} - \dot{m}_{c;m;ag.}$$

$$\dot{m}_{c;m;ag.} = \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} \cdot q_{ag} + \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} \cdot w_{ag} + \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} \cdot e_{ag}$$

$$q_{ag} = \text{ADGH} \left[ \dot{m}_{col;ag.}; \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95}; T_{ag.}; 43.200 \right]$$

$$w_{ag} = \text{ADGH} \left[ \dot{m}_{col;ag.}; 2 \cdot \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95}; T_{ag.}; 43.200 \right]$$

$$e_{ag} = \text{ADGH} \left[ \dot{m}_{col;ag.}; 3 \cdot \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95}; T_{ag.}; 43.200 \right]$$

$$M_{ag.;alm.} = \int_{25.200}^{72.000} (\dot{m}_{alm.;ag.}) d T_{ag.}$$

$$T_{bom;ag.} = \frac{\frac{M_{ag.;alm.}}{3 \cdot \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95}} + 72.000 - 28.000}{3.600}$$

$$V_{ag.;8} = \frac{M_{ag.;alm.}}{\Gamma_{95}}$$

$$V_{f;alm.;ag.} = \frac{V_{ag.;8}}{\text{Razón}}$$

$$V_{max;ag.} = \frac{\text{MaxLookup} ('Lookup 2'; 'M_{alm.;ag.}')}{\Gamma_{95}}$$

$$V_{cal.;ag.} = \frac{\int_{25.200}^{72.000} (\dot{m}_{c;m;ag.}) d T_{ag.}}{\Gamma_{95}} + V_{ag.;8}$$

$$V_{f;ag.} = \frac{V_{cal.;ag.}}{\text{Razón}}$$

$$\text{Capacidad}_{ag.} = \frac{V_{f;ag.}}{13 \cdot 3.600} \cdot \Gamma_7 \cdot c_{p_a} \cdot \left[ \frac{12 - 7}{3,52} \right]$$

$$\dot{m}_{col;sep.} = 221,103 - 0,0439109 \cdot T_{sep.} + 0,00000268852 \cdot T_{sep.}^2 - 7,00573 \times 10^{-11} \cdot T_{sep.}^3 + 8,36652 \times 10^{-16}$$

$$\dot{m}_{alm.;sep.} = \dot{m}_{col;sep.} - \dot{m}_{c;m;sep.}$$

$$\dot{m}_{c;m;sep.} = \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} \cdot q_{sep} + \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} \cdot w_{sep} + \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} \cdot e_{sep}$$

$$q_{\text{sep}} = \text{ADGH} \left[ \dot{m}_{\text{col;sep.}} ; \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} ; T_{\text{sep.}} ; 43.200 \right]$$

$$w_{\text{sep}} = \text{ADGH} \left[ \dot{m}_{\text{col;sep.}} ; 2 \cdot \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} ; T_{\text{sep.}} ; 43.200 \right]$$

$$e_{\text{sep}} = \text{ADGH} \left[ \dot{m}_{\text{col;sep.}} ; 3 \cdot \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} ; T_{\text{sep.}} ; 43.200 \right]$$

$$M_{\text{sep.;alm.}} = \int_{25.200}^{68.400} (\dot{m}_{\text{alm.;sep.}}) d T_{\text{sep.}}$$

$$T_{\text{bom;sep.}} = \frac{\frac{M_{\text{sep.;alm.}}}{3 \cdot \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95}} + 68.400 - 28.000}{3.600}$$

$$V_{\text{sep.;7}} = \frac{M_{\text{sep.;alm.}}}{\Gamma_{95}}$$

$$V_{\text{f;alm.;sep.}} = \frac{V_{\text{sep.;7}} - \frac{27}{3.600} \cdot 3 \cdot (72.000 - 68.400)}{\text{Razón}}$$

$$V_{\text{max;sep.}} = \frac{\text{MaxLookup} ('Lookup 2' ; 'M_{\text{alm.;sep.}}')}{\Gamma_{95}}$$

$$V_{\text{cal.;sep.}} = \frac{\int_{25.200}^{68.400} (\dot{m}_{\text{c;m;sep.}}) d T_{\text{sep.}}}{\Gamma_{95}} + V_{\text{sep.;7}}$$

$$V_{\text{f;sep.}} = \frac{V_{\text{cal.;sep.}}}{\text{Razón}}$$

$$\text{Capacidad}_{\text{sep.}} = \frac{V_{\text{f;sep.}}}{13 \cdot 3.600} \cdot \Gamma_7 \cdot cp_a \cdot \left[ \frac{12 - 7}{3,52} \right]$$

$$\dot{m}_{\text{col;oc.}} = -583,67 + 0,0546448 \cdot T_{\text{oc.}} - 0,0000019664 \cdot T_{\text{oc.}}^2 + 3,58621 \times 10^{-11} \cdot T_{\text{oc.}}^3 - 3,25179 \times 10^{-16} \cdot T_{\text{oc.}}^4$$

$$\dot{m}_{\text{alm.;oc.}} = \dot{m}_{\text{col;oc.}} - \dot{m}_{\text{c;m;oc.}}$$

$$\dot{m}_{\text{c;m;oc.}} = \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} \cdot q_{\text{oc}} + \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} \cdot w_{\text{oc}} + \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} \cdot e_{\text{oc}}$$

$$q_{\text{oc}} = \text{ADGH} \left[ \dot{m}_{\text{col;oc.}} ; \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} ; T_{\text{oc.}} ; 43.200 \right]$$

$$w_{oc} = \text{ADGH} \left[ \dot{m}_{col;oc}; 2 \cdot \frac{27}{3.600} \cdot r_{95}; T_{oc}; 43.200 \right]$$

$$e_{oc} = \text{ADGH} \left[ \dot{m}_{col;oc}; 3 \cdot \frac{27}{3.600} \cdot r_{95}; T_{oc}; 43.200 \right]$$

$$M_{oc;alm.} = \int_{25.200}^{68.400} (\dot{m}_{alm.;oc.}) d T_{oc.}$$

$$T_{bom;oc.} = \frac{\frac{M_{oc;alm.}}{3 \cdot \frac{27}{3.600} \cdot r_{95}} + 68.400 - 28.000}{3.600}$$

$$V_{oc;7} = \frac{M_{oc;alm.}}{r_{95}}$$

$$V_{f;alm.;oc.} = \frac{V_{oc;7} - \frac{27}{3.600} \cdot 3 \cdot (72.000 - 68.400)}{\text{Razón}}$$

$$V_{max;oc.} = \frac{\text{MaxLookup}('Lookup 2'; 'M_{alm.;oc.}')} {r_{95}}$$

$$V_{cal.;oc.} = \frac{\int_{25.200}^{68.400} (\dot{m}_{c;m;oc.}) d T_{oc.}}{r_{95}} + V_{oc;7}$$

$$V_{f;oc.} = \frac{V_{cal.;oc.}}{\text{Razón}}$$

$$\text{Capacidad}_{oc.} = \frac{V_{f;oc.}}{13 \cdot 3.600} \cdot r_7 \cdot cp_a \cdot \left[ \frac{12 - 7}{3,52} \right]$$

$$\dot{m}_{col;nov.} = 5.996,42 - 0,879072 \cdot T_{nov.} + 0,0000517782 \cdot T_{nov.}^2 - 1,57208 \times 10^{-9} \cdot T_{nov.}^3 + 2,60692 \times 10^{-14} \cdot T_{nov.}^4$$

$$\dot{m}_{alm.;nov.} = \dot{m}_{col;nov.} - \dot{m}_{c;m;nov.}$$

$$\dot{m}_{c;m;nov.} = \frac{27}{3.600} \cdot r_{95} \cdot q_{nov} + \frac{27}{3.600} \cdot r_{95} \cdot w_{nov} + \frac{27}{3.600} \cdot r_{95} \cdot e_{nov}$$

$$q_{nov} = \text{ADGH} \left[ \dot{m}_{col;nov.}; \frac{27}{3.600} \cdot r_{95}; T_{nov.}; 43.200 \right]$$

$$w_{nov} = \text{ADGH} \left[ \dot{m}_{col;nov.}; 2 \cdot \frac{27}{3.600} \cdot r_{95}; T_{nov.}; 43.200 \right]$$

$$e_{\text{nov}} = \text{ADGH} \left[ \dot{m}_{\text{col;nov.}} ; 3 \cdot \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} ; T_{\text{nov.}} ; 43.200 \right]$$

$$M_{\text{nov.;alm.}} = \int_{25.200}^{68.400} (\dot{m}_{\text{alm.;nov.}}) d T_{\text{nov.}}$$

$$T_{\text{dom;nov.}} = \frac{\frac{M_{\text{nov.;alm.}}}{27} + 68.400 - 28.000}{3 \cdot \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95}}$$

$$V_{\text{nov.;7}} = \frac{M_{\text{nov.;alm.}}}{\Gamma_{95}} \quad V_{\text{f;alm.;nov.}} = \frac{V_{\text{nov.;7}} - \frac{27}{3.600} \cdot 3 \cdot (72.000 - 68.400)}{\text{Razón}}$$

$$V_{\text{cal.;nov.}} = \frac{\int_{25.200}^{68.400} (\dot{m}_{\text{c;m;nov.}}) d T_{\text{nov.}}}{\Gamma_{95}} + V_{\text{nov.;7}}$$

$$V_{\text{f;nov.}} = \frac{V_{\text{cal.;nov.}}}{\text{Razón}}$$

$$\text{Capacidad}_{\text{nov.}} = \frac{V_{\text{f;nov.}}}{13 \cdot 3.600} \cdot \Gamma_7 \cdot \text{cp}_a \cdot \left[ \frac{12 - 7}{3,52} \right]$$

$$\dot{m}_{\text{col;dic.}} = 6.669,29 - 0,967506 \cdot T_{\text{dic.}} + 0,0000564892 \cdot T_{\text{dic.}}^2 - 1,70325 \times 10^{-9} \cdot T_{\text{dic.}}^3 + 2,80866 \times 10^{-14} \cdot T_{\text{dic.}}$$

$$\dot{m}_{\text{alm.;dic.}} = \dot{m}_{\text{col;dic.}} - \dot{m}_{\text{c;m;dic.}}$$

$$\dot{m}_{\text{c;m;dic.}} = \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} \cdot q_{\text{dic}} + \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} \cdot w_{\text{dic}} + \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} \cdot e_{\text{dic}}$$

$$q_{\text{dic}} = \text{ADGH} \left[ \dot{m}_{\text{col;dic.}} ; \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} ; T_{\text{dic.}} ; 43.200 \right]$$

$$w_{\text{dic}} = \text{ADGH} \left[ \dot{m}_{\text{col;dic.}} ; 2 \cdot \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} ; T_{\text{dic.}} ; 43.200 \right]$$

$$e_{\text{dic}} = \text{ADGH} \left[ \dot{m}_{\text{col;dic.}} ; 3 \cdot \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95} ; T_{\text{dic.}} ; 43.200 \right]$$

$$M_{\text{dic.;alm.}} = \int_{25.200}^{68.400} (\dot{m}_{\text{alm.;dic.}}) d T_{\text{dic.}}$$

$$T_{\text{bom;dic.}} = \frac{\frac{M_{\text{dic.;alm.}}}{3 \cdot \frac{27}{3.600} \cdot \Gamma_{95}} + 68.400 - 28.000}{3.600}$$

$$V_{\text{dic.;7}} = \frac{M_{\text{dic.;alm.}}}{\Gamma_{95}}$$

$$V_{\text{f;alm.;dic.}} = \frac{V_{\text{dic.;7}} - \frac{27}{3.600} \cdot 3 \cdot (72.000 - 68.400)}{\text{Razón}}$$

$$V_{\text{max;dic.}} = \frac{\text{MaxLookup} ('Lookup 2' ; 'M_{\text{alm.;dic.}}' )}{\Gamma_{95}}$$

$$V_{\text{cal.;dic.}} = \frac{\int_{25.200}^{68.400} (\dot{m}_{\text{c;m;dic.}}) d T_{\text{dic.}}}{\Gamma_{95}} + V_{\text{dic.;7}}$$

$$V_{\text{f;dic.}} = \frac{V_{\text{cal.;dic.}}}{\text{Razón}}$$

$$\text{Capacidad}_{\text{dic.}} = \frac{V_{\text{f;dic.}}}{13 \cdot 3.600} \cdot \Gamma_7 \cdot cp_a \cdot \left[ \frac{12 - 7}{3,52} \right]$$