

Universidad de **Cádiz**

Proyectos de fin de carrera de **Ingeniería Química**

Facultad: CIENCIAS

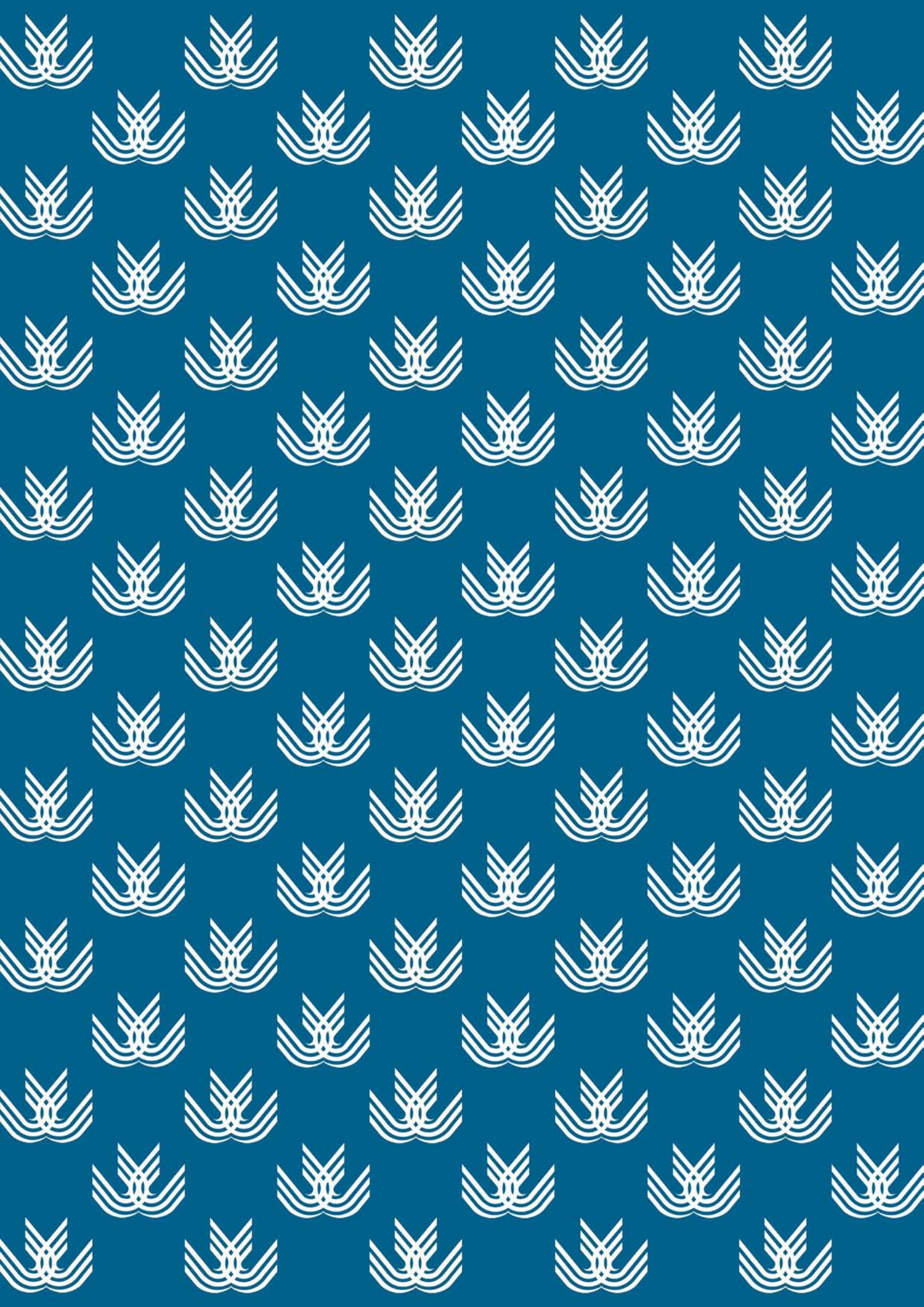
Titulación: INGENIERÍA QUÍMICA

Título: REFRIGERACIÓN MEDIANTE ENERGÍA
SOLAR TÉRMICA

Autores: Daniel ROMERO FERNÁNDEZ y
Miguel Ángel SALGUERO MORALES

Fecha: Junio 2008





RESUMEN DEL PROYECTO FIN DE CARRERA

“REFRIGERACIÓN MEDIANTE ENERGÍA SOLAR TÉRMICA”

Miguel Ángel Salguero Morales

Daniel Romero Fernández

Es el objeto de este proyecto la evaluación de la viabilidad de instalaciones de climatización con sistemas no convencionales, que aumenten y diversifiquen el uso de la energía solar térmica en edificios. En concreto se va a estudiar el rendimiento de las instalaciones de refrigeración por absorción, y se simulará y aplicará a un posible uso en la Biblioteca Universitaria del Campus de Puerto Real.

Este estudio no quiere ser un diseño detallado de una instalación de climatización, sino marcar a grandes rasgos las claves, los puntos fuertes y debilidades de este tipo de instalación, así como definir los componentes utilizables y que ofrecen un mejor rendimiento dentro del conjunto

Se inicia el estudio con la presentación de las tecnología de refrigeración que se van a usar, el establecimiento del estado actual de las distintas variantes tecnológicas y una evaluación detallada de las alternativas disponibles en el mercado. El objetivo será establecer una primera selección de máquinas de refrigeración compatibles con la tecnología de generación de energía térmica que se va a usar, como es la energía solar térmica.

Un segundo paso es la presentación la energía solar como fuente de energía. Se estudian sus fundamentos, y se explican las metodologías de cálculo que se siguen en la actualidad para estimar la energía potencial incidente en una superficie. Posteriormente se utilizan estos métodos para su aplicación práctica en nuestra localización, comparando los resultados obtenidos con la utilización de un simulador informático de datos meteorológicos.

Además de la base de la energía solar, como es la radiación, se enumeran las distintas formas de instalación de los sistemas basados en esta forma de energía, y se describen sus componentes. Inicialmente centramos nuestra atención en los elementos fundamentales de una instalación solar, como son los captadores solares. Describimos sus fundamentos, componentes y tipos principales, así como un primer acercamiento hacia que tecnologías tienen una mayor compatibilidad con la refrigeración por absorción. Finalizamos este punto con la selección, dentro de las posibilidades que ofrece el mercado, de dos captadores basados en la tecnología de tubos de vacío. También elegimos un captador plano que nos servirá para comprobar el peor rendimiento que teóricamente tienen estos captadores cuando se someten a las condiciones de operación con las que nosotros trabajamos.

En este punto es donde realizamos nuestro primer estudio de rendimiento de una instalación de refrigeración solar. Realizamos un cálculo exhaustivo sobre la superficie de captación necesaria de dos máquinas de absorción que trabajan con dos rangos de temperaturas distintos, para los 3 colectores seleccionados y las 3 configuraciones posibles. En base a los

resultados obtenidos establecemos unas conclusiones iniciales, seleccionando que elementos ofrecen un mejor rendimiento.

Una vez establecida una base de rendimiento, se empieza la aplicación práctica a la Biblioteca del Campus de Puerto Real. Para ello se introducen teóricamente el resto de componentes de la instalación solar, así como los elementos auxiliares de la máquina de absorción, como es la torre de refrigeración. Posteriormente, y en base al diseño de nuestra instalación, se evalúan y se justifican las necesidades de cada uno de los elementos constituyentes.

La superficie real de la biblioteca vendrá dada mediante la situación de los captadores, siguiendo los criterios normativos aplicables. Se realizara el estudio de la distribución con los 3 modelos de captadores, para comprobar como limita este aspecto el diseño de una instalación. La situación de los captadores nos proporciona la información necesaria para realizar la última etapa del proyecto.

Es en la simulación donde se comprobaran tanto las estimaciones teóricas realizadas como punto inicial, como el rendimiento real de nuestra instalación durante un periodo de tiempo anual. El simulador informático nos permitirá evaluar la conveniencia del sistema elegido frente a otras alternativas, comprobar el rendimiento de los captadores seleccionados y demostrar la validez de los resultados obtenidos inicialmente.

Al tratarse de un proyecto académico, es más importante para nosotros fomentar el uso de las energías renovables y promover una disminución del consumo de las fuentes de energía convencionales más que la rentabilidad económica.

1. MEMORIA

1. Objeto y Justificación
2. Contexto histórico de la climatización
3. Equipos de climatización
4. Estudio comparativo de máquinas de absorción comerciales
5. Radiación solar
6. Sistema de producción de energía térmica
7. Estudio de los captadores de tubos de vacío presentes en el mercado
8. Superficie necesaria para una máquina de absorción de captación
9. Descripción del sistema auxiliar
10. Torres de refrigeración
11. Estudio de un caso práctico
12. Métodos de cálculo y programas de simulación

1. OBJETO Y JUSTIFICACIÓN

El contenido del proyecto es el diseño de una instalación de climatización que promulgue el desarrollo sostenible, en una de las acciones más habituales hoy día, como es la producción de aire acondicionado para mantener una temperatura agradable en el interior de edificios e instalaciones durante los meses más cálidos del año.

Las bombas de calor que se comercializan actualmente, para zonas residenciales y de servicios, utilizan como fuente de energía la electricidad. El gran aumento en la demanda de estos equipos y el abaratamiento de su coste, propician un uso que crece en progresión geométrica, presentando unos picos en los meses de calor muy altos en cuanto a consumo eléctrico. La alternativa consiste en usar otra tecnología cuya fuente de alimentación sea distinta a las actuales.

Una de las alternativas posibles y que se estudia en este proyecto son los ciclos de absorción. Con una alimentación de agua caliente que garantice su funcionamiento, se abren las puertas al uso de las energías renovables. El objetivo es estudiar la viabilidad de usar conjuntamente estos dos sistemas. Para ello se estudiará la superficie de captadores solares térmicos necesarios para suministrar la potencia calorífica necesaria para dos máquinas de absorción comerciales.

El estudio del funcionamiento de este sistema se realizará teniendo en cuenta las necesidades de la máquina de absorción sin entrar en detalles sobre los equipos o subsistemas que debieran introducirse en una instalación real.

Los resultados de esta aplicación se extrapolarán a un caso real. La combinación de los dos sistemas se ubicará en el edificio de la Biblioteca del Campus de Puerto Real de la Universidad de Cádiz. Se consultan las necesidades de climatización del edificio incluidas en el proyecto de la Biblioteca realizado por un arquitecto colegiado.

Debido al estudio tan amplio y exhaustivo realizado para conocer que necesidades requiere el sistema, el dimensionamiento de la instalación se realizará a un nivel de detalle de equipos y dimensionamiento hidráulico, sin entrar en profundidad en conceptos técnicos más concretos y complejos aplicables al diseño de instalaciones reales, debido a la cantidad de conceptos que habría que desarrollar dotarían al proyecto de una magnitud excesiva.

Finalmente, dependiendo de la superficie disponible en el edificio para tal actividad y de las necesidades, se concluirá con la obtención del porcentaje de energía que es capaz de suministrar el sistema en función de la energía que aporta la instalación existente.

2. CONTEXTO HISTÓRICO DE LA CLIMATIZACIÓN

2.1. ANTECEDENTES

La refrigeración se conoce desde hace algunos siglos, no es un descubrimiento reciente. Las exigencias en cuanto a las condiciones de confort térmico en los edificios favorecieron la aparición de las tecnologías de refrigeración durante la segunda mitad del siglo XIX, período en que aparecieron las bases tecnológicas para generar frío mediante los ciclos de absorción y compresión. Previamente se habían descubierto algunos métodos de generación de frío que darían lugar al comienzo de la fabricación de máquinas frigoríficas.

Sus antecedentes más remotos se sitúan en el siglo XII, cuando los chinos utilizaban mezclas de salitre con el fin de enfriar el agua. Los árabes en el siglo XIII utilizaban métodos químicos de producción de frío mediante mezclas de sustancias. En los siglos XVI y XVII, investigadores y autores como Boyle y Faraday (con sus experimentos sobre la vaporización del amoníaco), hacen los primeros intentos de producción de frío.

En 1755 el escocés William Cullen consiguió obtener una pequeña cantidad de hielo en una campana donde mantenía una presión reducida.

Poco después, en 1777, otro escocés, Gerald Narne, introducía ácido sulfúrico en la campana de Cullen de manera que el vapor de agua era absorbido dejando espacio para permitir una mayor evaporación de agua.

Algo más tarde, en 1810, John Lesle coloca dentro de la campana bajo vacío un recipiente con el agua a evaporar, y en el fondo, otro recipiente con el ácido sulfúrico, logrando una producción de 3 kg de hielo por hora.

Hasta 1834 no se patentó la primera máquina de compresión, por Jacob Perkins. Se trataba de una máquina que utilizaba éter, siendo esta sustancia el primer refrigerante industrial. En 1835 Thilorier fabrica nieve carbónica por expansión. Tellier construyó la primera máquina de compresión con fines comerciales. Pictet desarrolló una máquina de compresión de anhídrido sulfuroso, Linde otra de amoníaco, Linde y Windhausen la de anhídrido carbónico, Vincent la de cloruro de metilo, etc.

En 1850, Edmond Carré patentó la primera máquina de absorción que funcionaba con agua como refrigerante y ácido sulfúrico como absorbente, su fin era el de enfriar agua potable. Su hermano, Ferdinand, comercializó con éxito en 1859 otra con amoníaco como refrigerante y agua como absorbente, destinada a la fabricación de hielo. Sin embargo, los críticos equilibrios termodinámicos que precisaba la absorción para su funcionamiento, así como los bajos rendimientos obtenidos inicialmente, habían hecho problemática su utilización práctica.

En 1852, W. Thompson descubrió el ciclo de compresión, el cuál hacía la competencia al ciclo de absorción. Los pioneros de la industria frigorífica se basaron en la compresión para la producción del frío. Se empezó con éter etílico como fluido refrigerante, pero dado el peligro que representaba su uso, se cambió de técnica y se empezó a utilizar la absorción. No fue hasta 1867

que empezó a utilizarse el CO_2 como refrigerante en la compresión de vapor, el NH_3 en 1873, el SO_2 y el $\text{CH}_3\text{-O-CH}_3$ en 1875 y el ClCH_3 en 1878.

El CO_2 que se utilizó durante cierto tiempo es motivo de estudio actualmente para conseguir usarlo como refrigerante, debido a que no tiene efectos nocivos para la capa de ozono. En 1850 Alexander Twining ya había depositado la primera patente británica de este tipo de máquinas, Lowe en 1869 en USA y Linde en 1882 en Europa, empezaron a utilizar el CO_2 en ciclos convencionales, sobre todo en instalaciones frigoríficas a bordo de buques pesqueros. Pero el CO_2 no puede competir con los más habituales como se muestra a continuación:

| REFRIGERANTE | COP |
|-----------------|------|
| Ciclo de Carnot | 5.74 |
| NH_3 | 4.76 |
| R_{12} | 4.70 |
| R_{22} | 4.66 |
| CO_2 | 2.56 |

Tiene un COP (Coefficient of performance) muy bajo en relación con los otros fluidos refrigerantes, si se quiere utilizar el CO_2 debe hacerse con un ciclo que presente una característica diferenciadora muy profunda.

Por ello, en 1990, Gustav Lorentzen presenta la primera patente del CO_2 en un ciclo transcrito, el cuál sustituye el condensador por un enfriador que trabaja por encima de las condiciones críticas, por lo que no hay condensación. Aunque este tipo de tecnología hoy día tiene un futuro incierto, habrá que esperar si aparece una respuesta positiva en el mercado de la refrigeración.

Se fueron introduciendo mejoras en los años siguientes a las máquinas de absorción, todas de forma empírica, pero no fue hasta el año 1913 cuando se obtuvo una primera base teórica del ciclo de absorción. Fue Edmund Altenkirch quién demostró los principios de la termodinámica de las mezclas binarias para absorción. A partir de este momento se inicia el desarrollo de los equipos de absorción, y es cuando empiezan a aparecer los primeros listados de posibles mezclas de trabajo para estos ciclos.

En 1928, Carrier utiliza el $\text{C}_2\text{H}_4\text{Cl}_2$ en las máquinas de compresión de vapor con compresores centrífugos.

Después de la segunda guerra mundial, se dispara el comercio de las máquinas de absorción gracias al uso de la mezcla binaria agua-bromuro de litio ($\text{H}_2\text{O-LiBr}$). Aparecen en el mercado equipos destinados tanto para aplicaciones domésticas como unidades de gran capacidad. Carrier vende la primera unidad de gran potencia (530 kw) en 1945, mientras que

Trane desarrolla el primer equipo hermético en 1959. Los COP eran relativamente bajos, alrededor del 0,65, pero gozaban de una gran aceptación debido principalmente al bajo precio del gas y a la falta de regularidad en el suministro eléctrico. Hasta los años 60 del siglo XX, esta técnica se desarrolló especialmente en los Estados Unidos, acaparando el 25% del mercado norteamericano, pero posteriormente ha evolucionado, particularmente en Japón.

Tras la crisis del petróleo en los años 70, y el uso cada vez mayor de la energía nuclear en la generación de electricidad, se empieza a perder en los Estados Unidos el interés por los equipos de absorción, y los desarrollos se centraron en los equipos de compresión de vapor accionados eléctricamente. La evolución mencionada anteriormente de Japón de las máquinas de absorción, se debe a la escasez de recursos naturales que posee, y a la disponibilidad de gas licuado procedente del sudeste asiático, por lo que siguió y sigue apostando por la climatización a gas. Tanto es así, que en Japón en el 1975, los equipos de absorción superan en número a los equipos eléctricos instalados, y una década más tarde, los equipos de absorción dominan el 80% del mercado de las grandes potencias en dicho país.

Hasta mediados de los 80, los criterios para el diseño de tecnologías de refrigeración se basaron en los conceptos de fiabilidad, seguridad de uso y economía, con un predominio tecnológico de equipos de compresión con refrigerantes tipo CFC.

2.2. SITUACIÓN ACTUAL

Actualmente, el mercado del aire acondicionado sigue dominado por los sistemas de compresión, pero a causa de la preocupación por los aspectos medioambientales tales como el uso de CFC's, el aumento de la temperatura global del planeta y al incremento de las tarifas eléctricas, se están sustituyendo los CFC por otros refrigerantes menos nocivos para el medio ambiente, y se está potenciando de nuevo la tecnología de la absorción. Ésta tecnología ha evolucionado de tal forma que en la actualidad se dispone de una gran gama de equipos con una gran fiabilidad y unos rendimientos energéticos muy superiores a sus antecesores.

La concienciación energética y la preocupación por los aspectos medioambientales empezaron a tener relevancia en la década de los 80, siendo actualmente un tema que se tiene muy en cuenta a la hora de tomar decisiones a nivel mundial.

Como Japón ha sido uno de los pocos países que prosiguió en la década de los 70 y 80 con el desarrollo y mejora de este tipo de máquinas, la mayor parte de los equipos comercializados actualmente de agua-bromuro de litio son fabricados en ese país o bajo licencia japonesa.

Los refrigerantes que contienen cloro contribuyen a aumentar la destrucción de la capa de ozono. La incidencia de los refrigerantes en el aumento del agujero de dicha capa se cuantifica mediante el indicador Potencial de Agotamiento del Ozono, ODP (Ozone Depletion Potencial), tomando como base de referencia el R₁₁. A continuación se ofrecen datos de algunos refrigerantes existentes con sus valores respectivos:

| CFC | ODP |
|------------------|-----|
| R ₁₁ | 1.0 |
| R ₁₂ | 1.0 |
| R ₁₁₃ | 0.8 |
| R ₁₁₄ | 1.0 |
| R ₁₁₅ | 0.6 |

| HCFC | ODP |
|-------------------|-------|
| R ₂₂ | 0.055 |
| R ₁₂₃ | 0.020 |
| R ₁₂₄ | 0.022 |
| R _{141b} | 0.110 |
| R ₅₀₀ | 1.0 |

| HCF | ODP |
|-------------------|-----|
| R ₂₃ | 0 |
| R ₃₂ | 0 |
| R _{134a} | 0 |
| R _{152a} | 0 |

Asimismo, la mayoría de los refrigerantes que se utilizan actualmente afectan al calentamiento global del planeta (efecto invernadero). Este efecto se valora con un índice denominado Potencial de Calentamiento Global o GWP (Global Warming Potential), que define el calentamiento máximo que puede resultar de la liberación de la unidad de masa de gas considerado con relación al calentamiento producido por la unidad de masa de CO₂. Este índice se acompaña del factor Horizonte de Tiempo de Integración, ITH.

| REFRIGERANTE | ITH=20 AÑOS | ITH=500 AÑOS |
|-------------------|-------------|--------------|
| CO ₂ | 1 | 1 |
| CH ₄ | 63 | 9 |
| NO _x | 160 | 15 |
| R ₁₁ | 4500 | 1400 |
| R ₁₂ | 7100 | 4100 |
| R ₂₂ | 4200 | 540 |
| R ₁₂₃ | 330 | 30 |
| R _{134a} | 3100 | 400 |
| R ₇₁₇ | 0 | 0 |

El R₇₁₇ (amoníaco) tiene un ODP e ITH igual a cero.

Se han establecido algunas acciones políticas. Para regular el consumo, producción y comercio mundial de sustancias que disminuyen la capa de ozono, entre las cuales se encuentran los CFC y los HCFC, se firmó un acuerdo internacional en 1987 denominado Protocolo de Montreal. Este protocolo ha sido modificado en cinco ocasiones, la última de ellas en 1999, con el objeto de incrementar cada vez más el control sobre las sustancias que provocan la disminución de la capa de ozono.

Además, el continuo deterioro de dicha capa ha sido determinante para que la Unión Europea elabore una relación de disposiciones legales de protección de la misma en base al Protocolo de Montreal. En este sentido, se elaboró el Reglamento CE 3093/94, sobre las sustancias que agotan la capa de ozono, donde se prescriben fechas de prohibición de los refrigerantes nocivos.

La disponibilidad antes de lo previsto de tecnologías de sustitución de algunos refrigerantes ha permitido elaborar el Reglamento CE 2037/2000, que establece medidas de control más estrictas que las fijadas en el reglamento anterior.

Las medidas que ya se han aplicado según este reglamento son:

- 01-10-2000: Prohibición de venta y uso (nuevo o recarga) de los CFC R₁₂ y R₅₀₂.
- 01-01-2001: Prohibición de la utilización de HCFC en todos los equipos fabricados o instalaciones realizadas a partir del 01-01-2001, a excepción de:
 - o Equipos de aire acondicionado (A/A) de potencia frigorífica inferior a 100 kW.
 - o Equipos de A/A tipo bomba de calor.
- 01-07-2002: Prohibición de utilización de HCFC en equipos de A/A de potencia frigorífica inferior a 100 kW, excepto bomba de calor.
- 01-01-2004: Prohibición de utilización de HCFC en equipos de A/A tipo bomba de calor.

En los próximos años:

- 01-01-2010: Prohibición de utilización de HCFC para mantenimiento y reparación, excepto los HCFC de procedencia de reciclado o regeneración.
- 01-01-2015: Prohibición total de la utilización de HCFC.

La evaluación de alternativas a los clorofluorocarburos debe tener en cuenta, además del ODP y del calentamiento global, la eficiencia energética, la inflamabilidad y la toxicidad. Todavía no se han resuelto satisfactoriamente todos los problemas técnicos que implica un cambio de refrigerante (efecto sobre el COP del equipo, compatibilidad con los materiales comunes de construcción, selección de lubricantes, propiedades para su transporte, etc.).

Una alternativa que se considera frente a los refrigerantes tradicionales son los denominados refrigerantes naturales. Los fluidos de trabajo naturales son sustancias que existen en la biosfera de forma natural. Generalmente tienen pocos inconvenientes medioambientales (GWP y ODP iguales o casi iguales a 0).

Estos refrigerantes se consideran una alternativa a largo plazo de los HFC. Algunos de ellos son inflamables o tóxicos. Las implicaciones de seguridad de uso pueden requerir condiciones de diseño, operación y mantenimiento específicas.

De entre estos refrigerantes naturales se destacan el amoníaco, que termodinámica y económicamente es una alternativa a los CFC y al R₂₂ en equipos de bomba de calor. Los hidrocarburos formados por propano, butano y mezclas son otro ejemplo de refrigerantes naturales, con propiedades termodinámicas conocidas y compatibles con los materiales existentes, a pesar de ser altamente inflamables. El agua es otro excelente fluido de trabajo para las bombas de calor industriales de alta temperatura debido a sus propiedades termodinámicas favorables.

Las máquinas de absorción no utilizan CFC ni HCFC, que son causantes del efecto invernadero y de la destrucción de la capa de ozono. Es por ello que los sistemas de climatización por absorción que utilizan el agua o el amoníaco como refrigerante han cobrado una especial relevancia y ésta ha sido una de las razones que han llevado a gran parte de los principales

fabricantes mundiales de equipos de refrigeración a volver sus miradas hacia la tecnología de absorción.

De entre todas las máquinas de absorción, aquellas por las que se tiene una mayor afinidad actualmente son las de llama de gas natural directa. Las principales causas de esta elección son un requerimiento de energía bajo para producir frío, además de ser la eficiencia global del ciclo energético (EFCE) igual a 1 al utilizar la energía primaria directamente, lo cual quiere decir que no hay pérdidas generadas en la extracción y transporte de la energía primaria hasta el momento de uso. Y otra razón importante es la utilización del gas natural, que es la energía de origen fósil más limpia que existe, reduciendo sensiblemente la emisión de CO₂, y está exento de plomo, compuestos sulfurados y partículas, reduciendo también las emisiones de NO_x. Hay otras muchas razones para elegir esta tecnología, pero éstas pueden ser las de mayor impacto a nivel mundial para ser considerada la más interesante de todas a día de hoy.

En algunas zonas es necesaria la diversificación de las fuentes de energía, ya que la dependencia del petróleo es todavía alta en comparación con el resto de países europeos.

Últimamente, a nivel europeo, se están desarrollando máquinas de absorción que funcionan con agua caliente y vapor con el fin de poder aprovechar la energía que ofrece el Sol para producir frío con esta tecnología, energía solar que se convierte calor útil mediante colectores o captadores solares térmicos. En países como Alemania, se están llevando a cabo un gran número de instalaciones de este tipo, demostrando de esta forma que si allí es posible esta tecnología, en un país como España donde el Sol suele ser una constante durante todo el año en muchas zonas del territorio, es un reto el aunar fuerzas en impulsar instalaciones de este tipo debido al gran potencial que se nos muestra día a día y que está esperando ser explotado. De hecho, ésta es la tecnología que se analizará ampliamente en el presente estudio.

En conclusión, en los últimos años, el uso de tecnologías de producción de frío a gas se ha visto potenciado por el creciente interés general en incrementar la eficiencia energética y maximizar la utilización de los recursos naturales. Asimismo, como ya se ha visto, las máquinas de absorción tienen unas prestaciones y un rendimiento energético global similar al de otras tecnologías de climatización, garantizando las mismas condiciones de confort que los equipos de compresión. La flexibilidad de alimentación (agua caliente, vapor o llama de gas directa) hace que se adapten a distintos tipos de utilización y puedan potenciar otras tecnologías de ahorro energético como cogeneración.

Todo ello hace que los equipos de absorción con llama directa de gas natural para la producción de frío estén ganando mercado en el sector servicios (donde se incluyen hoteles, edificios de oficinas y pequeños comercios), hospitales, campus universitarios y complejos industriales.

3. EQUIPOS DE CLIMATIZACIÓN

Los tipos de tecnología de climatización que se describen son las bombas de calor y las máquinas de absorción. Se comentan someramente el tipo de funcionamiento y los tipos existentes de cada una.

3.1. BOMBAS DE CALOR POR COMPRESIÓN MECÁNICA DE VAPOR

La bomba de calor es una máquina térmica que transfiere el calor que recoge de un foco frío a un foco caliente, que está a mayor temperatura, por lo cual, el medio frío se enfría aún más. Es necesario el aporte de energía para lograr este proceso, ya que según el segundo principio de la termodinámica, de manera espontánea el calor se dirige de un foco de más temperatura a otro a menos temperatura.

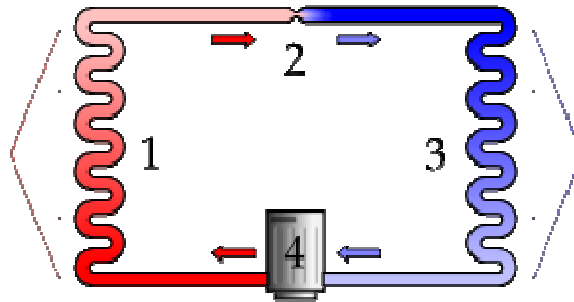


Fig.3.1. Diagrama del ciclo de una bomba térmica simple:
1) condensador 2) válvula de expansión 3) evaporador 4) compresor.

El rendimiento de esta máquina se llama COP (Coefficient of Performance), que es el cociente entre la potencia calorífica que se bombea y la potencia que consume la bomba de calor, cuya fórmula matemática es:

$$\text{COP} = T_f / (T_c - T_f)$$

Donde T_f y T_c son, en grados Kelvin, las temperaturas absolutas del foco frío y del foco caliente, o lo que es lo mismo, las temperaturas de evaporación y de condensación, respectivamente, en el ciclo de compresión de vapor.

En la práctica, ninguna máquina ni mecanismo tiene un rendimiento del 100%, las distintas ineficiencias (rozamientos, inercias en el movimiento de gases y líquidos, fugas en compresión, deficiencias de llenado de cámaras, laminaciones...) hacen que el COP real sea aproximadamente la mitad del teórico.

El ciclo de compresión de vapor es el proceso de refrigeración más común utilizado actualmente. Emplea como fuente de energía trabajo mecánico y como fuente primaria de energía puede emplear electricidad o gas natural.

Los elementos básicos que hacen posible su funcionamiento son:

- Compresor: aspira y comprime el refrigerante en estado vapor que sale del evaporador a baja presión y temperatura a una presión y temperatura más alta en el condensador.
- Condensador: donde se realiza el enfriamiento y condensación del vapor comprimido.
- Válvula de expansión: en la cual se expande el vapor que sale del condensador, es decir, se reduce la presión del refrigerante, y genera una mezcla líquido-vapor a baja presión.
- Evaporador: en el que se vaporiza el refrigerante a baja temperatura. El calor se extrae del agua que se pretende enfriar, lo cual hace pasar al refrigerante del estado líquido al estado vapor.

El ciclo de compresión de vapor se puede utilizar tanto para aprovechar el efecto frigorífico en el evaporador (máquina frigorífica) como para aprovechar el efecto calorífico en el condensador (bomba de calor).

La energía eléctrica se consume por el motor usado para accionar el compresor.

El rendimiento del ciclo (COP) se define como el rango de producción de frío. Es decir, es la proporción entre la potencia de frío obtenida y la potencia eléctrica suministrada.

3.1.1. CLASIFICACIÓN SEGÚN FUENTES PRIMARIAS DE ENERGÍA

3.1.1.1. ACCIONADA POR MOTOR ELÉCTRICO

Esta bomba de calor consume energía eléctrica, que se transforma en energía mecánica por medio de un motor eléctrico, el cual impulsa al compresor.

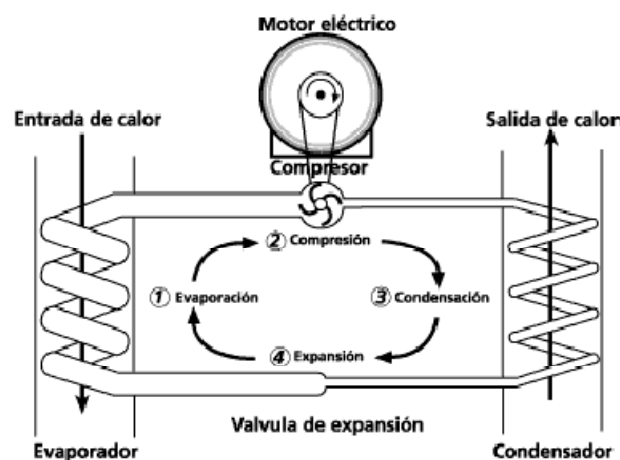


Fig.3.2. Ciclo de bomba de calor con

3.1.1.2. ACCIONADA POR MOTOR ELÉCTRICO

EL

Esta bomba de calor consume energía química que proviene de la combustión del gas natural o diesel, que se transforma en energía mecánica por medio de un motor de combustión interna y éste arrastra al compresor.

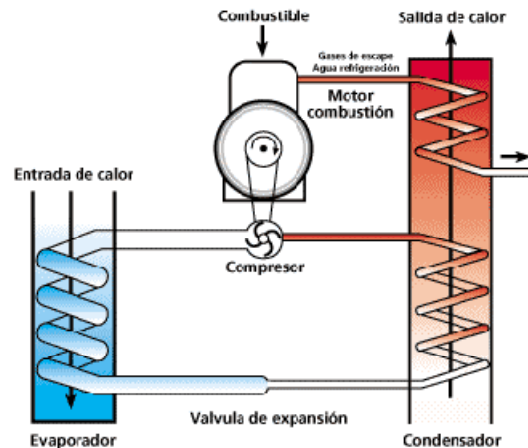


Fig.3.3. Ciclo de bomba de calor con combustible

3.1.2. CLASIFICACIÓN SEGÚN COMPLEJIDAD DEL CICLO:

3.1.2.1. CICLO SIMPLE

El ciclo se fundamenta en la compresión de un vapor que, al hallarse a mayor temperatura que el medio caliente, le cede calor. Con ello el vapor se enfría y, si la presión es la adecuada, incluso condensa. El condensado se expande en una válvula de expansión o en un tubo capilar con lo que, por una parte, pierde la presión proporcionada por el compresor y, por otra, experimenta un enfriamiento súbito que hace posible la absorción de calor del medio frío que produce la vaporización del líquido. El gas será de nuevo comprimido por el compresor y, de esta forma, prosigue el ciclo. La condensación del vapor se efectúa en un condensador y la vaporización en un evaporador.

3.1.2.2. MODIFICACIONES DEL CICLO SIMPLE

A veces algunos sistemas de refrigeración utilizan un intercambiador de calor para enfriar el líquido que sale del condensador utilizando el propio vapor que sale del evaporador, de esta forma también se recalienta el vapor antes de la compresión.

Cuando se precisa obtener una temperatura muy baja en el evaporador, se requiere una relación de compresión elevada a causa de la mayor diferencia de presión entre el evaporador y el condensador. Ello obliga a efectuar una multicompresión.

Los métodos habituales para llevarla a cabo son:

- Multicompresión por etapas, con refrigeración intermedia. Se trata de comprimir el refrigerante por etapas o fases y proceder a la refrigeración intermedia de las mismas. El análisis de este ciclo no difiere conceptualmente del correspondiente al ciclo simple.

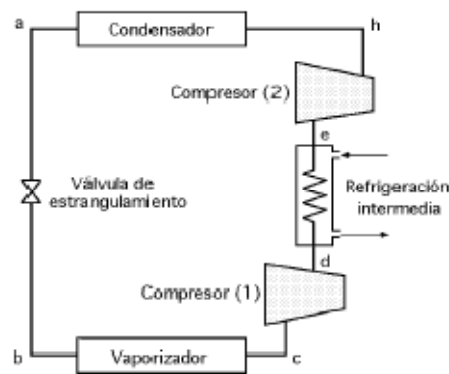


Fig.3.4. Ciclo por multicompresión con refrigeración intermedia

- Multicompresión por etapas, con cámara de flash. La mezcla líquido-gas que sale de la válvula de expansión se lleva a una cámara (llamada cámara de flash) en la cual se separan las dos fases por gravedad. La refrigeración intermedia se efectúa mezclando vapor comprimido con vapor saturado y frío procedente de la cámara de flash.
- Multicompresión en cascada. Emplea circuitos simples independientes escalonados de manera tal que la refrigeración del condensador del primer ciclo se lleva a cabo mediante el evaporador del segundo, y así sucesivamente. A efectos del proceso de refrigeración de un medio, por ejemplo una cámara frigorífica, sólo se aprovecha el frío obtenido en el evaporador del primer ciclo. La multicompresión en cascada permite utilizar fluidos frigoríficos diferentes y apropiados a cada ciclo.

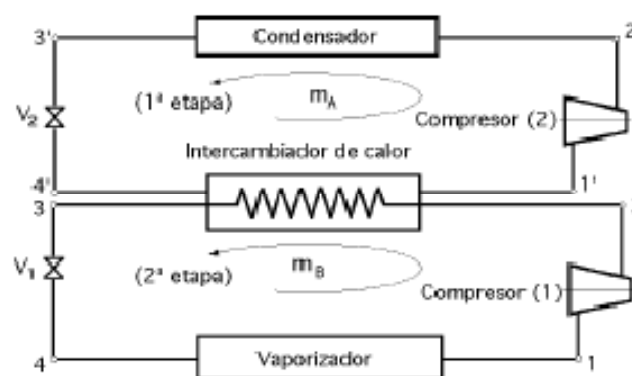


Fig. 3.5. Ciclo de multicompresión en cascada

3.2. MÁQUINAS DE ABSORCIÓN

La idea básica de la absorción consiste en sustituir la compresión mecánica de vapor por una absorción de éste en una disolución y la consiguiente compresión de la disolución. El coste energético es mucho menor. Para liberar el vapor de la disolución comprimida debe suministrarse calor. Así pues, podría decirse que la energía primaria de una máquina de absorción es el calor.

Los elementos básicos para su funcionamiento son:

- Absorbedor: recipiente donde se produce la absorción del refrigerante en el disolvente.
- Generador: recipiente en el que se aporta calor para liberar el refrigerante que en estado vapor pasará al condensador.
- Condensador: donde se realiza el enfriamiento y condensación del vapor comprimido.
- Evaporador: recipiente en el que se vaporiza el refrigerante.
- Válvula de expansión: en la cual se expande el vapor que sale del condensador y que genera una mezcla líquido-vapor a baja presión.

Se observa que el conjunto evaporador, condensador, válvula de expansión se mantiene igual que en la máquina de compresión de vapor. La única diferencia está en la sustitución del compresor por el sistema absorbedor-generador.

En los siguientes dispositivos ha de retirarse calor mediante un circuito de agua de refrigeración:

- En el absorbedor la absorción del refrigerante sobre el absorbente produce una generación de calor (reacción exotérmica).
- En el condensador el objetivo es reducir la temperatura de la corriente de refrigerante.

En los siguientes dispositivos ha de introducirse calor para que funcione el sistema:

- En el generador para que se produzca la evaporación del refrigerante.
- En el evaporador se introduce una corriente de agua fría que aún se enfría más al absorber parte de su calor el refrigerante.

En general el proceso se puede representar de este modo:

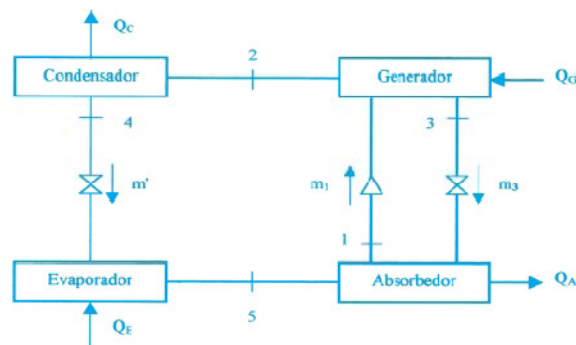


Fig. 3.6. Ciclo básico de absorción

Se pueden hacer varias clasificaciones de los equipos que más comúnmente se pueden encontrar atendiendo a distintas necesidades:

3.2.1. CLASIFICACIÓN SEGÚN LA FORMA DE APORTE DE ENERGÍA:

3.2.1.1. MÁQUINAS DE ABSORCIÓN DE LLAMA DIRECTA

Constan de un motor de gas natural por llama directa que calienta agua contenida en un recipiente, la cual circula por un circuito que entra en el generador de la máquina de absorción y cede calor a la mezcla refrigerante-absorbente para que se lleve a cabo el proceso en cuestión. Se obtienen altísimas temperaturas en el generador que son requeridas en algunas de las máquinas de absorción. Poseen un circuito de fuel como aporte al motor de gas.

3.2.1.2. MÁQUINAS DE ABSORCIÓN ACCIONADAS POR VAPOR DE AGUA

Consiste en la obtención de una corriente de vapor que fluye por un circuito que recorre el interior del generador cediendo calor a la mezcla refrigerante-absorbente para que se lleve a cabo el proceso. Con este proceso se alcanzan temperaturas en el generador superiores a 100°C y presiones superiores a 1 bar, requeridas en algunas máquinas de absorción.

3.2.1.3. MÁQUINAS DE ABSORCIÓN ACCIONADAS POR AGUA CALIENTE

En este tipo de máquinas no se requieren temperaturas en el generador tan altas como en las mencionadas anteriormente, es decir, que pueden trabajar con una temperatura en el generador de entre 80 y 95°C, normalmente.

Consiste también una corriente de agua caliente o vapor de agua, que fluye por el interior de tubos por el generador, cediendo el calor a la mezcla refrigerante-absorbente llevando a cabo el proceso.

3.2.1.4. MÁQUINAS DE ABSORCIÓN ACCIONADAS POR CORRIENTES RESIDUALES CALIENTES

En este tipo de máquinas de absorción, se aprovechan corrientes residuales calientes provenientes de diversos procesos industriales, a media o gran escala, de una actividad determinada. Estas corrientes pueden ser gases, humos, líquidos, etc., que no tienen una forma de aprovechamiento útil y se recirculan a la máquina de absorción para obtener una cesión de calor en

el generador y así poder verter las corrientes residuales al ambiente o a recipientes especiales, a una temperatura más baja respecto a la que salen directamente del proceso principal.

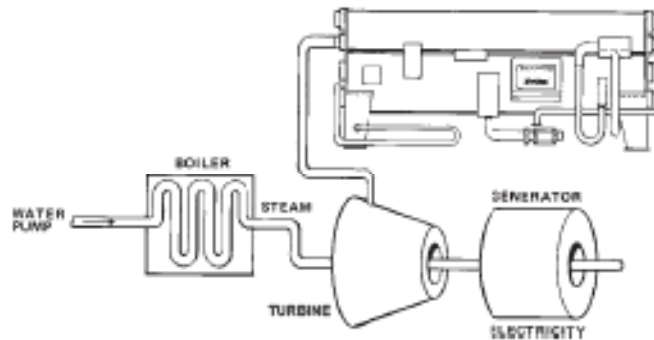


Fig. 3. 7. Ciclo de absorción mediante cogeneración

3.2.2. CLASIFICACIÓN SEGÚN EL Nº DE ETAPAS DEL PROCESO

3.2.2.1. MÁQUINAS DE ABSORCIÓN DE SIMPLE EFECTO

Los elementos básicos para este tipo de máquinas son el generador, el absorbedor, el condensador y el evaporador.

El proceso consiste en ceder calor en el generador a la mezcla refrigerante-absorbente a la temperatura requerida, de forma que el refrigerante se evapora quedando el absorbente en forma líquida. El vapor del refrigerante fluye hasta el condensador, donde cede temperatura a un circuito de agua de refrigeración, saliendo a una temperatura menor. Seguidamente, pasa por una válvula de expansión antes de entrar en el evaporador, donde se le reduce drásticamente la presión disminuyendo en gran medida su temperatura a su vez, reduciendo a su vez la temperatura de evaporación. Al entrar en contacto con el circuito de agua a refrigerar que atraviesa el evaporador, absorbe calor de esta agua que se encuentra a una temperatura mayor. En este momento vuelve a evaporarse pasando a una cámara contigua donde está el absorbedor, en el cuál entra en contacto con el absorbente líquido de baja concentración en refrigerante que proviene del generador, absorbiendo el refrigerante. En el absorbedor, al producirse la mezcla refrigerante-absorbente se genera calor, por lo que hace falta otro circuito de refrigeración por agua que retire este calor. La disolución resultante con alta concentración en refrigerante, mediante una bomba, se conduce al generador de nuevo, donde se repite el proceso, así una y otra vez.

En bibliografía, se habla de un ciclo mejorado del ciclo tipo, el cuál es adoptado por todas las máquinas de absorción actuales que hay en el mercado. Éste consiste en la introducción de un recuperador entálpico entre la disolución fuerte y débil en refrigerante, con el objetivo de no consumir tanta energía en el generador. Parte del calor que lleva la disolución débil que sale del generador, en el intercambiador de calor, se la cede a la disolución fuerte que tiene una temperatura inferior, y así se precalienta la mezcla que va a entrar en el generador, con lo cual el calor que hay que suministrarle en el generador es menor debido a que se encuentra a una

temperatura más alta. La disolución fuerte en refrigerante es impulsada por una bomba desde el absorbedor hasta el intercambiador de calor. La disolución débil al salir del intercambiador de calor en dirección al absorbedor pasa por una válvula de expansión, de forma que reduce aún más su temperatura además de su presión.

3.2.2.2. MÁQUINAS DE ABSORCIÓN DE DOBLE EFECTO

La finalidad de la máquina de doble efecto es conseguir una mayor eficiencia en la separación del refrigerante y una optimización del consumo energético.

Los elementos básicos son el absorbedor, dos generadores (uno de baja temperatura y otro de alta temperatura), dos intercambiadores de calor (uno de baja temperatura y otro de alta temperatura), dos condensadores (uno de alta presión y otro de baja presión) y un evaporador.

El fluido refrigerante sigue el mismo proceso que en simple efecto, con la diferencia de que se añaden dos etapas intermedias que son el generador de baja y el condensador de baja. El generador de baja se encuentra entre el absorbedor y el generador de alta y el condensador de baja se encuentra entre el condensador de alta y el evaporador. El condensador de alta se refrigera con el calor absorbido por el generador de baja.

El recorrido del fluido refrigerante ahora partiría del generador de alta, donde se evaporaría y pasaría al condensador de alta para ceder parte de su calor al agua de refrigeración. Seguidamente atraviesa una válvula de expansión donde reduce su temperatura y su presión, y entra en el condensador de baja, donde además entra paralelamente la corriente de vapor de refrigerante producido en el generador de baja, las dos corrientes ceden parte de su calor al agua de refrigeración y al salir ya como una única corriente pasa por otra válvula de expansión con el mismo fin que la anterior. Después entra en el evaporador, donde debido a la presión y temperatura que se encuentra absorbe parte del calor del agua a refrigerar. Al evaporarse pasa al absorbedor donde se encuentra con la corriente de absorbente y al realizarse la mezcla se consigue una disolución con alta concentración en refrigerante la cual pasa al primer intercambiador donde aumenta su temperatura debido a la transferencia de calor por parte de la disolución concentrada que viene del generador de baja a mayor temperatura. La disolución diluida atraviesa el generador de baja y sale hacia otro intercambiador donde consigue aumentar su temperatura a costa de la disolución semiconcentrada que viene del generador de alta temperatura. Finalmente, la disolución diluida entra en el generador de alta y comienza de nuevo del proceso.

Apuntar que no todos los fabricantes utilizan este modelo tal cual y hacen algunas modificaciones, como prescindir de ciertos elementos o incluir otros que no aparecen en las máquinas descritas.

3.2.3. CLASIFICACIÓN SEGÚN LA MEZCLA DEL FLUIDO DE TRABAJO

3.2.3.1. MÁQUINAS DE ABSORCIÓN CON $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$

Esta máquina utiliza NH_3 como refrigerante y H_2O como absorbente. Tiene aplicaciones más bien en el ámbito industrial debido a los inconvenientes del NH_3 . Aunque el NH_3 es mucho más volátil que el agua, no puede evitarse que una cierta cantidad de agua invada la zona del refrigerante con las consiguientes limitaciones en la eficacia del evaporador y en general de todo el conjunto, aunque este inconveniente puede evitarse utilizando el llamado ciclo mejorado, es decir, usando el rectificador.

Como ventajas poseen:

- Temperatura de congelación muy baja del amoníaco, con lo cual no hay problemas en este sentido para que interfiera en el funcionamiento de la máquina, ya sea por obstrucción de conducciones o entradas/salidas. La temperatura de trabajo en congelación tiene un rango muy amplio.
- Tanto el refrigerante como el absorbente poseen una viscosidad baja con lo cual fluyen bien por las conducciones, además de favorecer la transferencia de materia.
- La afinidad entre ambos fluidos es buena, por lo que en el momento de la absorción del amoníaco sobre el agua la mezcla se realiza con éxito.

Como inconvenientes poseen:

- Presión de vapor alta del refrigerante, sobretodo, y del absorbente, lo cual puede acarrear problemas en el sistema en el transcurso del proceso que puedan motivar sobrepresiones en la instalación. Esto hace que haya que utilizar tuberías más gruesas en la instalación.
- Carácter tóxico, inflamable y corrosivo del amoníaco y de la mezcla amoníaco-agua es un punto muy desfavorable y que puede poner en peligro a las personas que permanezcan en zonas próximas a la instalación en caso de que hubiera una fuga en el sistema. Limita el uso de estas instalaciones en áreas perfectamente ventiladas.
- El calor específico del amoníaco es muy alto, cualquier ineficiencia en los distintos procesos de intercambio de calor que se dan a lo largo del ciclo supone una penalización. Esto es, la cantidad de calor necesaria para aumentar la temperatura de la solución en el generador es muy alta.
- Requiere rectificación a la salida del generador.
- Calor latente no muy alto del refrigerante, lo que hace que se requiera un caudal alto de éste. Afecta al funcionamiento en el evaporador.

3.2.3.2. MÁQUINAS DE ABSORCIÓN CON H₂O-LiBr

Esta máquina utiliza H₂O como refrigerante y LiBr como absorbente. A diferencia de la disolución NH₃-H₂O, en la disolución H₂O-LiBr la fase vapor sólo contiene vapor agua, dado que la sal no es volátil, por lo tanto, no hay necesidad de incorporar un rectificador.

La máquina de absorción de H₂O-LiBr es una alternativa a la de NH₃-H₂O en cuanto a que la utilización de NH₃ encierra algunos riesgos. Sin embargo, con los ciclos de H₂O-LiBr, el refrigerante es agua y no pueden alcanzarse las mismas temperaturas de refrigeración que con el NH₃. En el caso de refrigeración industrial y con temperaturas de 4 a 12°C no hay duda de que el ciclo de H₂O-LiBr ofrece ventajas manifiestas frente al de NH₃-H₂O.

Como ventajas poseen:

- Calor latente muy alto del refrigerante. Favorece el diseño de los equipos, ya que requiere menor caudal de refrigerante.
- Viscosidad baja tanto del refrigerante como del absorbente.
- Presión de vapor del absorbente baja.
- Carácter tóxico muy bajo.
- La afinidad entre ambos fluidos es buena, por lo que en el momento de la absorción del agua sobre el bromuro de litio la mezcla se realiza con éxito.
- Gran diferencia en el punto de ebullición de ambos fluidos, agua y bromuro de litio. Dado que el bromuro de litio no es volátil, ya que su punto de ebullición está en 1.282°C, facilita la separación del refrigerante en el generador.
- El calor específico es más bajo que el del amoníaco, con lo que la cantidad de calor necesaria para aumentar la temperatura de la solución en el generador es más baja que con amoníaco-agua.
- El calor latente del agua es el doble del amoníaco, con lo que se requieren caudales no tan altos como en el caso del amoníaco-agua.

Inconvenientes que poseen:

- El refrigerante tiene una presión de vapor demasiado baja, lo cual implica que haya que trabajar en condiciones de vacío, obligando a una serie de condiciones en el diseño: componentes más voluminosos (volumen específico del vapor), sellado hermético en el exterior, sensibilidad a la presencia de trazas de gases generados internamente, efectos hidrostáticos en el diseño del evaporador.
- La temperatura de trabajo está limitada a 4 o 5°C debido a la congelación del agua que se puede producir en el evaporador.
- Cristalización de la sal (LiBr) si se excede el límite de solubilidad, con lo cual se forma una fase sólida hidratada en forma de sólido humedecido. Afecta al sistema en tanto que puede obstruirlo, deteniendo el flujo del sistema. Se detecta por un enfriamiento local en las zonas de precipitación, debido a la pérdida de calor en la transición entre fases. También se detecta con unos filtros que advierten la presencia de sólidos

flotantes antes de una inminente cristalización, con lo cual se pueden tomar las medidas oportunas a tiempo. La cristalización puede darse cuando la solución concentrada en LiBr sale del intercambiador, ya que las temperaturas son relativamente bajas y la concentración de la sal alta.

- Corrosividad, el oxígeno disuelto convierte al LiBr acuoso en fluido altamente agresivo para los metales (cobre y acero). La cantidad de oxígeno en el interior de estas máquinas es pequeño, con lo cual el efecto es leve, aunque es significativo en la vida de la máquina, por lo que requiere su control.

3.2.4. FUNCIONAMIENTO DE LAS MÁQUINAS DE ABSORCIÓN

A continuación se explica cómo funcionan las máquinas de absorción de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ y las de $\text{H}_2\text{O-LiBr}$, utilizando como fuente de energía el calor contenido en un circuito de agua caliente.

3.2.4.1. MÁQUINA DE ABSORCIÓN DE $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$

Se distinguen entre ciclo de simple efecto y ciclo de doble efecto.

3.2.4.1.1. MÁQUINA DE ABSORCIÓN DE $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ DE SIMPLE EFECTO

El fluido utilizado es una solución de amoníaco (NH_3) y agua (H_2O), siendo el amoníaco el refrigerante y el agua el absorbente.

En el proceso se trabaja con tres tipos de fluidos:

1. Amoníaco evaporado con un porcentaje prácticamente del 100%
2. Disolución diluida (mayor proporción en agua) que desciende del generador
3. Disolución concentrada (mayor proporción en amoníaco) que asciende del absorbedor

El circuito del refrigerante recorre todo el sistema, desde el generador, que lleva acoplado un analizador, pasando por el rectificador, condensador, válvula de expansión, evaporador, absorbedor, intercambiador de calor y hasta al generador de nuevo.

El circuito del absorbente parte del generador, para atravesar el intercambiador de calor y entrar al absorbedor, y al absorber el refrigerante volver a atravesar el intercambiador de calor y regresar de nuevo al generador.

El circuito de agua de refrigeración recorre el absorbedor enfriando el calor generado en el proceso de absorción. Tras abandonar el absorbedor se introduce en el condensador, que se encuentra a mayor temperatura ya que entra agua en forma de vapor, y cuando ha retirado el calor de este recipiente, vuelve a la torre de refrigeración donde cede el calor al agua de refrigeración de la torre, y retorna al absorbedor.

El circuito de agua a refrigerar tan sólo atraviesa el evaporador, donde al evaporarse el refrigerante, éste absorbe calor de esta agua, siendo circulada al reducir su temperatura hacia el sistema de acondicionamiento de aire.

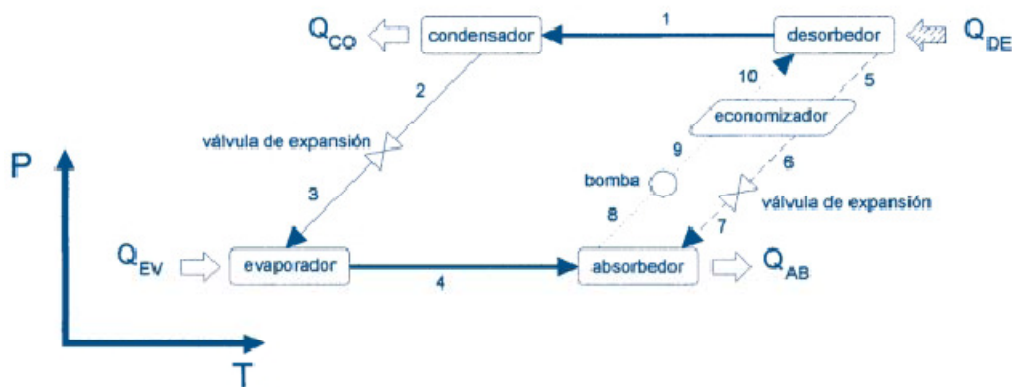


Fig. 3.8. Diagrama P-T del ciclo de absorción

El proceso empieza en el generador donde se encuentra la solución acuosa. Por el circuito primario del generador circula el agua caliente que aporta la energía necesaria para hacer funcionar el sistema. Esta agua caliente entra nominalmente a una temperatura mayor de 100°C en el circuito primario del generador.

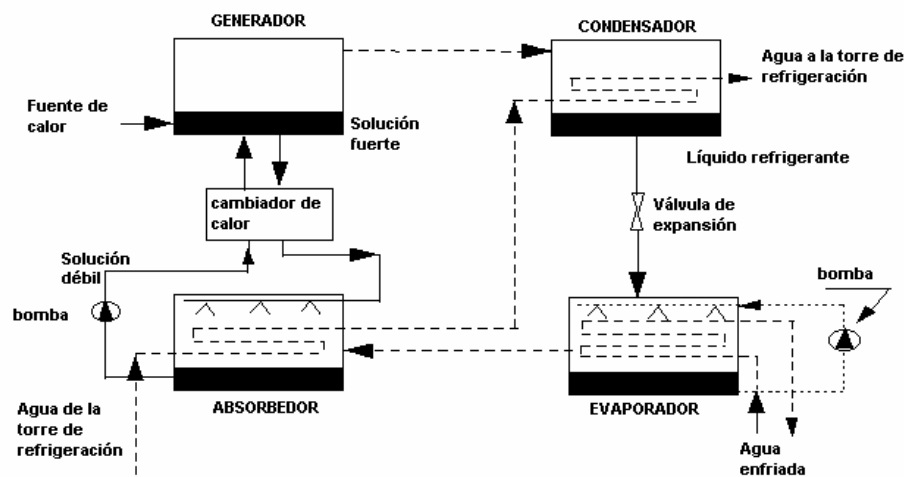


Fig. 3.9. Corrientes de entrada y salida presentes en el ciclo de absorción

Como efecto del calor aportado por el circuito primario de agua caliente, el amoníaco de la solución diluida entra en ebullición, y el vapor de amoníaco formado se encamina hacia el recipiente contiguo que es el condensador, previo paso por el analizador y el rectificador. La mezcla evaporada atraviesa el analizador donde la pequeña cantidad de agua que pueda llevar dicha mezcla se enfría al cruzarse con la disolución fuerte proveniente del absorbedor y que cae desde la

parte superior del analizador resbalando por las bandejas, por tanto, condensa y vuelve a caer hacia el generador de alta, con lo cual se obtiene un vapor de amoníaco en una proporción muy elevada. Este vapor recorre el rectificador donde vuelve a realizarse un proceso de enfriamiento de la corriente de amoníaco enriquecida con lo cual condensaría el resto de agua, si quedara, y así poder obtener amoníaco casi puro tanto en los condensadores como en el evaporador.

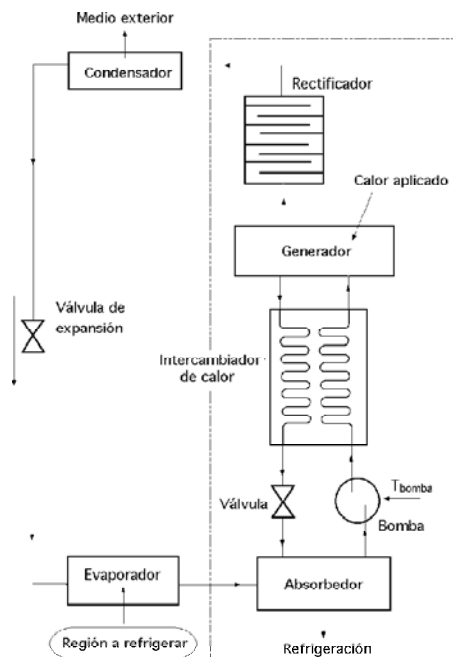


Fig. 3.10. Ciclo de absorción con rectificador

Tras esta separación de vapor de amoníaco, la solución restante o concentrada en agua, se dirige en dirección opuesta hacia el intercambiador de calor.

Mientras, en el condensador, el vapor de amoníaco es enfriado gracias al circuito de agua procedente de una torre de enfriamiento, condensando el vapor de amoníaco y convirtiéndolo en líquido. El líquido refrigerante (amoníaco) atraviesa una válvula de expansión al salir del condensador, en la que disminuye la presión y como consecuencia la temperatura de ebullición. El amoníaco es introducido por diferencia de presión, en el evaporador donde se mantiene una presión baja, por lo que se puede evaporar a temperaturas muy bajas adquiriendo el calor necesario para ello del circuito de agua a refrigerar, que rebaja su temperatura, habiendo entrado a la instalación a 12°C, al ceder calor reduce su temperatura hasta los 7°C aproximadamente.

En el generador, la disolución concentrada en agua desciende hacia el absorbedor, pero previamente atraviesa un intercambiador de calor en el que cede calor a la disolución diluida que asciende desde el absorbedor impulsada por una bomba hacia el generador, con lo cual la disolución concentrada disminuye su temperatura para poder realizar el proceso de absorción de manera óptima a la temperatura requerida en el absorbedor que es inferior a la que sale del

generador, y la disolución diluida aumenta su temperatura con lo que no hace falta una corriente de calor tan alta de agua caliente para alcanzar la temperatura de ebullición del agua en el generador.

La solución concentrada procedente del generador, fluye en el absorbedor que comparte espacio y presión con el evaporador, siendo el vapor de amoníaco contenido en éste, absorbido por el agua diluyendo la concentración de agua. Esto permite eliminar el vapor a medida que se produce, y mantener la presión constante en el espacio compartido por el evaporador y el absorbedor.

La absorción produce calor, que a su vez es eliminado por el mismo circuito de enfriamiento, antes de dirigirse al condensador. Finalmente, la solución diluida por la absorción del vapor, es aspirada por la bomba de solución para enviarla de nuevo al generador donde se reinicia el proceso, pasando previamente por el intercambiador de calor que permite aumentar el rendimiento del ciclo, al absorber calor de la disolución pobre en amoníaco que desciende del generador hacia el absorbedor.

3.2.4.1.2. MÁQUINA DE ABSORCIÓN DE $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ DE DOBLE EFECTO

El sistema es básicamente el mismo, aunque ahora se opera en el intervalo de temperaturas en torno a 200°C . El fluido de trabajo utilizado es el mismo, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. Este incremento de la temperatura de activación, se traduce en una mejora del rendimiento del equipo, alcanzando valores del COP de hasta 0,9. Se alcanza el valor de COP más alto debido a la incorporación de elementos adicionales al ciclo básico de simple efecto, que son: un generador, un condensador y un intercambiador de calor.

La fuente térmica de calor se utiliza en el generador de elevada temperatura, el cual opera a temperatura y presión elevada. El refrigerante se separa de la solución que alimenta a este equipo, se dirige hacia el condensador de alta presión, donde el calor de cambio de fase de dicho fluido sirve para empobrecer aún más la solución que entra en el generador de baja temperatura. De este modo, para una misma unidad energética de entrada al ciclo, se obtiene un mayor caudal másico de refrigerante hacia el evaporador, consiguiéndose de esta forma un aumento del 40% de capacidad frigorífica respecto a un ciclo convencional de simple efecto.

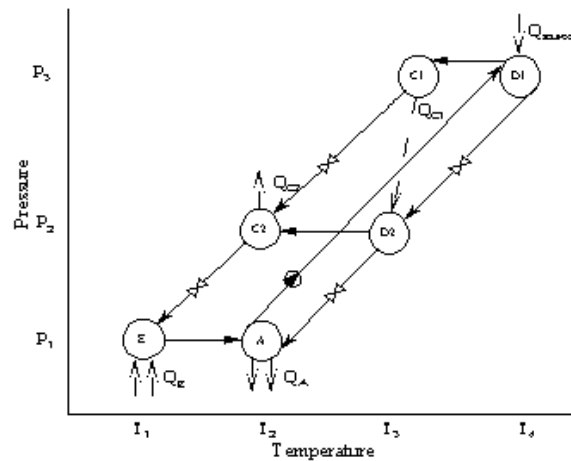


Fig. 3.11. Diagrama P-T de ciclo de absorción de doble efecto

Los componentes adicionales son el generador de baja temperatura, el condensador de baja presión y un intercambiador de calor que se coloca entre el absorbedor y el generador de baja temperatura.

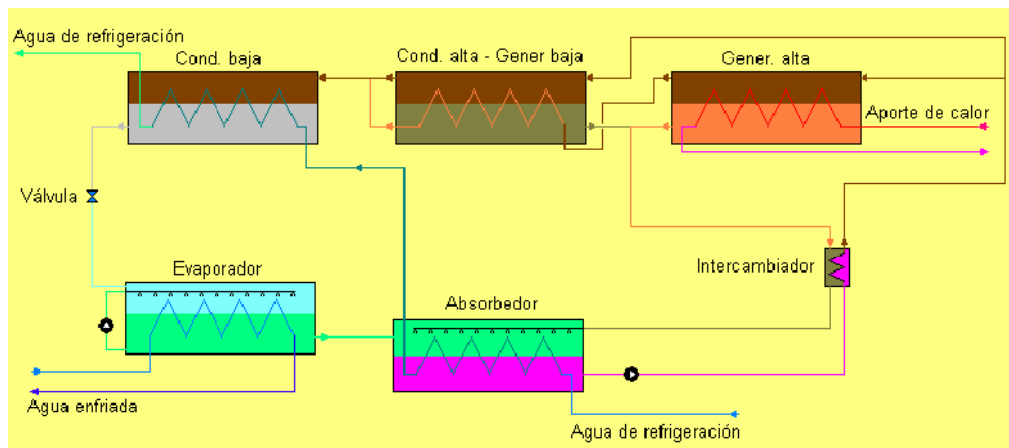


Fig. 3.12. Corrientes de entrada y salida presentes el ciclo de absorción de doble efecto

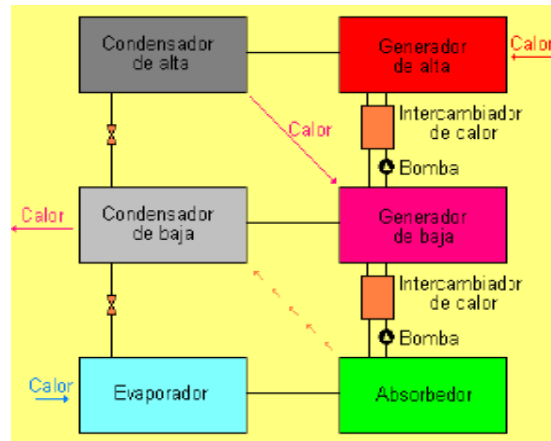


Fig. 3.13. Corrientes de flujo de calor en el ciclo de absorción de doble efecto

El circuito de refrigerante parte del generador de alta temperatura que recibe al fluido que transfiere el calor a la disolución $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. La mezcla evaporada atraviesa el analizador donde la pequeña cantidad de agua que pueda llevar dicha mezcla se enfría al cruzarse con la disolución fuerte proveniente del absorbedor y que cae desde la parte superior del analizador resbalando por las bandejas, por tanto, condensa y vuelve a caer hacia el generador de alta, con lo cual se obtiene un vapor de amoníaco en una proporción muy elevada. Este vapor recorre el rectificador donde vuelve a realizarse un proceso de enfriamiento de la corriente de amoníaco enriquecida con lo cual condensaría el resto de agua, si quedara, y así poder obtener amoníaco casi puro tanto en los condensadores como en el evaporador.

La novedad estriba en que al atravesar el condensador de alta temperatura el vapor de amoníaco cede su calor al circuito de refrigeración, el cual aumenta su temperatura y se dirige al generador de baja temperatura. La temperatura a la que entra la disolución pobre en amoníaco en el generador de baja temperatura es inferior que la temperatura de salida del circuito de refrigeración del condensador de alta temperatura, con lo cual en este generador se aumenta en una pequeña proporción la disolución rica en amoníaco que se dirige hacia el generador de alta temperatura, y que aún aumentará más su temperatura al atravesar el intercambiador de calor situado entre los dos generadores. A su vez, el circuito de refrigeración que atraviesa el absorbedor, al retirar el calor de la disolución pobre en amoníaco para favorecer la absorción del amoníaco en el agua presente, se dirige hacia el condensador de baja temperatura, retirando calor de la corriente de amoníaco que ya se encuentra en estado líquido al haber cedido gran parte de su calor en el condensador de alta temperatura.

Seguidamente, el amoníaco líquido atraviesa el evaporador, previo paso por la válvula de expansión. Al refrigerar el circuito de agua que se dirige a la máquina de acondicionamiento de aire, se dirige al absorbedor donde se mezcla con la disolución pobre en amoníaco y retorna al generador de baja temperatura, y después al generador de alta temperatura, aumentando su temperatura mediante precalentamiento en cada uno de los intercambiadores de calor que se sitúan antes de la entrada a cada generador.

3.2.4.2. MÁQUINA DE ABSORCIÓN DE H₂O-LiBr

3.2.4.2.1. MÁQUINA DE ABSORCIÓN DE H₂O-LiBr DE SIMPLE EFECTO

El fluido utilizado es una solución de agua y bromuro de litio (LiBr), siendo el agua el refrigerante, y el LiBr el absorbente. El LiBr es una sal similar a la sal común (NaCl) que como ella tiene gran afinidad con el agua, absorbiéndola fácilmente.

La fuente térmica que transfiere el calor a la mezcla en el generador debe estar a una temperatura cercana a los 90°C.

A una presión absoluta de 0,9 kPa, muy por debajo de la presión atmosférica, el agua se evapora a sólo 3°C.

El circuito del refrigerante recorre todo el sistema, desde el generador, pasando por el condensador, válvula de expansión, evaporador, absorbedor, intercambiador de calor y hasta al generador de nuevo.

El circuito del absorbente parte del generador, para atravesar el intercambiador de calor y entrar al absorbedor, y al absorber el refrigerante volver a atravesar el intercambiador de calor y regresar de nuevo al generador.

El circuito de agua refrigerante recorre el absorbedor enfriando el calor generado en el proceso de absorción. Tras abandonar el absorbedor se introduce en el condensador, que se encuentra a mayor temperatura ya que entra agua en forma de vapor, y cuando ha retirado el calor de este recipiente, vuelve a la torre de refrigeración donde cede el calor al agua de refrigeración de la torre, y retorna al absorbedor.

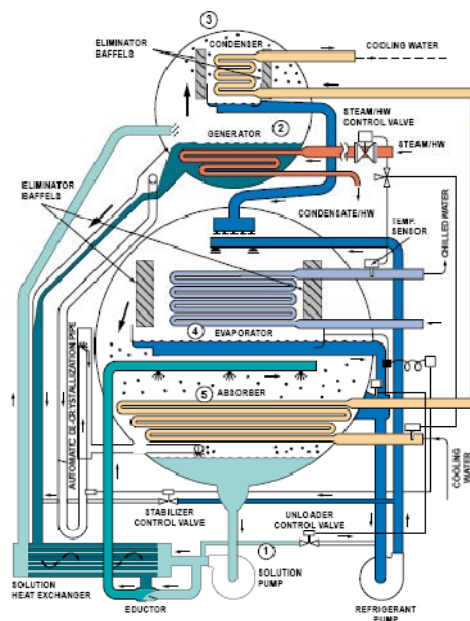


Fig. 3.14. Representación del interior de una máquina de absorción de simple efecto

El circuito de agua a refrigerar tan sólo atraviesa el evaporador, entra a una temperatura de unos 12°C aproximadamente, al evaporarse el refrigerante a 3°C, éste absorbe calor del agua a enfriar y sale esta del evaporador a 7°C aproximadamente, desembocando en el sistema que tenga acoplado de enfriamiento.

El circuito del agua caliente atraviesa el generador, cediendo el calor a la disolución diluida de H₂O-LiBr, y volviendo al sistema en el que vuelve a adquirir calor.

Empezamos en el generador donde la solución acuosa o diluida contiene un 52% de LiBr. Por el circuito primario del generador circula el agua caliente que aporta la energía necesaria para hacer funcionar el sistema. Esta agua caliente entra nominalmente a una temperatura de 88°C en el circuito primario del generador, saliendo de él a 83°C. Mientras, en el circuito secundario del generador, circuito de refrigeración, la presión absoluta es de 13 kPa.

Como efecto del calor aportado por el circuito primario de agua caliente, el agua de la solución diluida entra en ebullición, y el vapor formado se encamina hacia el recipiente contiguo que es el condensador. Debido a esta separación de vapor, la solución restante o concentrada, se concentra hasta un 56 % de LiBr dirigiéndose en estas condiciones hacia el intercambiador de calor.

Mientras, en el condensador, el vapor de agua es enfriado hasta 36°C gracias al circuito de agua procedente de una torre de enfriamiento, y que entra a la máquina a una temperatura de 31°C, condensando el vapor de agua y convirtiéndolo en líquido. El líquido refrigerante atraviesa una válvula de expansión al salir del condensador, en la que disminuye la presión y como consecuencia la temperatura de ebullición. Este líquido refrigerante es introducido por diferencia de presión, en el evaporador donde se mantiene una presión absoluta de 0,9 kPa, por lo que se evapora a 3°C adquiriendo el calor necesario para ello del circuito de agua a refrigerar, que rebaja su temperatura a 7°C suponiendo que haya entrado de la instalación a 12°C.

La disolución concentrada al 56% desciende del generador hacia el absorbedor, pero previamente atraviesa un intercambiador de calor en el que cede calor a la disolución diluida que asciende impulsada por una bomba hacia el generador, con lo cual la disolución concentrada disminuye su temperatura para poder realizar el proceso de absorción de manera óptima a la temperatura requerida en el absorbedor que es inferior a la que sale del generador, y la disolución diluida aumenta su temperatura con lo que no hace falta una corriente de calor tan alta de agua caliente para alcanzar la temperatura de ebullición del agua en el generador.

La solución concentrada al 56 % de LiBr procedente del generador, fluye en el absorbedor que comparte espacio y presión con el evaporador, siendo el vapor de agua contenido en éste, absorbido por el LiBr diluyendo la concentración de LiBr de nuevo al 52%. Esto permite eliminar el vapor a medida que se produce, y continuar manteniendo la presión de 0,9 kPa en el espacio compartido por el evaporador y el absorbedor.

La absorción produce calor, que a su vez es eliminado por el mismo circuito de enfriamiento, antes de dirigirse al condensador. Finalmente, la solución diluida al 52% de LiBr por la absorción del vapor, es aspirada por la bomba de solución (SP) para enviarla de nuevo al generador

donde se reinicia el proceso, pasando previamente por un intercambiador de calor que permite aumentar el rendimiento del ciclo.

3.2.4.2.2. MÁQUINA DE ABSORCIÓN DE H₂O-LiBr DE DOBLE EFECTO

Del mismo modo que ocurría con el ciclo de doble efecto para amoníaco y agua, el sistema es básicamente el mismo, aunque ahora se opera en el intervalo de temperaturas en torno a 200°C. El fluido de trabajo utilizado es el mismo, H₂O-LiBr. Este incremento de la temperatura de activación, se traduce en una mejora del rendimiento del equipo, alcanzando valores del COP de hasta 0,9. Se alcanza el valor de COP más alto debido a la incorporación de elementos adicionales al ciclo básico de simple efecto, que son: un generador, un condensador y un intercambiador de calor.

Igual que ocurría con el ciclo de amoníaco-agua, los dispositivos añadidos al ciclo básico modifican la configuración del sistema. De nuevo el refrigerante atraviesa el condensador de alta temperatura y cede su calor al circuito de refrigeración, el cual aumenta su temperatura y se dirige al generador de baja temperatura. La temperatura a la que entra la disolución pobre en agua en el generador de baja temperatura es inferior que la temperatura de salida del circuito de refrigeración del condensador de alta temperatura, con lo cual en este generador se aumenta en una pequeña proporción la disolución rica en agua que se dirige hacia el generador de alta temperatura, y que aún aumentará más su temperatura al atravesar el intercambiador de calor situado entre los dos generadores. A su vez, el circuito de refrigeración que atraviesa el absorbedor, al retirar el calor de la disolución pobre en agua para favorecer la absorción del agua en el LiBr presente, se dirige hacia el condensador de baja temperatura, retirando calor de la corriente de agua que ya se encuentra en estado líquido al haber cedido gran parte de su calor en el condensador de alta temperatura.

Seguidamente, el agua líquida atraviesa el evaporador, previo paso por la válvula de expansión. Al refrigerar el circuito de agua que se dirige a la máquina de acondicionamiento de aire, se dirige al absorbedor donde se mezcla con la disolución pobre en agua y retorna al generador de baja temperatura, y después al generador de alta temperatura, aumentando su temperatura mediante precalentamiento en cada uno de los intercambiadores de calor que se sitúan antes de la entrada a cada generador.

3.3. MÁQUINAS DE ADSORCIÓN

En este tipo de tecnología de refrigeración, se adsorbe agua como refrigerante en un cuerpo sólido, por ejemplo gel de sílice, liberándose entalpía de enlace en la superficie. El nivel de temperaturas necesarias para este proceso es de 60-95°C, por lo tanto se pueden emplear captadores de tubos de vacío o captadores planos.

Las ventajas de utilizar esta tecnología son:

- No se utilizan refrigerantes controvertidos, sólo agua
- Proceso sencillo

- Poca susceptibilidad a perturbaciones
 - Nivel de temperaturas inferior al de una máquina de absorción
- Como inconvenientes aparecen los siguientes:

- Volumen de construcción grande
- Caro
- Un COP inferior al de una máquina de absorción

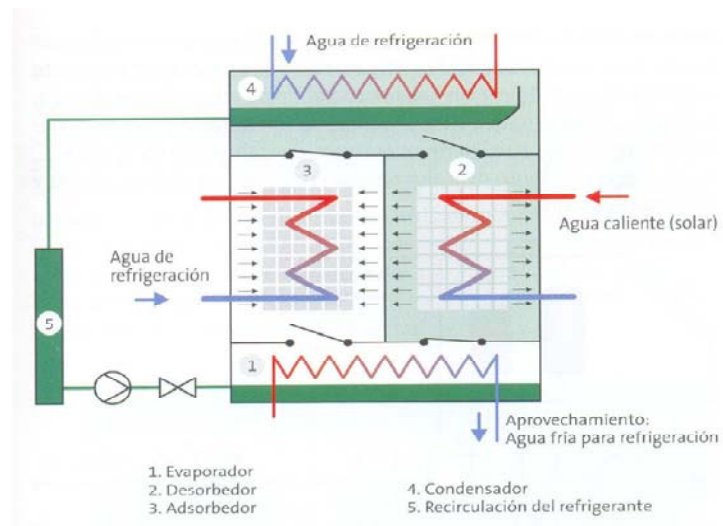


Fig. 3.15. Corrientes de entrada y salida de ciclo de adsorción

El funcionamiento de la máquina de adsorción es el siguiente:

Las máquinas de adsorción se componen de un recipiente en vacío subdividido en cuatro cámaras. En el evaporador se evapora el refrigerante a una temperatura y presión bajas. La entalpía de evaporación necesaria se extrae del agua que se ha de refrigerar. Las dos cámaras intermedias, provistas de intercambiadores de tubos de cobre revestidos de gel de sílice, cambian su función de generador y colector después de cada ciclo, desviando el circuito de refrigeración y calentamiento. En el adsorbedor se añade el vapor de agua en la superficie del gel de sílice. La energía equivalente a la entalpía de enlace se transfiere a una torre de refrigeración. En el generador el proceso se lleva a cabo en dirección contraria. En este caso se suministra calor generado por un sistema solar térmico a una temperatura de aproximadamente 80°C, y se libera el refrigerante adsorbido en la superficie del gel de sílice.

La cámara superior es el condensador. El refrigerante condensado allí se conduce al evaporador a través del circuito de recirculación. Todos los componentes están conectados por medio de válvulas de mariposa, que se abren y cierran automáticamente debido a las diferencias de presiones predominantes, posibilitando de esta manera la formación de un circuito cerrado, con funcionamiento periódico. En caso necesario, el calor residual sigue utilizándose gracias a una instalación de recuperación de calor.

3.4. SISTEMAS ABIERTOS: ENFRIAMIENTO DESECATIVO

Estos sistemas deshumidifican y enfrían directamente el aire. El enfriamiento desecativo se basa en el principio de refrigeración por evaporación mediante la previa deshumidificación del aire con el fin de aumentar su eficacia. Suponen una alternativa a los sistemas de refrigeración convencionales. Debido al bajo nivel de temperaturas de trabajo, de 45°C a 95°C, es posible el uso tanto del calor residual como de captadores planos y de captadores de aire.

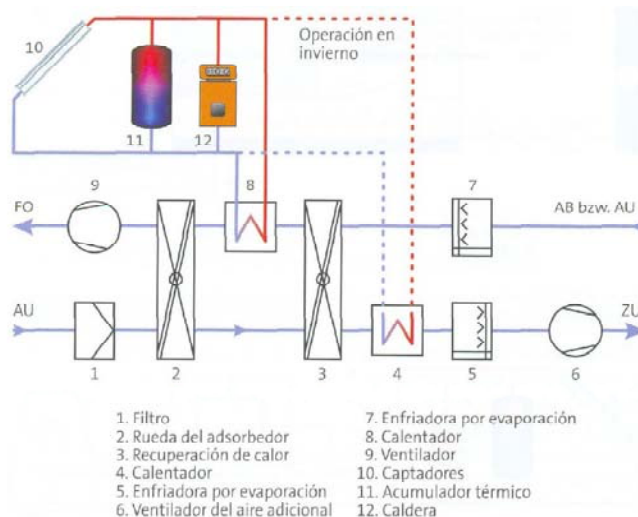


Fig. 3.16. Esquema de funcionamiento de enfriamiento desecativo

En el proceso de enfriamiento desecativo, el aire filtrado del exterior se seca con una denominada rueda del adsorbedor. A continuación, se enfría en un sistema de recuperación de calor y luego se humedece con agua en un refrigerador por evaporación. El agua se evapora y extrae el aire la entalpía de evaporación necesaria. De esta manera se enfría el aire en los sistemas hasta alcanzar 16°C.

El gel de sílice es un producto deshumidificador fabricado a base de silicio y no contaminante que se suele utilizar. El gel de sílice adsorbe el vapor de agua contenido en el aire que circula por la rueda del adsorbedor, reteniendo las moléculas de agua en la propia estructura, hasta que se satura. La fuerza motriz es la diferencia de presión parcial (la presión parcial del vapor de agua en el aire es mayor que la de por encima de la superficie del adsorbente).

Debido a las propiedades higroscópicas se logra deshumidificar el aire ya antes de alcanzar la temperatura de condensación.

Mediante el suministro de calor solar se vuelven a liberar las moléculas de agua del gel de sílice a un nivel de temperaturas relativamente bajo, de 45°C a 95°C, lo que permite a la rueda del adsorbedor la adsorción de vapor de agua en el siguiente ciclo. En invierno y en la temporada de transición, el sistema de enfriamiento desecativo funciona como un equipo de refrigeración convencional con recuperación del calor, en donde se emplea la rueda del adsorbedor a modo de

recuperador de calor adicional. La instalación contribuye al calentamiento del aire de impulsión en el período de transición.

4. ESTUDIO COMPARATIVO DE MÁQUINAS DE ABSORCIÓN COMERCIALES

A continuación se hace un estudio de algunos modelos comerciales que se encuentran en el mercado, con el fin de seleccionar dos máquinas de absorción con distintos rangos de operación de temperatura y caudal para observar la necesidad de superficie de captadores para obtener un caudal de agua caliente que haga posible su funcionamiento.

4.1. ELECCIÓN DE LA TECNOLOGÍA Y JUSTIFICACIÓN

Tras haber descrito cada uno de los sistemas existentes y las ventajas e inconvenientes que pueden tener asociados, a continuación se decidirá el sistema que mejor se adapta a las necesidades del proyecto en estudio.

Debido al objetivo planteado de reducir el consumo de energía primaria al máximo o incluso a consumo cero, se decide utilizar para el estudio la máquina de absorción. Se desestima el uso de la máquina por compresión ya que lo que se pretende es estudiar un sistema alternativo que reduzca el consumo de energía primaria como se ha comentado unas líneas más arriba, ya que la fuente de energía primaria de este tipo de máquina es la electricidad.

Las razones por las que elegir este sistema de absorción y las ventajas que éstas ofrecen sobre el uso de bombas de calor por compresión son:

- Posibilidad de ahorro de energía primaria. Según algunos estudios, para resumir el funcionamiento de las bombas de calor por compresión frente a las máquinas de absorción, se utiliza el EFCE o Eficiencia Global del Ciclo Energético. Es una forma de calcular el rendimiento del proceso pero teniendo en cuenta las pérdidas generadas en la extracción y transporte, en la generación de electricidad y en el transporte de la energía eléctrica hasta el usuario final, es decir, desde la extracción del carburante o combustible, hasta la utilización final del servicio por el usuario. Para una bomba de calor eléctrica y para una máquina de absorción que funcione a llama directa con gas natural, se obtiene como resultado:

| | COP medio | EFCE | COP corregido |
|--------------------------|-----------|-------|---------------|
| Bomba de calor eléctrica | 2,7 | 0,319 | 0,86 |
| Máquina de absorción | 0,915 | 1 | 0,91 |

Se puede observar que las máquinas de absorción, a pesar de tener un COP de funcionamiento menor al de las bombas eléctricas, permiten, en general, un uso más eficiente de la energía primaria. Su EFCE es de 1, lo que quiere decir que utiliza la energía primaria directamente.

- Al comprimir un líquido en vez de un vapor, el consumo energético de esta operación es un gasto menor en la instalación.
- La energía básica que consume la máquina de absorción es el calor que se proporciona al generador. El calor aportado por un combustible es una energía cara. No obstante, el calor recuperado procedente de los humos de escape de una turbina de gas o de los humos de una caldera, o la energía proveniente del Sol, es casi gratuita. Esto hace atractiva el uso de la máquina de absorción.
- Protección del medio ambiente. Las máquinas de absorción no utilizan CFC ni HCFC. Además, la posibilidad de ahorrar energía primaria ya implica una mejora del mismo ambiente al consumir menos energía para producir el mismo efecto.
- Eficiencia casi constante a carga parcial. Los equipos de aire acondicionado rara vez funcionan a plena carga. Se puede considerar que funcionan entre el 30 y el 70% de su potencia la mayor parte del tiempo de funcionamiento. Esto contribuye a disminuir los costes energéticos.
- Fiabilidad en el funcionamiento. En países como Japón y EEUU se han producido la mayoría de diseños de las máquinas de absorción y existen instalaciones de climatización en aplicaciones tanto domésticas como en grandes edificios de oficinas, comerciales, hoteles, hospitales, etc.
- Complementan instalaciones de cogeneración. En el sector terciario, algunas veces es problemática la viabilidad de instalaciones de cogeneración por la baja demanda de calor en la época estival. Este calor sobrante se puede aprovechar para producir refrigeración mediante equipos de absorción.
- Silenciosos. Al no llevar ni motor ni compresor, los equipos de absorción son más silenciosos que los de compresión y están libres de vibraciones. Las únicas partes móviles que llevan son las bombas de la solución y el refrigerante. Ello tiene además como ventaja adicional una larga vida útil. La nula generación de ruidos los hace especialmente atractivos en aplicaciones tales como zonas residenciales, teatros, etc.
- Menor mantenimiento. Al no llevar partes móviles, circuitos de aceite, etc., los equipos de absorción requieren menos mantenimiento que los sistemas de compresión.

Algunos de los inconvenientes respecto a las máquinas de compresión que podrían presentar las máquinas de absorción serían poseer un COP inferior, en igualdad de condiciones de las dos máquinas. Además, los fluidos frigoríficos que se pueden utilizar en la máquina de absorción son pocos, a los condicionantes básicos necesarios hay que sumarle el de poder ser absorbidos por el disolvente. Un factor importante podría ser el de que la máquina de absorción es más cara en €/kW frigorífico. Estos inconvenientes, aún así, no son motivo para que no sea rentable usar la máquina de absorción.

Dentro de las máquinas de absorción, para cada clasificación descrita anteriormente, se elige uno de los tipos descritos:

1. En la clasificación de las máquinas de absorción según el aporte de energía, de las posibilidades que se plantean se eligen dos de ellas, por su similitud, las alimentadas por agua caliente o vapor de agua, ya que ofrecen la posibilidad de utilizar una energía como la solar, gratis y limpia. En el punto siguiente se tratará otra clasificación que decidirá cuál de las dos opciones es la idónea. Estas máquinas tienen mucha aplicación ya que se pueden ubicar tanto en zonas residenciales como de servicios, con la única condición de poseer una zona libre para colocar captadores solares. Actualmente, la normativa de edificación exige que un porcentaje de energía consumida sea obtenida por energías renovables, así que la aplicación de estas máquinas puede suponer una utilización cada vez mayor en las zonas residenciales y de servicios. La opción de máquinas alimentadas por vapores o humos residuales de procesos industriales se descarta ya que su utilización no tiene tantas aplicaciones, tan sólo en zonas industriales que generen gran cantidad de corrientes residuales en forma de calor. La opción de máquinas alimentadas por gas natural, resulta interesante, ya que el gas natural es uno de los combustibles más baratos, pero el fin es consumir la menor cantidad de energía primaria fósil, y con la opción de la energía solar se colman las aspiraciones del objeto del proyecto.
2. En cuanto a la clasificación según el número de etapas, se elige la máquina de absorción de simple efecto, ya que no exige una temperatura de funcionamiento excesivamente alta, no llega a los 100°C la temperatura requerida en el generador. Aunque ofrecen un rendimiento (COP) menor que las máquinas de doble efecto, un 0,7 frente a un 1,2, las exigencias de las de doble efecto obligarían al uso de una tecnología solar no usada normalmente en un ámbito comercial y con un precio realmente elevado, además de unas exigencias mayores en cuanto a superficie de instalación y mantenimiento, entre otras cosas.
3. En la clasificación según la mezcla del fluido refrigerante, se opta por la mezcla H₂O-LiBr al ser la más eficiente. La de simple efecto posee un rendimiento en torno al 0,7 frente a un 0,5-0,6 de la máquina de absorción de amoníaco-agua de simple efecto. Además, no induce a la peligrosidad en su uso, ya sea por toxicidad o inflamabilidad. Esta mezcla no requiere una temperatura tan alta en el generador, por lo que el acoplamiento con una instalación de captadores solares será idóneo en cuanto a que trabajan ambos sistemas, absorción y captador solar, con temperaturas que se solapan.

En resumen, el sistema elegido para el estudio y que se acoplará con la instalación solar es una máquina de absorción de simple efecto cuyo fluido de trabajo es la mezcla $\text{H}_2\text{O-LiBr}$. Tiene un rendimiento en torno al 0,7 y las temperaturas requeridas en el generador pueden variar entre 80 y 95°C.

A partir de ahora, habrá que tener en cuenta el uso de la máquina de absorción en combinación con los captadores de energía solar térmica. Hay fabricantes de máquinas de absorción con gran experiencia en esta combinación de tecnología, y dotan a sus equipos de unas condiciones técnicas que faciliten el funcionamiento

4.2. MÁQUINAS DE ABSORCIÓN EN EL MERCADO ACTUAL

En el mercado actual hay una amplia gama de fabricantes de máquinas de absorción, se encuentran máquinas de simple efecto, de doble efecto, máquinas que utilizan como fluido de trabajo $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, con $\text{H}_2\text{O-LiBr}$, con vapor de agua, con agua caliente, los que utilizan otras fuentes térmicas como los de llama directa, cogeneración, las que aprovechan flujos residuales de otros procesos... Incluso se pueden encontrar máquinas de absorción de última generación, como las fabricadas para uso residencial que permiten el acondicionamiento de aire en una sola vivienda, otras que trabajan mediante centrifugación, pero no son el objetivo de estudio y tienen aplicaciones a menor escala que el estudio que se aborda.

En la búsqueda de fabricantes de máquinas de absorción han aparecido aquellos que tienen un mayor peso en la distribución de este tipo de tecnología.

Estos han sido: Carrier, Mquay, Sanyo, Thermax, Trane, Yazaki, York, Broad Air Conditioning, Colibri-BV, Ebara, Climatewell, Entropie.

De estos fabricantes, algunos se descartan sin hacer un análisis exhaustivo por disponer de máquinas que no se adaptan claramente a las necesidades del estudio.

Se descarta Colibri-BV ya que se dedica exclusivamente a la fabricación de máquinas de absorción que funcionan con la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$.

Se descarta también Climatewell ya que se dedican a la fabricación de máquinas enfocadas a nivel residencial con una potencia de 15 Kw aproximadamente.

Para el resto de máquinas se hará un análisis de todas las características técnicas que aparecen en los respectivos catálogos, las cuales se plasman seguidamente.

Se elegirán máquinas que no requieran un gran caudal de calor ni una temperatura excesivamente alta para poder acoplar captadores solares que tengan un uso viable a nivel residencial o de edificios de servicios.

Se descartan además Mquay, Sanyo, Trane, York, Broad Air Conditioning, por poseer una potencia bastante mayor y una temperatura en el generador muy superior a la requerida por el sistema de nuestro estudio.

Luego las máquinas a estudiar serán las de los fabricantes Carrier, Thermax, Yazaki, Ebara y Entropie.

Se eligen para el estudio máquinas que tengan potencias de refrigeración parecidas, en algunos fabricantes serán las de mayor potencia disponibles y en otros serán los de menor potencia disponibles. Se comparan máquinas de absorción que funcionen con diferentes rangos de operación de caudal y de temperatura del agua, para comparar el comportamiento que ofrecen entre ellas.

A continuación se exponen las características principales de los fabricantes citados anteriormente:

| MODELOS | | | YAZAKI | | |
|---|------------------|---------|----------------------------------|----------|----------|
| | | | WFC-SC10 | WFC-SC20 | WFC-SC30 |
| CAPACIDAD FRIGORÍFICA (Kw) | | | 35 | 70 | 105 |
| AGUA REFRIGERADA | TEMPERATURA (°C) | ENTRADA | 12,5 | | |
| | | SALIDA | 7 | | |
| CAUDAL DE AGUA (L/s) | | | 1,53 | 3,06 | 4,58 |
| AGUA DE ENFRIAMIENTO (TORRE DE REFRIGERACIÓN) | | | CALOR A DISIPAR (kW) | | |
| | | | 85,5 | 171 | 256 |
| | TEMPERATURA (°C) | ENTRADA | 31 | | |
| | | SALIDA | 35 | | |
| CAUDAL DE AGUA (L/s) | | | 5,1 | 10,2 | 15,3 |
| AGUA CALIENTE APORTADA AL GENERADOR | | | POTENCIA DE CALOR A APORTAR (kW) | | |
| | | | 50,2 | 100,4 | 150,6 |
| | TEMPERATURA (°C) | ENTRADA | 88 | | |
| | | SALIDA | 83 | | |
| | | RANGO | 70 - 95 | | |
| CAUDAL DE AGUA (L/s) | | | 2,4 | 4,8 | 7,2 |



Fig. 4.1. Yazaki WFC-SC30

| MODELOS | | | ENTROPIE | THERMAX | EBARA | CARRIER |
|---|----------------------------------|---------|---------------|--------------|-------|---------|
| | | | SINGLE EFFECT | COGENIE Lt-3 | RCH | 16 LJ |
| CAPACIDAD FRIGORÍFICA (Kw) | | | 150 | 106 | 158 | 264 |
| AGUA REFRIGERADA | TEMPERATURA (°C) | ENTRADA | 14 | 12,2 | 12 | 12,2 |
| | | SALIDA | 7 | 6,7 | 7 | 6,7 |
| | CAUDAL DE AGUA (L/s) | 5,12 | 4,58 | 7,5 | 11,4 | |
| AGUA DE ENFRIAMIENTO (TORRE DE REFRIGERACIÓN) | CALOR A DISIPAR (kW) | | 360 | 250,8 | 373 | 639,54 |
| | TEMPERATURA (°C) | ENTRADA | 30 | 29,4 | 32 | 29,4 |
| | | SALIDA | 37 | 36,6 | 37 | 38,4 |
| | CAUDAL DE AGUA (L/s) | | 12,3 | 8,33 | 17,77 | 17 |
| AGUA CALIENTE APORTADA AL GENERADOR | POTENCIA DE CALOR A APORTAR (kW) | | 200 | 150,85 | 223 | 391,25 |
| | TEMPERATURA (°C) | ENTRADA | 95 | 90,6 | 88 | 95 |
| | | SALIDA | 80 | 85 | 83 | 86 |
| | | RANGO | - | - | - | - |
| CAUDAL DE AGUA (L/s) | | 9,56 | 6,4 | 10,66 | 10,4 | |



Fig. 4.2. Thermax Cogenie Lt-3



Fig. 4.3. Ebara RCH



Fig. 4.4. Carrier 16LJ

4.3. ELECCIÓN DE MÁQUINAS DE ABSORCIÓN EN EL MERCADO ACTUAL

Tras haber decidido que marcas de máquina de absorción se analizarán, se procederá a la elección para determinar cuáles son las más idóneas para el estudio.

El objetivo de la elección es estudiar las máquinas que tengan diferentes caudales de circulación y diferentes incrementos de temperaturas ($T_{sal} - T_{ent}$) en el generador. De esta forma se podrán comparar las superficies de captadores solares necesarios para el funcionamiento de las máquinas de absorción con distintas condiciones de operación.

Se descartarán dos de ellas debido a especificaciones técnicas.

Las potencias de refrigeración que ofrecen cada una son:

| | CARRIER 16LJ | THERMAX COGENIE LT- 3 | YAZAKI WFC- SC30 | EBARA RCH | ENTROPIE SINGLE EFFECT |
|--|-------------------------|--------------------------------------|-----------------------------|------------------|---------------------------------------|
| POTENCIA FRIGORÍFICA (kW) | 264 | 106 | 105 | 158 | 150 |

Se impone una condición en la elección de las máquinas de absorción que se estudiarán detalladamente. Deberá ofrecer una potencia de refrigeración lo más baja posible para que la potencia calorífica necesaria no sea demasiado alta, y por tanto, sea la causa de que la superficie de captadores solares a instalar tenga un gran tamaño.

Por tanto, se descarta el modelo de Carrier. La potencia frigorífica que desarrolla es demasiado alta con respecto a las otras máquinas de absorción.

Debido a la similitud en todos los sentidos entre el modelo de Thermax y el de Yazaki, se elimina uno de la elección. Debido a que Yazaki tiene una trayectoria y experiencia dilatada en instalaciones de frío solar, es un equipo que ofrece garantías en cuanto a funcionamiento, luego se descarta Thermax del estudio.

Atendiendo a otras características:

| | CARRIER 16LJ | THERMAX COGENIE LT- 3 | YAZAKI WFC- SC30 | EBARA RCH | ENTROPIE SINGLE EFFECT |
|---|-------------------------|--------------------------------------|-----------------------------|------------------|---------------------------------------|
| COP | 0,674 | 0,702 | 0,697 | 0,708 | 0,75 |
| TEMPERATURA DE ENTRADA (°C) | 95 | 90,6 | 88 | 88 | 95 |
| INCREMENTO DE TEMP. (°C) | 9°C | 5,6°C | 5°C | 5°C | 15°C |
| POTENCIA CALORÍFICA A APORTAR (kW) | 391 | 150,85 | 150,6 | 223 | 200 |
| CAUDAL (L/s) | 10,4 | 6,4 | 7,2 | 9,56 | 10,66 |

Debido a que el modelo de Yazaki y el de Ebara tienen el mismo comportamiento salvo la diferencia de potencia calorífica a aportar y el caudal, se presupone que los resultados que se obtengan serán proporcionales a la diferencia entre estos dos aspectos, luego no tendría mucho sentido, ya que se quieren comparar dos máquinas que trabajen en rangos totalmente distintos.

Se estudiarán las dos máquinas de absorción restantes, calculando cuál es la superficie necesaria de captadores solares térmicos para su correcto funcionamiento.

Se compararán el modelo de Yazaki y el de Entropie ya que operan con diferentes rangos de temperatura y caudal. Además poseen un COP con una diferencia de un 5% y la temperatura de entrada en el generador es también distinta, siendo mayor para el modelo de Entropie. Aunque el modelo de Entropie necesite una potencia calorífica mayor, con lo cual sería evidente un mayor requerimiento de superficie de captadores, bien es verdad que el rendimiento COP es mayor, luego la compensará ofreciendo una mayor potencia frigorífica.

5. RADIACION SOLAR

Los principios básicos que rigen la energía solar están fundamentados en las características astronómicas y físicas que marcan la relación de la Tierra y el Sol, y de las particularidades de la Tierra como cuerpo celeste, más concretamente en los movimientos que la caracterizan.

La caracterización de la radiación solar incidente es complicada debido a tres razones fundamentales:

- El carácter aleatorio de la radiación solar
- El movimiento relativo Sol-Tierra está regido por unas ecuaciones muy complejas que determinan en todo momento la posición relativa del Sol con respecto a cualquier punto de la superficie terrestre.
- La gran variedad de modelos existentes para caracterizar la radiación solar

Es por ello que no podemos profundizar en el entendimiento de la radiación solar incidente sin antes hacer una pequeña referencia a los parámetros y magnitudes que caracterizan ambos cuerpos celestes.

5.1. EL SOL

El flujo radiante del Sol es de $3'8 \cdot 10^{26}$ w, lo que equivale a una densidad de 62'5 Mw por m^2 de superficie solar. De todo ella, solo una parte 1'37 Kw por m^2 llega a la superficie de la Tierra variando la radiación que llega a la superficie de forma aleatoria en función de los efectos que sobre ella provoca la acción de la atmósfera.

Nuestro planeta se encuentra a una distancia media del Sol de 1495×10^{11} m, con un ángulo sólido de 32', por lo que se puede afirmar que la intensidad que llega a la superficie exterior de la atmósfera es prácticamente constante. Así se define lo que denominamos como Constante solar (I_{cs}), que no es más que la radiación que incide sobre una superficie orientada perpendicularmente a la dirección de los rayos solares y situada fuera de la atmosfera terrestre a una distancia astronómica unidad, $1'495 \cdot 10^{11}$ m, es decir la distancia media Sol-Tierra.

El valor de la constante solar tiene un valor medio de 1372 W/m^2 (I_0), pero como la distancia Tierra-Sol no es fija durante el año, lleva a que exista una variación del flujo de radiación extraterrestre en un $\pm 3\%$ asemejándose a una función sinusoidal con respecto al índice diario juliano (índice que cuenta el día del año desde 1 a 365).

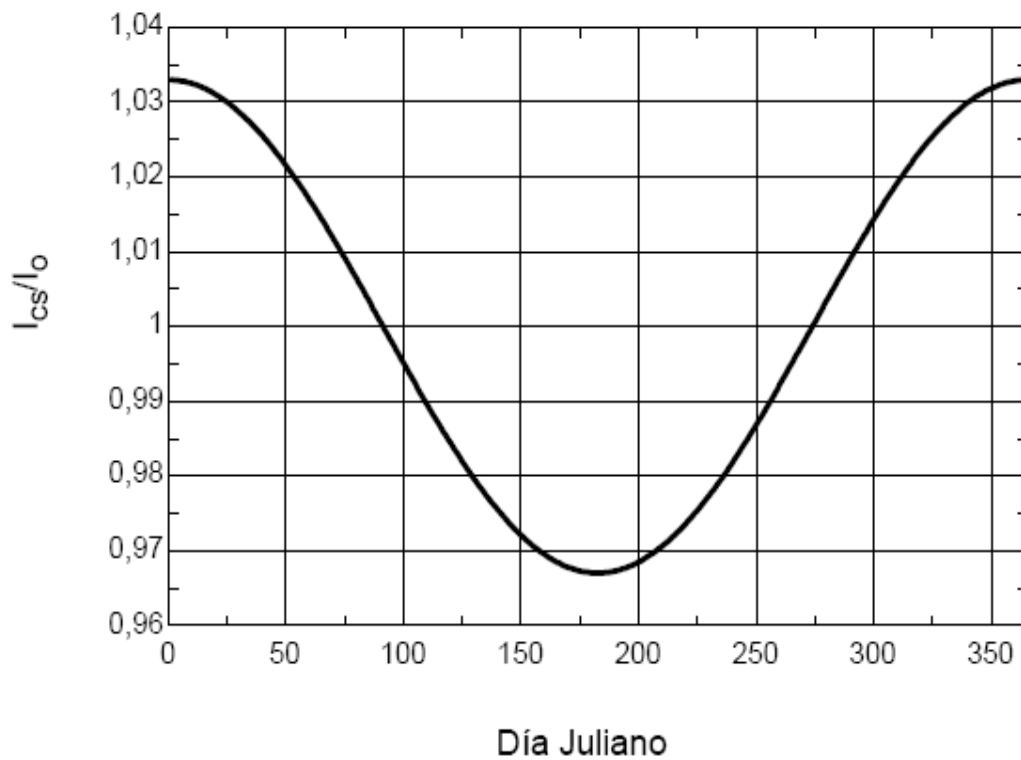


Fig. 5.1. Variación de la constante solar a lo largo del año.

Expresándose esta dependencia a través de la siguiente ecuación:

$$I_0 = I_{cs} \left[1 - 0.0335 \left(\sin \left(dn \frac{360}{365} \right) \right) \right]$$

siendo $dn =$ índice juliano o día natural del año

Esta radiación incidente se distribuye a través de diferentes longitudes de onda, cubriendo un espectro que va desde los 0'28 hasta los 5 μm incluyendo 3 regiones distintas: UV, visible e IR.

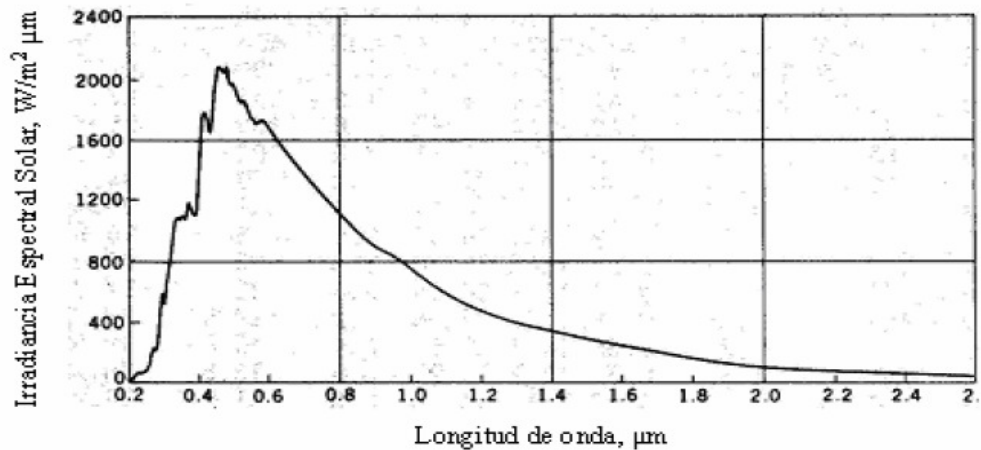


Fig.5.2. Curva de irradiación espectral en función de λ

Al atravesar la atmósfera la radiación solar sufre una modificación de su espectro, por el efecto de filtrado de la masa atmosférica. La mayor parte de la radiación UV es absorbida por el O_3 mientras que las moléculas de aire difunden la radiación perteneciente a la región del visible, así como las moléculas de vapor de agua y de CO_2 absorben en la región del IR.

De la dispersión resulta la atenuación de la radiación solar extraterrestre y su redistribución en todas las direcciones del espacio sin cambio significativo de la longitud de onda. Los aerosoles, vapor de agua y partículas de polvo, son las mayores responsables de los fenómenos de scattering en la atmósfera.

La longitud de esta alteración depende de la composición de la atmósfera así como de la longitud del camino recorrido por los rayos del sol. Así se define como *Masa Atmosférica (m)* a la razón entre la cantidad de masa de gases atravesada por la radiación solar en el caso estimado y la atravesada por los rayos solares en condiciones normales en el nivel del mar.

De todo esto, se establece que la radiación que llega a la superficie procede de 3 componentes:

- RADIACION DIRECTA: formada por los rayos del Sol que no han sufrido ninguno de los efectos descritos anteriormente
- RADIACION DIFUSA: la que procede de toda la bóveda celeste excepto de la que llega del Sol, y originada por los efectos de dispersión ya comentados
- ALBEDO: Procedente del suelo, debido a la reflexión de parte de la radiación incidente sobre montañas, lagos y cualquier otro elemento, dependiendo de la naturaleza de estos. Se obtiene del cociente entre la radiación reflejada y la incidente en una superficie determinada.
- RADIACION GLOBAL: que es la suma de las tres componentes anteriores.

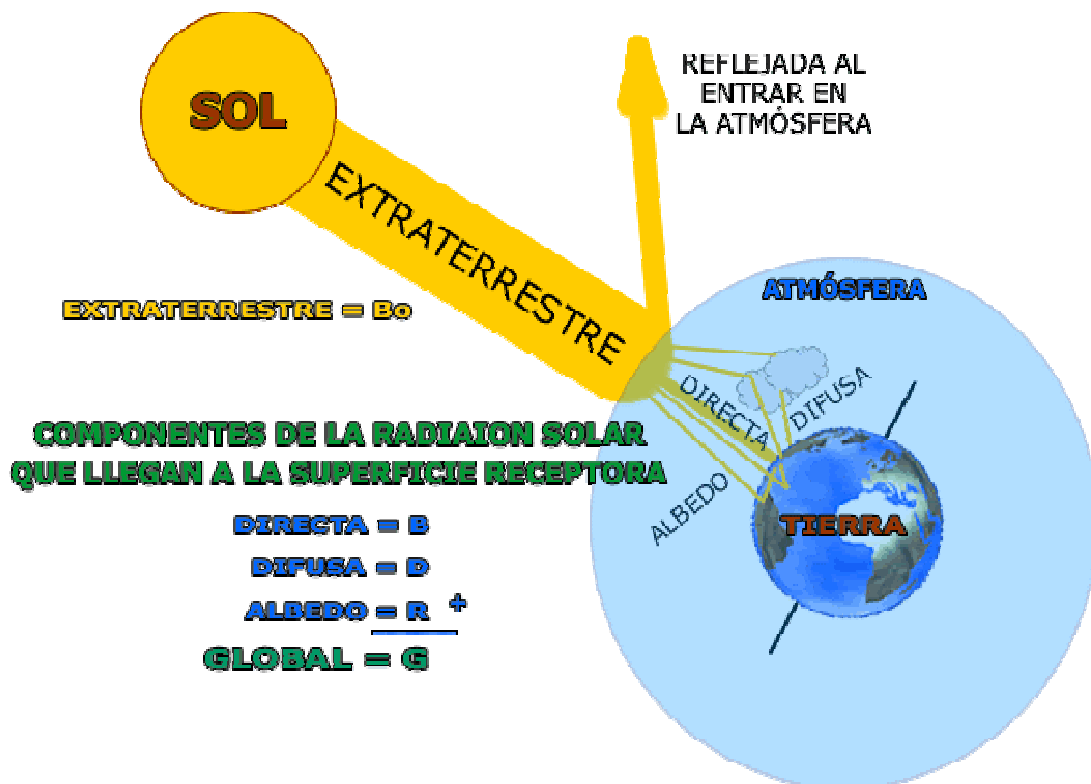


Fig.5.3. Descomposición de la radiación solar a su entrada en la atmósfera.

Para expresar la potencia de la radiación solar, y en general de cualquier radiación, se utiliza la *Irradiancia* [W/m^2], con G_0 , G_D y G_d para la radiación extraterrestre, directa y difusa respectivamente. Para evaluar la cantidad de energía por unidad de área que incide durante un periodo de tiempo determinado se recurre a la *Irradiación* [J/m^2] simplemente integrando para el periodo de tiempo considerado,

$$I = \int_{t_1}^{t_2} G(t) \cdot dt$$

5.2. GEOMETRIA SOLAR

Mediante el estudio de la “*geometría solar*” es posible conocer con exactitud la posición del Sol en cualquier momento del día. De esta manera se puede definir un conjunto de parámetros que permiten establecer tanto la posición de un emplazamiento en la Tierra, como la posición del Sol. Para ello repasaremos una serie de conceptos básicos que nos servirán de base de nuestra geometría.

La Tierra realiza una órbita anual casi circular en su movimiento de traslación alrededor del Sol, estando éste situado en uno de sus focos y la órbita comprendida en el plano común a ambos. El plano que contiene la órbita es el llamado *plano de la eclíptica*, tardando aproximadamente un año en recorrerlo por completo.

Además de éste, la Tierra realiza un movimiento de rotación alrededor del eje imaginario que la atraviesa de norte a sur, llamado *eje polar*, que mantiene una dirección aproximadamente constante y forma un ángulo de $23^{\circ} 45'$ con el plano de la eclíptica, lo que se denomina oblicuidad de la eclíptica.

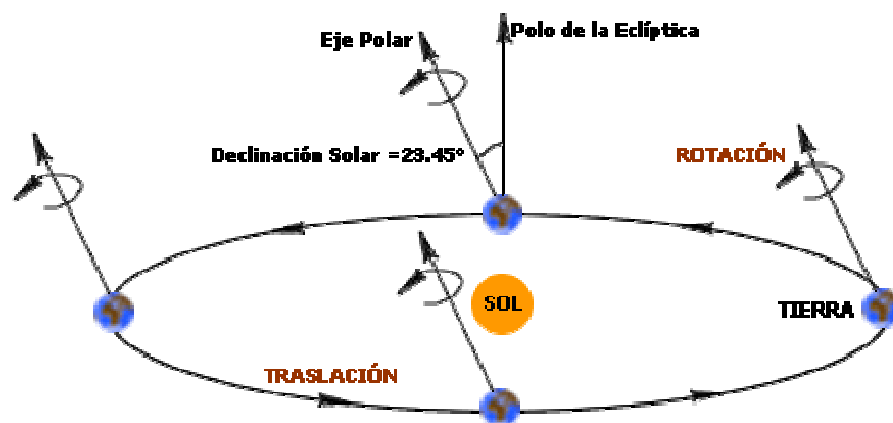


FIG.5.4. Descripción de las posiciones características de la Tierra con respecto al Sol en la órbita de traslación, así como de los movimientos que la caracterizan.

Es por esta oblicuidad por lo que el ángulo formado entre el plano ecuatorial y la eclíptica, la línea que une los centros de la Tierra y el Sol, está cambiando constantemente entre $+23^{\circ} 45'$ y $-23^{\circ} 45'$, conociéndose éste valor como la *Declinación Solar*. Éste se anula en los equinoccios de primavera (22/23 de septiembre) y de otoño (20/21 de Marzo), ya que en estos días el Sol se encuentra en el ecuador y la duración del día es igual al de la noche en toda la Tierra, y alcanzando su valor máximo en los solsticios de verano (21/22 de Junio) e invierno (21/22 de Diciembre), donde los días y las noches adquieren mayor diferencia.

5.2.1. Posición del Sol respecto de un punto

A partir de los conceptos anteriores se establecen una serie de magnitudes y parámetros angulares, que nos permiten definir en todo momento la posición del Sol con respecto al centro de la Tierra y de cualquier punto dentro de esta.

Pero para poder especificar la posición solar respecto de la Tierra hay que conocer la hora solar verdadera. Ya que la Tierra en su trayectoria no sigue un perfecto movimiento circular uniforme, el tiempo transcurrido hasta que el Sol pasa dos veces por una misma posición angular no es constante e igual a 24 horas, sino que varía a lo largo del año. Esa diferencia entre la Hora Oficial y la Hora Real será como máximo de 16 minutos, y vendrá dada por la siguiente expresión:

$$t_{hs} = t_{hc} + (1/15) \cdot (L_{st} - L_{local}) + E$$

con L_{st} como la longitud geográfica del meridiano de referencia y L_{loc} la longitud geográfica del meridiano local, y siendo E , la *Ecuación de Tiempo*, que nos proporciona la corrección con respecto a la hora solar media debido a la excentricidad de la órbita terrestre y a la desviación del eje polar.

$$E = 9'87 \cdot \text{sen}2\rho - 7'53 \cdot \cos \rho - 1'5 \text{sen} \rho$$

$$\rho = 2\pi(n - 81)/364$$

$$n = \text{diaJuliano}$$

En la ecuación anterior es frecuente introducir una tercera corrección que tiene en cuenta las modificaciones horarias que se realizan en base a criterios de estabilidad energética. En este sentido se le añade un nuevo modificador C , de $-1h$ en el invierno y de $-2h$ en el verano. Teniendo en cuenta este nuevo factor de corrección la ecuación general quedaría de esta forma:

$$t_{hs} = t_{hc} + (1/15) \cdot (L_{st} - L_{loc}) + E + C$$

Para describir la posición del Sol respecto de la Tierra se pueden considerar dos sistemas de coordenadas:

- *Sistema ecuatorial horario*, donde el sistema viene definido por el plano del ecuador terrestre y el eje que une los polos, independiente de la posición del observador y que define las coordenadas ecuatoriales horarias.

- Sistema horizontal, definido por el plano horizontal y la vertical del lugar, dependiente de la posición del observador y compuesto por coordenadas horizontales.

5.2.2.COORDENADAS ECUATORIALES HORARIAS

5.2.2.1. Declinación solar (δ)

Se define la declinación solar como el ángulo que forman los rayos solares con el plano del ecuador, o lo que es lo mismo el ángulo del plano orbital con respecto al plano ecuatorial. Es variable según la fecha, desde cero en los equinoccios de primavera y otoño hasta alcanzar su valor máximo en los solsticios de invierno ($-23^{\circ}27'$) y verano ($+23^{\circ} 27'$). El momento que se coge como referencia para la estimación de este valor es el mediodía solar. El método de cálculo exacto es bastante complejo y está basado en la distancia entre los dos astros. Existe una expresión que permite calcular el valor de la declinación solar para cualquier día del año, en radianes.

$$\delta = (0,006918 - 0,399912\cos \Gamma + 0,070257\sen \Gamma - 0,006758\cos 2\Gamma + 0,000907\sen 2\Gamma - 0,002697\cos 3\Gamma + 0,00148\sen 3\Gamma) \cdot \frac{180}{\pi}$$

Donde Γ es igual a

$$\Gamma = 2\pi \cdot (n - 1)/365$$

Siendo n el día Juliano.

La expresión anterior supone que la velocidad angular de la Tierra en su camino sobre la elíptica es variable, pero la mayoría de las aplicaciones de ingeniería realizan la aproximación de considerar que la Tierra gira alrededor del Sol con velocidad angular constante ya que es cómoda de manejar y proporciona una exactitud suficiente, con lo que la ecuación anterior se sustituye por esta otra:

$$\delta(^{\circ}) = 23'45 \cdot \sen(360/365 \cdot (n + 284))$$

5.2.2.2. Ángulo horario (ω/H)

Se define como el ángulo que forma el plano meridiano terrestre que pasa por el Sol y el plano meridiano local en el que se encuentra el observador, tomando como negativo antes del mediodía

solar y positivo después de este. Como el periodo de rotación terrestre es de 24 horas, es lógico deducir que la velocidad de rotación es de 15° por hora, aumentando en esta cantidad por cada hora que falta hasta llegar al mediodía solar y disminuyendo por cada hora que pasa de éste. Así se puede definir la siguiente expresión

$$\omega = (\text{horasolar} - 12) \cdot 15$$

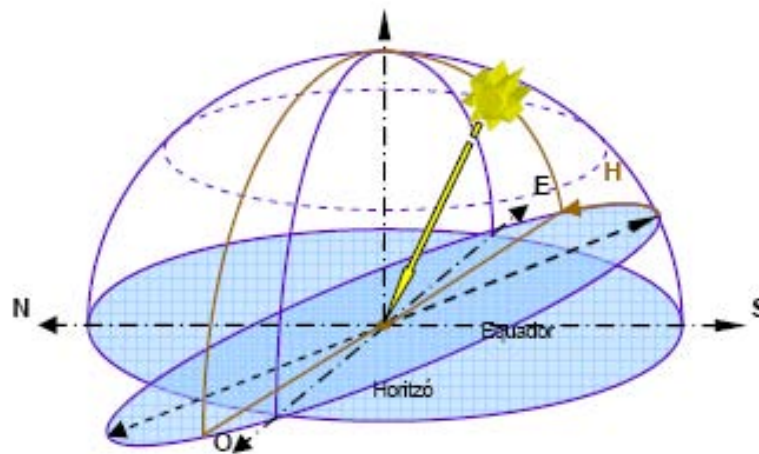


Fig.5.5 Representación del ángulo horario en coordenadas celestes

5.2.3.COORDENADAS HORIZONTALES

Son las que se utilizan para describir el movimiento del Sol desde un punto determinado de la Tierra

5.2.3.1. Latitud (λ)

Se define como el ángulo que forma la normal a la esfera terrestre por el punto considerado con el plano del ecuador. Es positivo para el hemisferio norte y negativo para el sur, tomando el valor cero para el ecuador

5.2.3.2. Longitud (L)

Se define como el ángulo comprendido entre el plano meridiano que pasa por el emplazamiento y el plano meridiano cero, estando comprendido entre $[0,180]$ y tomando valores positivos para el este y valores negativos para el oeste.

5.2.3.3. Azimut Solar (θ_s)

Es el ángulo que forma con el sur la proyección sobre el plano horizontal de la línea recta que une la posición del Sol con el punto de observación, tomando el valor cero en el momento que el Sol alcanza el mediodía solar y siendo positivo en sentido horario. Toma valores de $[0,180]$

5.2.3.4. Altura Solar (α_s)

Es el ángulo formado por la dirección del Sol y el plano horizontal del lugar. Es nulo en el momento de la salida y la puesta de Sol, y alcanza su valor máximo en el mediodía.

Para los estudios de ingeniería muchas veces es útil el ángulo cenital solar (ψ_s), que es el complementario de la altura solar.

5.2.4. POSICIÓN RESPECTO PLANO HORIZONTAL

Para conocer la posición del Sol sobre la base de los parámetros anteriormente descritos, se recurren a expresiones que nos relacionan ambos tipos de coordenadas, utilizando para ello distintos vectores unitarios:

- \vec{n} , asociado a la dirección radial de la superficie terrestre.
- \vec{u}_s , asociado a la dirección sur del emplazamiento.
- \vec{u}_e , asociado a la dirección este del emplazamiento.
- \vec{u} , asociado a la dirección de los rayos solares

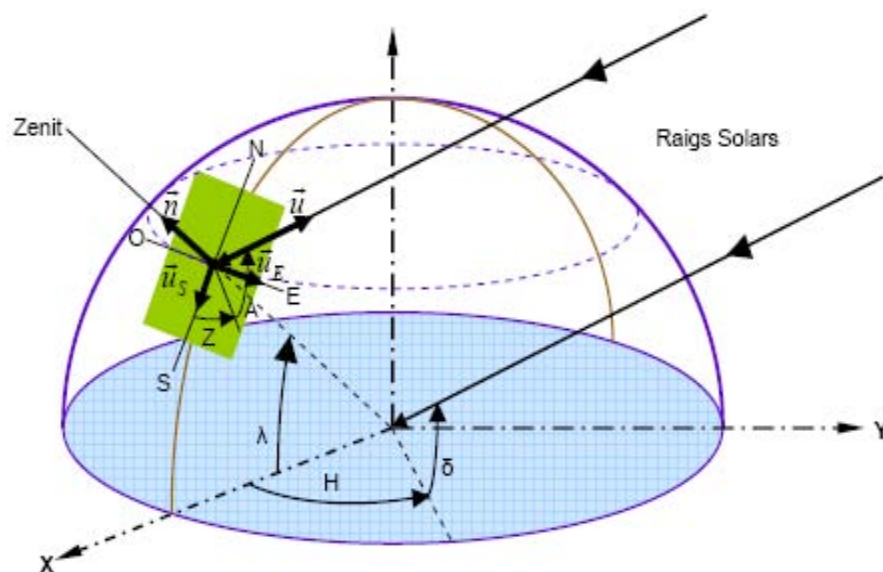


Fig.5.6.Representación conjunta de los ángulos azimut, altura solar, declinación, ángulo horario y latitud, así como de los vectores unitarios.

Teniendo en cuenta que H es el ángulo horario (ω), Z es el azimut solar (θ_s) y A la altura solar (α_s), haciendo un análisis vectorial del esquema anterior obtenemos:

- con respecto al sistema de referencia absoluto XYZ

$$\vec{u} = (\cos \delta \cdot \cos \omega)\vec{i} + (\cos \delta \cdot \sin \omega)\vec{j} + \sin \delta \vec{k}$$

$$\vec{n} = \cos \lambda \vec{i} + \sin \lambda \vec{j}$$

$$\vec{u} \cdot \vec{n} = \cos(90 - \alpha) = \sin \alpha$$

$$\sin \alpha = \cos \delta \cdot \cos \lambda \cdot \cos \omega + \sin \delta \cdot \sin \lambda$$

- con respecto al sistema de referencia relativo S-Z-Zenit

$$\vec{u}_s = \sin \lambda \vec{i} - \cos \lambda \vec{k}$$

$$\vec{u}_e = \vec{j}$$

$$\vec{u} = (\cos \alpha_s \cdot \cos \psi_s)\vec{u}_s + (\cos \alpha_s \cdot \sin \psi_s)\vec{u}_e + \sin \alpha_s \vec{n}$$

$$\vec{u} \cdot \vec{u}_e = \cos \alpha_s \cdot \sin \psi_s = \cos \delta \cdot \sin \omega$$

$$\sin \psi_s = \frac{\cos \delta \cdot \sin \omega}{\cos \alpha_s}$$

Y siendo ω el ángulo horario, que en el momento de la salida o la puesta del Sol es igual a:

$$\omega_{s\text{ocaso}} = \arccos(-\tan \lambda \cdot \tan \delta)$$

5.2.5.POSICIÓN RESPECTO PLANO INCLINADO

Inicialmente hay que definir dos nuevos parámetros en el caso de una superficie inclinada:

- Pendiente o Inclinación (β): Es el ángulo que forma el plano inclinado con la horizontal
- Azimut superficial (ψ_s): Angulo que forma la proyección superficial sobre el plano horizontal del vector normal a la superficie desde el Sur horizontal.
- Angulo de incidencia (i): Angulo formado entre la normal a la superficie y la dirección de incidencia de los rayos solares.

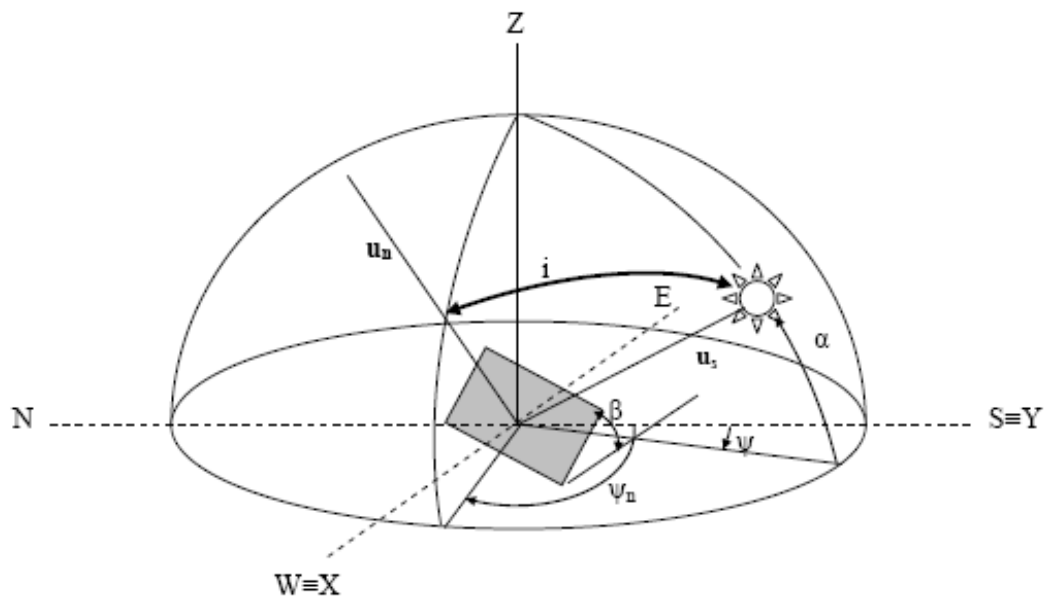


Fig.5.7. Ángulo de incidencia sobre un plano inclinado.

Definimos

$$\begin{aligned}\vec{u}_s &= (\cos \alpha \cdot \cos \psi) \vec{i} + (\cos \alpha \cdot \sin \psi) \vec{j} + \sin \alpha \vec{k} \\ \vec{n} &= (\sin \beta \cdot \cos \psi_n) \vec{i} + (\sin \beta \cdot \sin \psi_n) \vec{j} + \cos \beta \vec{k} \\ \vec{u}_s \cdot \vec{n} &= \cos i = \sin \alpha \cdot \cos \beta + \cos \alpha \cdot \sin \beta \cdot \cos(\psi_n - \psi)\end{aligned}$$

Esta expresión para el ángulo de incidencia puede ponerse en función de los parámetros de plano horizontal si la combinamos con las expresiones deducidas anteriormente, obteniendo:

$$\begin{aligned}\cos i &= (\sin \delta \cdot \sin \lambda \cdot \cos \beta) - (\sin \delta \cdot \cos \lambda \cdot \sin \beta \cdot \cos \psi_n) + (\cos \delta \cdot \cos \lambda \cdot \cos \beta \cdot \cos \omega) + \\ &+ (\cos \delta \cdot \sin \lambda \cdot \sin \beta \cdot \cos \psi_n \cdot \cos \omega) + (\cos \delta \cdot \sin \beta \cdot \sin \psi_n \cdot \sin \omega)\end{aligned}$$

6. ESTIMACIÓN DE LA RADIACIÓN SOLAR

6.1. DENSIDAD DE RADIACIÓN SOLAR EXTRATERRESTRE

6.1.1. PLANO HORIZONTAL

La densidad de flujo radiante si no tenemos en cuenta los efectos de la atmósfera, es decir antes de que esta la atraviese, será

$$F = F_0 \cdot \cos i$$

Como en nuestro caso nos encontramos con el plano horizontal, el ángulo de incidencia se relaciona con la altura solar de forma que:

$$i = (\pi/2) - \alpha_s$$

Si además tenemos en cuenta la expresión obtenida anteriormente que nos relaciona la altura solar con el resto de parámetros angulares:

$$F = F_0 \cdot (\sin \delta_s \cdot \sin \lambda + \cos \delta_s \cdot \cos \omega_s \cdot \cos \lambda)$$

Teniendo en cuenta que tanto λ como δ pueden considerarse constantes para un punto y un día determinado, mientras que ω va variando a lo largo del día y solo tiene sentido considerarlo para aquellos valores comprendidos entre la salida y la puesta del sol, ya que para el resto del tiempo no existe flujo radiante.

Por esto si integramos la cantidad de flujo radiante para un día en particular, entre la salida y la puesta de sol:

$$F_1 = \int_{orto}^{ocaso} F_0 (\sin \delta_s \cdot \sin \lambda + \cos \delta_s \cdot \cos \lambda \cdot \cos \omega_s(t)) dt \quad (Kw \cdot h / m^2)$$

Hacemos un cambio de variable aplicando que:

$$\omega_s = (2\pi/24)t - \pi$$

$$\partial \omega_s = (2\pi/24) \partial t$$

Y obtenemos

$$F_1 = (24/\pi) \cdot F_0 \cdot (\sin \delta_s \cdot \sin \lambda \cdot 2\omega_{s\ ocaso} + \cos \delta_s \cdot \cos \lambda \cdot 2 \sin \omega_{s\ ocaso}) \quad (Kw \cdot h / m^2)$$

Si además introducimos la expresión vista anteriormente que relaciona la constante solar con la distancia media Tierra-Sol:

$$F_1 = (24 / \pi) \cdot F_{ics} \cdot (1 - 0.033 \cdot \sin(360 \cdot dn/365)) \cdot (\sin \delta_s \cdot \sin \lambda \cdot 2\omega_{s\text{ocaso}} + \cos \delta_s \cdot \cos \lambda \cdot 2 \sin \omega_{s\text{ocaso}})$$

6.1.2. PLANO INCLINADO CON ORIENTACIÓN SUR

Cuando consideramos un plano inclinado un ángulo β la órbita aparente del Sol se asemeja a la que este describe a un valor de latitud igual a $\lambda - \beta$, con lo que el valor de la radiación recibida sobre esta placa sería:

$$F_{1,\beta} = (24 / \pi) \cdot F_{ics} \cdot (1 - 0.033 \cdot \sin(360 \cdot dn/365)) \cdot (\sin \delta_s \cdot \sin(\lambda - \beta) \cdot 2\omega'_{s\text{ocaso}} + \cos \delta_s \cdot \cos(\lambda - \beta) \cdot 2 \sin \omega'_{s\text{ocaso}})$$

Siendo $\omega'_{s\text{ocaso}}$ el menor de estos dos valores:

$$\cos^{-1}(-\tan \delta_s \cdot \tan \lambda)$$

$$\cos^{-1}(-\tan(\lambda - \beta) \cdot \tan \delta_s)$$

6.2. DENSIDAD DE RADIACIÓN SOLAR TERRESTRE

6.2.1. PLANO HORIZONTAL

Como ya hemos referido anteriormente al hablar de la radiación solar, en el límite superior de la atmósfera la densidad de radiación que incide sobre una superficie perpendicular a la dirección de propagación de estos es la constante solar I_{cs} . Pero ésta se ve sometida a fenómenos de dispersión y de absorción, disminuyendo por tanto la densidad de flujo radiante que llega a la superficie terrestre.

De todos los fenómenos que influyen en este proceso, es la nubosidad la de mayor contribución, pudiendo llegar a suprimir completamente la componente directa de la radiación y parcialmente la componente difusa.

Si definimos un índice de nubosidad, c , este se relaciona con las horas de sol efectivas de forma que:

$$c = 1 - (n/N)$$

Donde

$n = \text{numero de horas de sol reales}$

$N = \text{numero de horas de sol teoricas.}$

Es a partir de estos datos, en defecto de disponer de datos de radiación incidente procedentes de algún servidor o base de datos meteorológica actualizada, desde los que se suele comenzar los cálculos para la estimación teórica de la radiación global incidente, R_s . Para ello se recurre a la expresión de Rietveld

$$\frac{R_s}{F_1} = 0.18 + 0.62 \cdot \left(\frac{n}{N}\right)$$

De ésta obtenemos datos de radiación global incidente para posteriormente obtener las componentes directa y difusa, sin más que aplicar una fórmula empírica que las relaciona con la radiación global. Previamente definimos el Índice de claridad de la atmósfera, K_t , como el cociente entre:

$$K_t = \left(\frac{R_s}{F_1}\right)$$

La fórmula empírica que nos permite obtener la componente difusa, R_{sd} es:

$$\left(\frac{R_{sd}}{R_s}\right) = A + B \cdot K_t$$

$$A = 1.230$$

$$B = -1.560$$

Existe otra expresión de carácter empírico que proporciona mayor exactitud en la obtención de la radiación difusa en función del coeficiente de nubosidad, que fue propuesta por Liu y Jordan:

$$\frac{R_{sd}}{R_s} = 1.39 - 4.027 \cdot K_t + 5.531 \cdot K_t^2 - 3.13 \cdot K_t^3$$

Si conocemos la componente difusa, simplemente por diferencia con la radiación global obtenemos la parte directa.

6.2.2. PLANO INCLINADO

En una superficie inclinada hay que cuantificar, además de las componentes anteriores, una tercera componente como resultado de la incidencia de los rayos solares por reflexión de estos en la superficie terrestre y en los objetos. Es lo que se denomina, el albedo.

Para cuantificar estas tres componentes hay que partir del cociente entre F_1 , radiación extraterrestre sobre un plano horizontal, y $F_{1\beta}$, radiación extraterrestre sobre plano inclinado un ángulo β , de forma que:

$$f_\beta = \frac{F_{1\beta}}{F_1} = \frac{(\sin \delta_s \cdot \sin(\lambda - \beta) \cdot 2\omega'_{s\text{ocaso}} + \cos \delta_s \cdot \cos(\lambda - \beta) \cdot 2 \sin \omega'_{s\text{ocaso}})}{(\sin \delta_s \cdot \sin \lambda \cdot 2\omega_{s\text{ocaso}} + \cos \delta_s \cdot \cos \lambda \cdot 2 \sin \omega_{s\text{ocaso}})}$$

Donde f_β se define como el factor de corrección geométrico y se mantiene constante para la componente directa de la radiación. A partir de aquí vamos a pasar a evaluar cada una de las componentes:

- Radiación directa incidente sobre una superficie inclinada será igual a:

$$R_{s,B}^\beta = f_\beta \cdot R_{s,B}$$

- Radiación de albedo es función de un coeficiente de reflexión característico de las distintas superficies, denominado coeficiente de albedo, ρ . Solo una parte de toda la radiación reflejada será captada por la superficie, llegando a la expresión siguiente mediante consideraciones geométricas en las que no vamos a profundizar

$$R_{s,\rho}^\beta = (1/2) \cdot R_s \cdot \rho \cdot (1 - \cos \beta)$$

- Radiación difusa: Para evaluar la componente difusa de la radiación existen varios modelos que se pueden utilizar según como se considere que se reparte la radiación difusa. En nuestro método de cálculo se opta por un modelo intermedio, ya que disponemos de un cociente ($R_{s,B}/F_1$) que nos da una idea acerca del estado de claridad del cielo.
 - Cuando este cociente toma valores altos, la mayor parte de la radiación extraterrestre se convierte en radiación directa con lo que los efectos de dispersión es mínimo, dando lugar a un modelo anisótropo.

- Si el cociente toma valores bajos, menor es la componente directa y mayor es el efecto de difusión de la radiación

Teniendo en cuenta esto así como la fracción de cielo vista desde la placa, la fracción de radiación difusa será:

$$R_{s,d}^{\beta} = R_{s,d} \cdot \left(\frac{R_{s,B}}{F_1} \cdot f\beta + \frac{1}{2} \cdot (1 + \cos \beta) \cdot \left(1 - \frac{R_{s,B}}{F_1} \right) \right)$$

Una vez obtenidas todas las componentes de la radiación, calculamos mediante una sencilla suma la radiación global incidente sobre una placa inclinada,

$$R_s^{\beta} = R_{s,B}^{\beta} + R_{s,d}^{\beta} + R_{s,\rho}^{\beta}$$

El resultado de la radiación global incidente obtenido para una inclinación β debe modificarse, multiplicándose por un factor que responde a la influencia que tiene sobre la captación las circunstancias geográficas de cada localización. El valor de este factor, F_1 oscilará entre:

$$F_1 \begin{cases} 1.05 & \text{Zonas de montaña} \\ 1 & \text{Condiciones normales} \\ 0.95 & \text{Zonas de polución} \end{cases}$$

Además en la práctica hay que considerar un segundo factor que reduce la radiación solar efectiva que incide sobre una placa, F_2 que tiene en cuenta el efecto de deterioro que sufren los paneles solares por el hecho de estar sometidos a condiciones de intemperie, y que suele tomar el valor de 0.94

6. SISTEMA DE PRODUCCION DE ENERGÍA TÉRMICA

6.1. CLASIFICACION DE LAS INSTALACIONES SOLARES

6.1.1. SEGÚN EL PRINCIPIO DE ACTIVIDAD

- Sistemas pasivos: Los sistemas pasivos se valen de elementos integrados en los edificios y funcionan sin necesidad de fuentes de energía externas. Por ejemplo, incluyen paredes de cristal o perforadas, claraboyas o superficies reflectantes; o bien estructuras con elevada inercia térmica, como muros Trombe, muros con cambio de fase y paredes de agua.
- Sistemas activos: Los sistemas activos son aquéllos dotados de equipos técnicos de apoyo, con medios para captar, convertir, transportar y utilizar la energía solar. Concretamente, se trata de sistemas con paneles fotovoltaicos y térmicos.

6.1.2. SEGÚN EL RANGO DE TEMPERATURA

- Energía solar térmica de baja temperatura: Destinada a aquellas aplicaciones que no exigen temperaturas del agua superiores a los 90°C. Así por ejemplo, agua caliente sanitaria (ACS) y apoyo a la calefacción de viviendas, ACS en polideportivos, calentamiento de agua de piscinas, etc....
- Energía solar térmica de media temperatura: Destinada a aquellas aplicaciones que exigen temperaturas del agua comprendidas entre los 80°C y los 250°C. Como, por ejemplo, la producción de fluidos térmicos para procesos industriales, la desalinización de agua de mar y refrigeración mediante energía solar.
- Energía solar térmica de alta temperatura: Destinada a aquellas aplicaciones que requieran temperaturas del agua superiores a los 250°C. Así, por ejemplo, la generación de vapor para la producción de electricidad a gran escala.

6.1.3. SEGÚN EL PRINCIPIO DE CIRCULACIÓN

- Circulación natural: el movimiento del agua por circulación natural o termosifón se produce por la diferencia de temperaturas entre el agua fría del tanque y la caliente del colector, esto es, el agua interior del colector calentada por el sol disminuye su densidad y por tanto su peso, por lo que el mayor peso del agua fría del depósito (colocado necesariamente por encima de los colectores más de 30 cm.), actuando por el conducto de retorno, que une la parte inferior del depósito con la parte inferior del colector, empuja al agua caliente del colector, menos pesada, obligándola a ascender por la tubería que une la parte superior del tanque.

El movimiento del agua del colector al depósito, éste se mantendrá mientras haya suficiente diferencia de temperaturas entre el colector y el depósito. Una vez calentada el agua del depósito las temperaturas se igualan y el movimiento cesa.

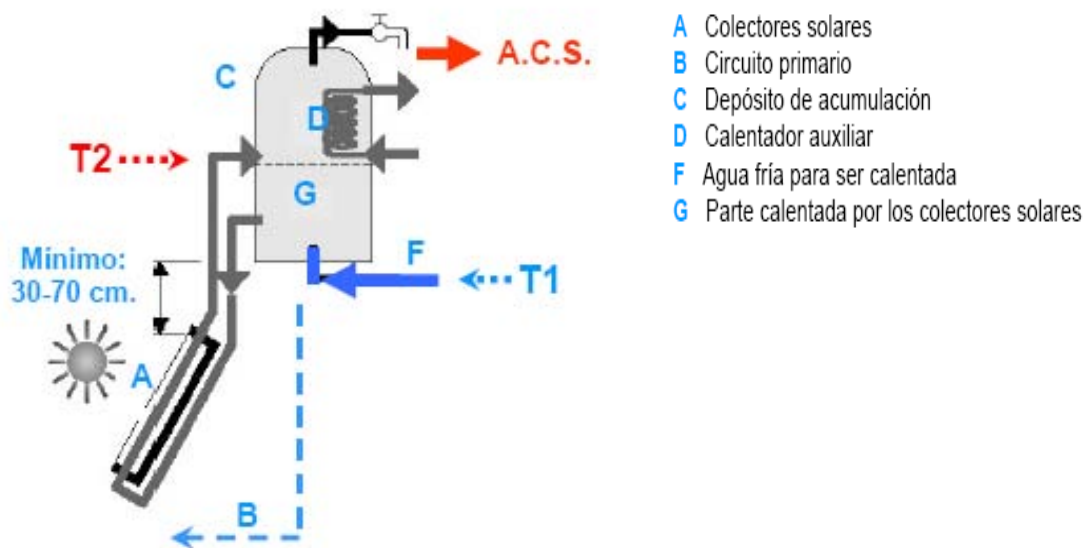


Fig.6.1. Esquema de instalación por circulación natural.

- Circulación forzada: Ahora el captador y el depósito pueden adoptar la posición relativa que convenga, es decir, que pueden estar al mismo nivel. Estos sistemas están equipados con dispositivos que provocan la circulación forzada del fluido de trabajo.

A diferencia del funcionamiento de los equipos compactos, el movimiento del fluido calorportador es debido a la acción de un grupo de bombeo que lo hace circular a través de los colectores para posteriormente ceder la energía ganada en ellos a los acumuladores.

6.1.4. SEGÚN EL SISTEMA DE TRANSFERENCIA DE CALOR

- Instalaciones directas: Pueden ser de circulación natural o forzada. Son instalaciones simples donde el fluido de trabajo del acumulador se dirige a los calentadores solares, y de aquí nuevamente al acumulador para su almacenamiento a mayor temperatura y utilización.

Aunque durante años se permitieron las instalaciones directas, es decir, aquellas en las que el fluido primario, que pasa por captadores, es consumido por el usuario, su uso ha venido presentando ciertas limitaciones e inconvenientes en su funcionamiento y durabilidad, lo que ha llevado a que el Código Técnico de la Edificación no las contemple entre las configuraciones admitidas para los usos destinados para agua caliente sanitaria.

En el caso de instalaciones de refrigeración el fluido calorportador no está destinado al consumo sino que actúa dentro de un circuito cerrado que engloba a toda la instalación de producción de frío. Dado que como fluido calorportador se utilizan mezclas anticongelantes

con propiedades anticorrosivas salvan en cierta medida las limitaciones de durabilidad y estabilidad del sistema.

- **Instalaciones indirectas:** Pueden ser de circulación natural o forzada. Las instalaciones indirectas presentan un intercambiador que realiza la transferencia de calor entre el fluido que circula por el circuito primario y el fluido que circula por el circuito secundario o el contenido en el acumulador solar. Puede ubicarse en el mismo acumulador solar (interacumulador) como los de serpentín o doble envoltente o funcionar externamente al mismo como los de placas.

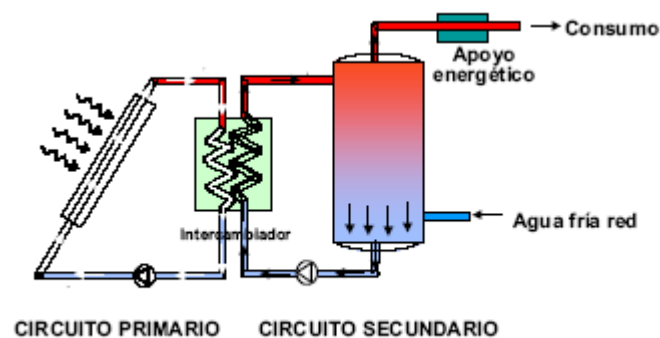


Fig.6.2. Esquema de una instalación solar térmica con circuito cerrado.

| | CIRCULACIÓN NATURAL | | CIRCULACIÓN FORZADA | |
|--------------------------------|--------------------------------------|--|---|---|
| | Ventajas | Inconvenientes | Ventajas | Inconvenientes |
| SISTEMA DIRECTO | Sencillez y bajo coste | No se puede regular la temperatura del depósito | Depósito en cualquier lugar | Necesidad de potencia eléctrica |
| | Pequeñas instalaciones | Mayor peligro para la corrosión | Posibilidad de regular la temperatura | Instalaciones más caras |
| | No requiere potencia eléctrica | Depósito a mayor altura | Instalaciones medias | Mayor peligro ante la corrosión |
| | Instalaciones individuales | Los colectores soportan mayor presión de trabajo | Mayor versatilidad en las instalaciones | No se puede proteger contra las heladas Los colectores soportan mayor presión de trabajo |
| SISTEMA INDIRECTO | Mayor seguridad ante la corrosión | No se puede regular la temperatura del depósito | Se puede usar anticongelante | Mayor grado de complejidad |
| | Se puede usar anticongelante | Depósito a mayor altura | Posibilidad de regular la temperatura | Necesidad de bomba |
| | Sencillez y bajo coste | | Mayor seguridad ante la corrosión | Necesidad de potencia eléctrica |
| | No requiere potencia eléctrica | | Colectores sometidos a menos presión | Grandes instalaciones de más complejidad |
| | Instalaciones medias | | Instalaciones de ACS | |
| | Colectores sometidos a menos presión | | | |
| Para climatización de piscinas | | | | |

Fig.6.3. ventajas e inconvenientes de los distintos tipos de instalaciones solares.

6.2. INSTALACIÓN SOLAR ACTIVA PARA LA GENERACIÓN DE AGUA CALIENTE

Los tres subsistemas básicos de los que se compone una instalación solar activa para la generación de agua caliente, son:

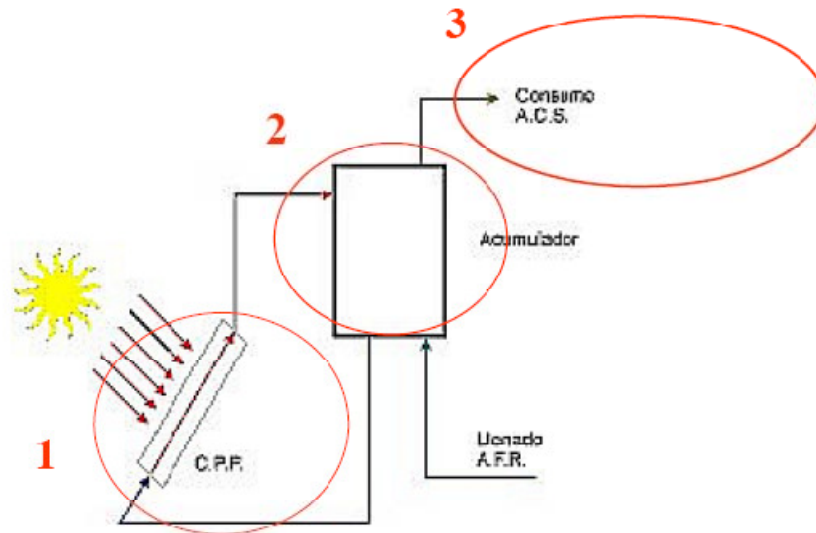


Fig.6.4. Representación de:
1. subsistema de captación de energía solar,
2. subsistema de almacenamiento de energía térmica,
3. sistema de distribución.

almacenamiento de energía térmica, 3. sistema de distribución.

6.2.1. SUBSISTEMA DE CAPTACIÓN DE ENERGÍA SOLAR TÉRMICA

Es la parte del sistema que proporciona el calor necesario a un sistema de refrigeración que tiene como fuerza motriz la energía térmica. Centrándonos en un sistema basado en la energía solar, el colector solar es el principal componente de este sistema. Además de éste, el uso del captador solar conlleva la utilización de un fluido calorportador, que absorbe el calor del captador solar y lo transporta a los puntos donde lo utilizaremos a través de un circuito de tuberías. En los puntos donde necesitamos el calor, el fluido calorportador lo cede y una vez hecho retorna a los colectores para volver a empezar el ciclo.

6.2.2. SUBSISTEMA DE ALMACENAMIENTO

Tiene como misión compensar el desfase existente entre el momento que se capta la energía solar y el momento en el que se produce la demanda del usuario. En el caso de las instalaciones destinadas a su uso en refrigeración está más destinado a compensar la variabilidad de la energía incidente. El elemento principal es el acumulador, que nos permite almacenar la energía y que además nos proporciona un efecto de estratificación térmica beneficioso desde el punto de vista del rendimiento de la instalación. Un punto crítico es la elección de un correcto volumen de acumulación, que nos proporcione el grado de estratificación deseado.

6.2.3. SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

Es el encargado de llevar el fluido a los puntos de utilización. Podemos diferenciar entre el circuito primario de tuberías, que es aquel grupo que transporta el fluido hasta el intercambiador o el acumulador, según optemos por instalar el primero o no, y el circuito secundario que transporta el fluido hasta los puntos de consumo. Ambos están compuestos por elementos como:

- Tuberías: Deben resistir, al igual que los componentes especiales, las temperaturas y presiones normales de una instalación solar. Por esta razón, no se pueden utilizar tubos de plástico ni multicapa. Tampoco se pueden emplear tubos galvanizados, ya que a más de 60°C pueden liberar cinc, especialmente en presencia de sustancias anticongelantes.
- Vaso de expansión: que permite absorber las variaciones de volumen y presión en el sistema debido a las fluctuaciones de temperatura del fluido circulante.
- Bombas: responsables del movimiento forzado del fluido por el sistema térmico.
- Válvulas: responsables de impedir que se produzcan retornos de fluido y de limitar la presión máxima del circuito. Las encontramos de
 1. Válvulas de seguridad
 2. Válvulas de purga de aire: solo para el eliminar el aire durante el llenado y la puesta en marcha de la instalación
 3. Válvulas de retención: Evitan las circulaciones parásitas que pueden producirse cuando el fluido contenido del acumulador está más caliente que el de los paneles

6.2.4. SISTEMAS DE CONTROL

Nos permite regular el proceso a nuestra conveniencia y evitar que la temperatura de trabajo se eleve hasta niveles peligrosos para nuestra instalación o bien regular el sistema para que mantenga la temperatura en torno a un valor determinado.

6.2.5. PURGADORES

Dispositivos que permiten la salida del aire acumulado en el circuito, ya sea manual o automático. Adicionalmente los equipos suelen disponer de un sistema de energía auxiliar que se utiliza para complementar el aporte solar suministrando la energía necesaria para cubrir la demanda prevista, garantizando la continuidad del suministro de agua caliente en los casos de escasa Radiación solar o consumo superior al previsto.

6.3. SUBSISTEMA DE CAPTACIÓN DE ENERGIA SOLAR

6.3.1. EL COLECTOR SOLAR. GENERALIDADES

El captador solar es un tipo especial de intercambiador de calor en cuyo interior se produce el calentamiento del fluido de trabajo gracias a la energía de la radiación solar. Aunque pueda asemejarse a un intercambiador en su funcionamiento, hay varios factores que los diferencian, como por ejemplo el hecho que la energía transferida proceda de una fuente sumamente lejana, que como máximo podamos conseguir 1100 W/m² de energía o que ésta se encuentre sometida a factores que le confieren una alta variabilidad y que están fuera de nuestro control.

Todos los diseños tienen el objetivo de convertir la mayor cantidad de energía incidente en energía útil que sea finalmente aprovechable en el punto de consumo, pero como no podía ser de otra forma, la forma y la eficiencia con la que consiguen varían según el al rendimiento, calidad y características constructivas de los mismos.

En estado estacionario la energía incidente sobre la superficie del colector es igual a la suma del calor útil más los diferentes términos de pérdidas que tienen lugar, con lo que el balance de energía solar de forma general queda como mostramos a continuación, aunque será desarrollado de una forma más extensa en adelante:

$$A \cdot G_i = \dot{Q}_{use} + \dot{Q}_{loss,opt} + \dot{Q}_{loss,convective} + \dot{Q}_{loss,conductive} + \dot{Q}_{loss,radiative}$$

Donde:

- A (m²), área de absorción
- G_i (W/m²), radiación solar incidente en la superficie del colector
- \dot{Q}_{use} (W), potencia útil obtenida por el captador
- $\dot{Q}_{loss,opt}$ (W), pérdidas ópticas en el captador incluyendo la que son debidas a la reflexión y absorción en la cubierta transparente, es decir aquella parte de la radiación que no alcanza el absorbedor.
- $\dot{Q}_{loss,convective}$ (W), pérdidas convectivas en el captado
- $\dot{Q}_{loss,conductive}$ (W), pérdidas conductivas a través de todas las zonas sensibles a este mecanismo en el colector, incluyendo la unión cubierta-absorbedor, la parte trasera y los bordes del mismo.
- $\dot{Q}_{loss,radiative}$ (W), pérdidas radiativas.

6.3.2. PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS DE UN COLECTOR

6.3.2.1. AREA DEL ABSORBEDOR

Es la suma de las áreas de las aletas y de las tuberías internas de distribución expuestas a la radiación, y si existen reflectores, equivale al área de todas las superficies que absorben la radiación. Según la norma ISO 9488, se define como *el área máxima de la proyección del absorbedor*.

6.3.2.2. AREA DE APERTURA

En el caso de un captador plano, normalmente coincide con el área expuesta a la incidencia de la radiación, es decir, el área de la cubierta. Si se trata de un tubo de vacío, el área de apertura coincide con el producto del diámetro interno del tubo, la longitud no sombreada y el número de tubos. Según la norma ISO 9488, se define como el área proyectada máxima a través de la cual penetra en el captador la radiación solar sin concentrar.

6.3.2.3. AREA BRUTA

En el área entre los límites exteriores del captador, generalmente los bordes externos de la carcasa del mismo. Según la norma ISO 9488.

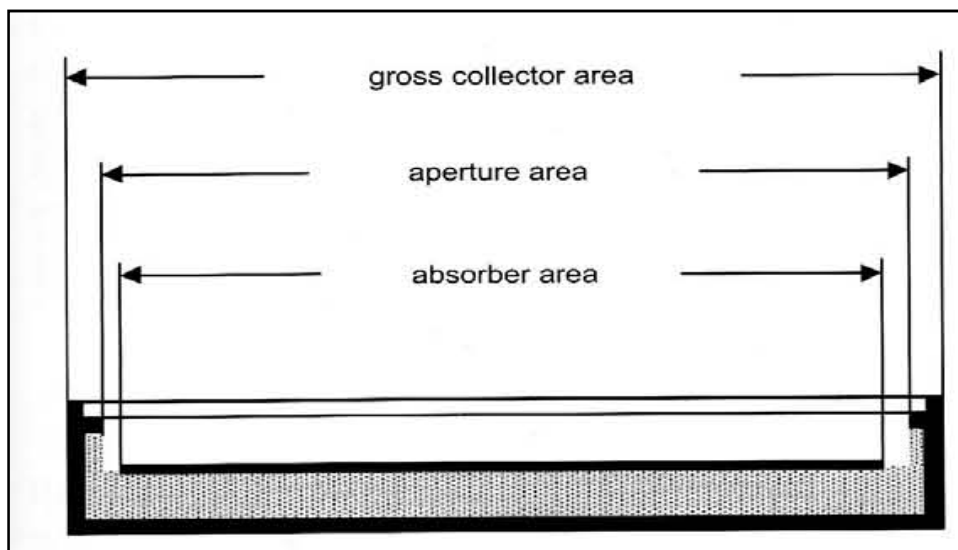


Fig.6.5. Definición de las diferentes áreas de un colector plano.

6.3.2.4. CAPACIDAD TÉRMICA

La capacidad térmica de un captador es una medida de la inercia térmica, de la rapidez de respuesta del captador durante el calentamiento y el enfriamiento al que este se ve sometido durante las primeras horas del día y durante las últimas de la tarde, así como por las variaciones energéticas que se pueden producir a lo largo de un día. Esta expresión no permite estimar su valor, si conocemos previamente a , las pérdidas convectivas de la cubierta al exterior:

$$(m \cdot Cp)_e = (m \cdot Cp)_{ab} + a \cdot (m \cdot Cp)_{cub}$$

Si esta es baja, se convierte en una característica favorable en un clima variable, mientras que si es alta el captador es más apto para zonas con clima estable la mayor parte del año.

6.3.2.5. TEMPERATURA DE ESTANCAMIENTO

Si el captador se expone a una irradiación constante de 1000 W/m^2 y a una temperatura ambiente de 30°C sin que circule fluido por el circuito primario hasta que se alcance el equilibrio entre la energía que incide sobre el captador y las pérdidas térmicas, la temperatura máxima que se obtiene es la temperatura de estancamiento.

6.3.2.6. CONSTANTE DE TIEMPO

La constante de tiempo se define como el tiempo requerido por el fluido calorportador para que se produzca una variación en un valor igual a 0.632 o $(1 - \frac{1}{e})$ del total que tiene lugar después de un cambio en la radiación incidente o de la temperatura de entrada del fluido.

Imaginemos que el colector está operando en condiciones cercanas al estado estacionario, con una temperatura de entrada del fluido cercana a la temperatura ambiente. Si la radiación incidente es interrumpida de repente por algún factor externo, el tiempo t para cual esta ecuación se cumple:

$$\frac{T_{sal,t} - T_i}{T_{sal,inicial} - T_i} = \frac{1}{e} = 0.368$$

6.3.2.7. COEFICIENTE ANGULAR DE INCIDENCIA

La transmitancia de la cubierta del captador depende, como hemos comentado anteriormente, de las propiedades del vidrio y de la reflexión en su superficie. Si un rayo incide verticalmente a su superficie, la parte reflejada será pequeña en comparación al total de la energía incidente.

Cuanto mayor sea el ángulo con el que incide la radiación, mayor será la parte reflejada de ésta.

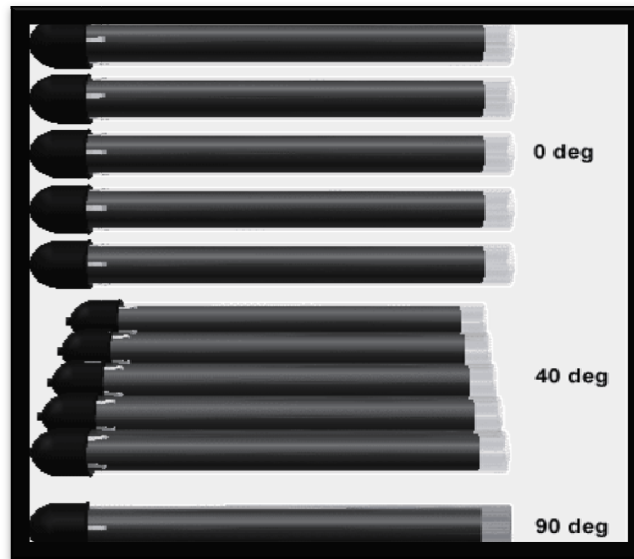


Fig.6.6 Evolución del ángulo de incidencia de la radiación solar sobre los tubos de vacío a lo largo del día.

Para tener en cuenta esta dependencia con el ángulo de incidencia se introduce como un parámetro característico del captador el modificador del ángulo de incidencia, $K_{\tau\alpha}$, que se define de forma teórica como:

$$K_{\tau\alpha} = \frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)_n} \quad |$$

Calculándose éste tanto para radiación directa como para radiación difusa. En el caso de colectores de tubo de vacío, se definen dos coeficientes distintos, uno para la dirección longitudinal y otro para la dirección transversal, de forma que:

$$K_{\tau\alpha} = (K_{\tau\alpha})_t \cdot (K_{\tau\alpha})_l \quad |$$

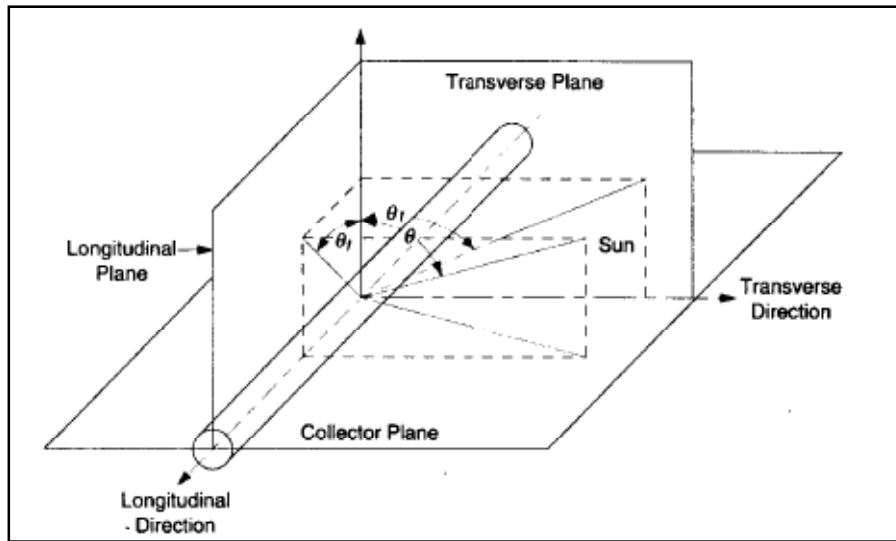


Fig.6.7. Modificador del ángulo de incidencia en un colector de tubo de vacío. (DUFFIE/BECKMAN; SOLAR ENGINEERING OF THERMAL PROCESSES)

6.3.3. RENDIMIENTO DE UN CAPTADOR SOLAR

6.3.3.1. BALANCE ENÉRGICO

El balance de energía en un receptor solar puede escribirse de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{util} = \dot{E}_{opt} - \dot{Q}_{perdidas}$$

Donde:

\dot{Q}_{util} = cantidad de energía útil que transfiere el absorbedor

\dot{E}_{opt} = energía que incide sobre el colector

$\dot{Q}_{perdidas}$ = energía perdida

Desde el punto de vista del calor transferido al fluido calorportador que pasa por el captador, la energía útil obtenida sería:

$$\dot{Q}_{util} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{sal} - T_{en})$$

Con:

\dot{m} = flujo másico del fluido de transferencia (Kg/s)

c_p = calor específico del fluido de transferencia (J/Kg · K)

T_{sal} = temperatura de salida del fluido de transferencia (K)

T_{en} = temperatura de entrada del fluido de transferencia (K)

La cantidad de radiación lumínica de baja longitud de onda que alcanzará el captador dependerá del área de apertura del mismo y de si este tiene algún mecanismo de seguimiento del sol, ya que en su defecto, la cantidad de energía incidente se verá modificada en todo momento por ángulo de incidencia de la radiación, lo que se cuantifica en el parámetro ya descrito anteriormente. Sin embargo, de forma general, podemos definir que la energía incidente será:

$$\dot{E}_{inc} = I_a \cdot A_a$$

Donde:

A_a = Área de apertura del colector (m^2)

I_a = Irradiancia solar entrante en el area de apertura (W/m^2)

Pero esta energía incidente se ve reducida a medida que pasa desde la cubierta hasta el absorbedor, incluyendo importantes pérdidas ópticas. La cantidad de energía que alcanza el absorbedor, es el producto de la energía incidente potencial, \dot{E}_{inc} , por distintos factores. La expresión resultante es:

$$\dot{E}_{opt} = \Gamma \cdot \rho \cdot (\tau\alpha) \cdot I_a \cdot A_a$$

con:

Γ = factor de concentración, solo aplicable a CPC

ρ = reflectancia de la superficie de reflexión, solo aplicable a CPC

τ = transmitancia de la cubierta del captador

α = absorbancia de la superficie receptora

En esta ecuación la transmitancia de la cubierta, es el promedio de los valores de todas las cubiertas existentes, en el caso de que las hubiese, y representa la reducción total de energía transmitida que se produce por el paso a través de las mismas. El valor de $(\tau\alpha)$ será igual al producto real de ambos valores sólo cuando el ángulo de incidencia de la radiación coincida con el de las condiciones nominales. Como en la realidad esto solo ocurre en un determinado momento del día, se incluye el modificador del ángulo de incidencia (K_θ), para cuantificar esta variación, a través de la expresión vista anteriormente. Así :

$$\dot{E}_{opt} = K_\theta \cdot (\tau\alpha)_n \cdot I_a \cdot A_a$$

6.3.3.2. MECANISMOS DE PÉRDIDAS

A medida que la temperatura del absorbedor aumenta por encima de la de sus alrededores, empiezan a ponerse en funcionamiento. Las pérdidas energéticas del absorbedor están asociadas a un mecanismo de radiación, convección y conducción debido al intercambio radiativo que se produce entre el absorbedor y la cubierta más cercana, entre las dos cubiertas (en el caso de que las hubiera) y entre la cubierta superior y los alrededores. Así:

$$Q_{pérdidas} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{rad}$$

Esta ecuación, conjuntamente con el balance global de energía al colector son los que rigen el funcionamiento del mismo, y son las que definirán la temperatura que alcanzara el fluido de transferencia a la salida del captador. Si se trasfiere mucha energía al fluido, la temperatura del absorbedor disminuirá disminuyendo la pérdidas del mismo. En el caso contrario, las pérdidas energéticas serán más elevadas.

6.3.3.3. MECANISMO DE CONVECCIÓN

Vamos a definir una expresión inicial que relaciona las pérdidas convectivas del captador con el área de la superficie de absorción, con la temperatura promedio del absorbedor y con la temperatura ambiente. Por tanto:

$$\dot{Q}_{conv} = \bar{h}_c \cdot A_r \cdot (T_r - T_a)$$

donde:

$$\bar{h}_c = \text{coeficiente convectivo promedio } (W/m^2 \cdot K)$$

$$T_r = \text{Temperatura promedio del absorbedor } (K)$$

$$T_a = \text{Temperatura ambiente} \quad (K)$$

$$A_r = \text{Area del absorbedor} \quad (m^2)$$

Pero en la realidad este mecanismo no es tan simple, sino que se dan múltiples procesos convectivos que producen pérdidas del captador con los alrededores. Si volvemos a ver la figura 6, comprobamos que existen varias situaciones en las que se puede dar una transmisión de calor por convección, como por ejemplo se produce del absorbedor a la cubierta más próxima, entre las cubiertas así como de la cubierta superior a los alrededores. En este último caso el viento actúa incremento el coeficiente de transmisión de calor responsable de las pérdidas, con lo que tendría que ser tenido en cuenta en un análisis más exhaustivo.

Otro factor a tener en cuenta en esta ecuación, es que la temperatura promedio del absorbedor no es un valor fijo que se pueda cuantificar con un valor discreto. Por ejemplo, la parte del absorbedor que esté más cercana a la zona de entrada del fluido de transferencia tendrá una temperatura menor que la parte que se encuentra en la zona de salida, y en ambos casos será menor que aquellas zonas del absorbedor que no se encuentran en contacto con el fluido.

Incluso con todas estas limitaciones el uso de este modelo simplificado puede ser un buen punto de partida para el análisis de las pérdidas térmicas del captador.

6.3.3.4. MECANISMO DE RADIACIÓN

Las pérdidas por radiación se convierten en el proceso dominante en aquellos colectores que operan a temperaturas elevadas con respecto la temperatura ambiente. La ecuación que rige la transmisión de calor por radiación es:

$$\dot{Q}_{\text{radiación}} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_r \cdot (T_r^4 - T_{\text{cielo}}^4)$$

Donde:

$\varepsilon =$ emisividad de la superficie absorbente

$\sigma =$ constante de Stephan-Boltzmann = $5.670 \cdot 10^{-8} \text{ w/m}^2 \cdot \text{K}^4$

$T_{\text{sky}}^4 =$ Temperatura de cuerpo negro equivalente del cielo

Desde el punto de vista del diseño de un colector, los factores sobre los que se puede actuar con el propósito de disminuir al máximo estas pérdidas son la emitancia de la superficie irradiante, disminuyendo su valor mediante la aplicación de recubrimientos selectivos, y el área superficial. En este último caso, el mejor ejemplo son los colectores solares de concentración.

El motivo del uso en esta ecuación de una temperatura equivalente de cuerpo negro para el cielo, es que normalmente las instalaciones de colectores solares se encuentran a cielo abierto, produciéndose un intercambio de calor entre el captador y el ambiente. Esta temperatura equivalente depende de la humedad del aire y de su densidad. Cuando la humedad relativa es alta, la temperatura equivalente puede aproximarse a la temperatura ambiente.

6.3.3.5. MECANISMO DE CONDUCCIÓN

Las pérdidas por conducción que se producen son generalmente pequeñas comparado con las otras formas de transmisión que ya hemos visto. La ecuación que rige este mecanismo es:

$$\dot{Q}_{conducción} = k \cdot \Delta x \cdot A_r \cdot (T_r - T_a)$$

con:

k = Conductividad térmica promedio

Δx = espesor promedio del material aislante

Un aspecto importante es la forma en la que el absorbedor de alta temperatura está unido a la estructura soporte. El uso de materiales de baja conductividad reduce las pérdidas de conducción a través de la estructura soporte. Por ejemplo, una medida encaminada a éste propósito es el aislamiento de la caja del captador, para impedir las pérdidas de calor por los bordes y la parte trasera del absorbedor. Normalmente se suelen usar materiales aislantes laminados con aluminio, telas asfálticas o láminas de aluminio o de acero galvanizado.

Así, comprobamos que existen múltiples mecanismos que actúan disminuyendo la energía disponible para nuestro sistema y generando pérdidas caloríficas, que hay que intentar disminuir actuando sobre los distintos elementos, dentro de las limitaciones constructivas de los modelos existentes de captadores.

6.3.4. MECANISMOS DE REDUCCIÓN DE PÉRDIDAS

Las diferentes pérdidas contribuyen de manera diferente al balance de energía del captador en estado estacionario, en función de la temperatura de operación del colector y la temperatura del absorbedor. Existen diferentes formas de reducir estas pérdidas para maximizar la cantidad de energía útil obtenida como salida del captador. Estas medidas pueden combinarse conjuntamente o bien aisladas, y dan origen a los diferentes modelos de colectores existentes en el mercado. Entre ellas se incluyen:

- Minimización de las pérdidas ópticas: mediante la aplicación de un recubrimiento anti reflectante a la cubierta transparente. Usando este tipo de cubiertas, la transmitancia puede ser mayor del 96% incrementando la energía útil que se obtiene del captador de un 5-8%.

- Minimización de las pérdidas convectivas: mediante la realización de vacío en el espacio entre la cubierta y el absorbedor. Otras soluciones es la utilización de una cubierta doble o bien el uso de un material transparente de aislamiento en forma de panal de abeja.
- Minimización de las pérdidas conductivas: mediante dos posibilidades de aplicación en el captador. Una de ellas es el aumento del espesor del aislamiento de la parte trasera del captador, así como el uso de un material de baja conductividad térmica. Otra medida encaminada a reducir las pérdidas conductivas, es la evacuación del espacio entre el absorbedor y la cubierta ya que la presencia de gas en ese espacio contribuye a la conducción de calor.
- Minimización de pérdidas radiativas: mediante la aplicación de un recubrimiento selectivo en el absorbedor. Este tipo de recubrimientos se caracterizan por tener una alta absorción en el rango del visible pero una baja emitancia en el rango del infrarrojo.
- Minimización por concentración óptica: ya que la radiación útil del colector es proporcional al área de apertura del captador, mientras que las pérdidas térmicas son proporcionales al área de absorción. Si optamos por un tipo de construcción en el cual el área de apertura es mayor que el área de absorción, esto lleva a la reducción de pérdidas térmicas.

6.3.5. MODIFICACION DEL BALANCE ENERGÉTICO

Para obtener una expresión simplificada que nos permita relacionar el calor útil obtenido con ebalance de energético al receptor, combinamos las ecuaciones de los distintos mecanismos de pérdidas con la ecuación inicial de energía incidente, de forma que:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{util} &= \dot{m} c_p \cdot (T_{sal} - T_{en}) \\ &= \Gamma \cdot \rho \cdot \tau \cdot \alpha \cdot I_a \cdot A_a - A_r \cdot [h' \cdot (T_r - T_a) + \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_r^4 - T_{sky}^4)]\end{aligned}$$

Esta ecuación refleja la cantidad de energía útil obtenida por un colector solar como la suma de la energía incidente sobre el absorbedor, la que llega una vez atraviesa la cubierta del captador, menos las pérdidas producidas por el absorbedor.

6.3.6. ECUACION DE RENDIMIENTO

La eficiencia o rendimiento en la captación de energía solar se define como el cociente entre la energía útil obtenida y transferida al fluido térmico con respecto a la energía solar incidente en el área de apertura del captador.

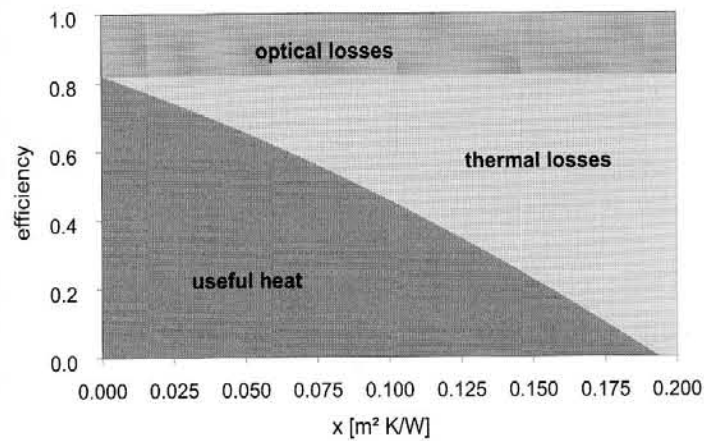


Fig.6.8. Curva de eficiencia típica de un colector solar, expresada en función del parámetro x , que se define como: $x = (T_{av} - T_{amb}) / G_i$

$$\eta_{col} = \frac{\dot{Q}_{util}}{I_a \cdot A_a}$$

Donde:

\dot{Q}_{util} = energía útil transferida al fluido de transferencia (W)

A_a = Área de apertura del colector (m²)

I_a = Irradiación solar incidente en el área de apertura (W/m²)

Con lo que combinando la ecuación 17 y 18, podemos expresar el rendimiento como:

$$\eta = \Gamma \cdot \rho \cdot (\tau\alpha) - A_r \cdot \frac{[h' \cdot (T_r - T_a) + \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_r^4 - T_{sky}^4)]}{A_a \cdot I_a}$$

A partir de esta expresión podemos definir el *rendimiento óptico*, que no es más que el cociente entre la energía que llega al absorbedor dividido de la incidente sobre el colector, para un determinado área de apertura, quedando que:

$$\eta_{opt} = \Gamma \cdot \rho \cdot (\tau\alpha)$$

Nos da una idea del límite máximo que tendrá el rendimiento del colector. Existe una serie de limitaciones que se aplican sobre la ecuación 19, que se basan en las particularidades del captador que estemos considerando. En el caso de colectores planos o de colectores de tubos de vacío sin reflectores, las limitaciones a imponer son muy similares y consisten en:

La temperatura promedio del absorbedor, T_r , se puede sustituir por la temperatura de entrada del fluido en el captador, T_{in} si multiplicamos la expresión del calor útil obtenido por un factor F_R , *factor de renovación del calor*, de forma que:

$$\dot{Q}_{util} = F_R \cdot [(\tau\alpha) \cdot I_a \cdot A_a - [h' \cdot (T_r - T_a) + \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_r^4 - T_{sky}^4)]]$$

$$\eta = F_R \cdot (\tau\alpha) - F_R \cdot \frac{h' \cdot (T_r - T_a) + \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_r^4 - T_{sky}^4)}{I_a \cdot A_a}$$

Este valor de F_R es equivalente a la efectividad de un intercambiador, que se define como el cociente entre la transferencia de calor real y la máxima posible. En el caso de un colector solar, el máximo posible tiene lugar cuando todo el colector se encuentra a la temperatura de entrada del fluido, ya que es en esta situación cuando las pérdidas son mínimas. El efecto al aplicar este factor es el de reducir la ganancia de energía útil de la que se obtendría en el supuesto anterior.

Las pérdidas por radiación se pueden combinar con la convección y la conducción para considerarlos en un coeficiente global de pérdidas U_L ($W/m^2 \cdot K$). Este coeficiente global es dependiente de la temperatura del absorbedor y puede descomponerse en otros dos coeficientes denominados, coeficiente de pérdidas de primer y segundo orden, según esta relación:

$$U_L = a + b \cdot (T_i - T_a)$$

Donde:

a = coeficiente de pérdidas de primer orden ($W/m^2 \cdot K$)

b = coeficiente de pérdidas de segundo orden ($W/m^2 \cdot K^2$)

Con lo que la expresión del rendimiento quedaría como:

S
i en
esta
expre
sión
intro

$$\eta = F_R \cdot (\tau\alpha) - F_R \cdot \frac{U_L \cdot (T_{in} - T_a)}{I_a}$$

$$= F_R \cdot (\tau\alpha) - F_R \cdot \left[\frac{a \cdot (T_{in} - T_a)}{I_a} + \frac{b \cdot (T_{in} - T_a)^2}{I_a} \right]$$

ducimos además el valor del modificador del ángulo de incidencia,

$$\eta = F_R \cdot K_\theta \cdot (\tau\alpha)_n - F_R \cdot \frac{U_L \cdot (T_{in} - T_a)}{I_a}$$

Obtenemos la expresión básica de aplicación en la mayor parte de los procedimientos estándares de estimación de rendimiento de colectores solares, de aquellos que tienen su origen en el ASHRAE, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Equipment. Sin embargo existe otro tipo de normas que presentan algunas diferencias, como ocurre en el caso de la norma de aplicación en el ámbito europeo, EN-12675, donde si observamos la ecuación de rendimiento que se usa como base del procedimiento de ensayo:

$$\eta = F_{av} \cdot (\tau\alpha)_n - \frac{F_{av} \cdot U_L \cdot (T_{fav} - T_a)}{I_a}$$

En el caso de que sea necesario llevar a cabo una conversión de datos de un tipo de norma a otra, se debe hacer uso de dos expresiones que nos relacionan los coeficientes de ambos modelos. Así:

$$F_R(\tau\alpha)_n = F_{av}(\tau\alpha)_n \left[1 + \frac{A_c \cdot F_{av} U_L}{2 \cdot \dot{m} \cdot C_p} \right]^{-1}$$

$$F_R U_L = F_{av} U_L \left[1 + \frac{A_c \cdot F_{av} U_L}{2 \cdot \dot{m} \cdot C_p} \right]^{-1}$$

Esta última expresión es también aplicable en el caso de que el coeficiente global de pérdidas se exprese en función de la temperatura según la ecuación 21.

Si para el estudio del rendimiento de nuestra instalación hacemos uso de los datos suministrados por instituciones de certificación y ensayo de colectores solares, hay que tener en cuenta que estos datos se obtienen bajo unas determinadas condiciones de caudal y de radiación incidente. Para poder utilizar estos datos es necesario transformarlos a nuestras condiciones de flujo, mediante el de la relación r ,

$$r = \frac{F_R U_L|_{use}}{F_R U_L|_{test}} = \frac{F_R(\tau\alpha)|_{use}}{F_R(\tau\alpha)|_{test}}$$

$$r = \frac{\frac{\dot{m}C_p}{A_c F' U_L} \left[1 - e^{\left(\frac{-A_c F' U_L}{\dot{m}C_p} \right)} \right]_{use}}{\frac{\dot{m}C_p}{A_c F' U_L} \left[1 - e^{\left(\frac{-A_c F' U_L}{\dot{m}C_p} \right)} \right]_{test}}$$

Para hacer uso de estas expresiones es necesario estimar el valor de F' , para lo cual es necesario conocer el valor de $F_R U_L|_{test}$ y hacer uso de esta expresión:

$$F' U_L = -\frac{\dot{m}C_p}{A_c} \ln \left(1 - \frac{F_R U_L A_c}{\dot{m}C_p} \right)$$

6.4. TIPOS DE COLECTORES

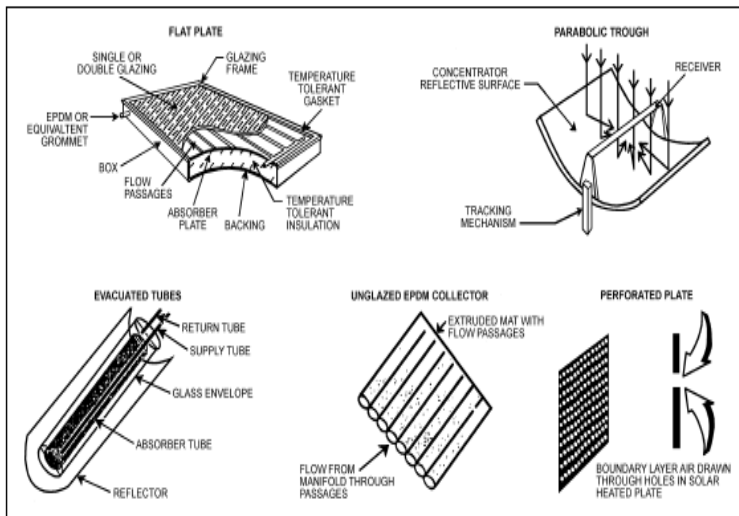


Fig.6.9 Distintos tipos de colectores y sus partes constructivas más importantes.

6.4.1. CAPTADORES NO CONCENTRADORES

6.4.2. COLECTORES DE PLACA PLANA (FPC)

Los colectores de placa plana son el tipo mayoritariamente actualmente en el mercado. En todos los países, representan alrededor del 90% de la cobertura solar instalada, siendo su principal aplicación la obtención de agua caliente sanitaria a nivel doméstico.

Un colector de placa plana contiene un absorbedor plano que, protegido con un recubrimiento superficial opaco y con una o más cubiertas transparentes de vidrio de una alta transmitancia y una baja emisividad, es el responsable de la obtención de la energía útil necesaria para nuestro objetivo de consumo. Esto es así porque las cubiertas están diseñadas para dejar pasar toda la energía incidente en forma de radiación lumínica e impedir la pérdida de energía en forma de radiación calorífica, además de disminuir considerablemente las pérdidas convectivas con el exterior y por acción del viento.

6.4.2.1. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

Para entender el funcionamiento del recubrimiento hay que tener en cuenta que cuando una radiación de una determinada longitud de onda llega a cualquier cuerpo, esta se absorbe, se transmite o bien se refleja. Esto es lo mismo que decir que la suma de las proporciones de radiación sometida a estos fenómenos es igual a la unidad

$$\alpha + \varepsilon + \rho = 1$$

Como para un cuerpo opaco se considera que no existe radiación transmitida, la energía absorbida sería la unidad menos la reflejada.

$$\alpha = 1 - \rho$$

A su vez, hay que tener en cuenta que para cualquier longitud de onda la absorptancia α es igual a la emisividad del mismo, ε , con lo que:

$$\alpha = \varepsilon = 1 - \rho \quad (31)$$

Sabemos que cuando un cuerpo está a una temperatura por encima de 200°C, el 99% de la radiación que éste emite es λ mayores de 2.5 μ m, y también hemos visto que el 98% de la radiación solar lo hace en valores menores que ese valor. Así, si aplicamos un recubrimiento que tenga una emisividad mínima para λ por encima de ese valor, no estaremos disminuyendo la capacidad de absorción solar de nuestro absorbedor.

6.4.2.2. COMPONENTES DE UN COLECTOR DE PLACA PLANA

- **Cubierta:** una o más capas de vidrio o de otro material que sea transparente para el paso de la radiación solar, y relativamente opaco para la salida de radiación de onda larga.
- **Tubos de conducción:** conducen el fluido térmico desde la entrada hasta la salida del captador.
- **Placa absorbente:** esta puede ser plana, con ondulaciones, plana con ranuras, etc...teniendo los conductos sujetos en la placa o simplemente integrados en la placa.
- **Aislante:** minimiza las pérdidas de calor de la parte inferior del captador.
- **Caja del captador:** sustenta las componentes del captador, consiguiendo que sea un elemento compacto. Además debe ser rígido, resistente a la corrosión en condiciones exteriores, y proteger contra las dilataciones provocadas por variaciones de temperatura.

6.4.2.3. VENTAJAS DE LOS COLECTORES DE PLACA PLANA

- Construcción sencilla.
- Coste relativamente bajo.
- Ausencia de partes móviles.
- Relativa facilidad de reparación.
- Gran durabilidad

6.4.3. COLECTORES DE TUBO DE VACÍO (ETC)

Existen dos métodos para mejorar el rendimiento de un colector solar sobre el nivel que se obtiene con un colector de placa plana. Uno de las formas es incrementar el flujo radiante sobre el colector. La otra forma es el principio de diseño en la que se basa este otro grupo de colectores,

que no es más que la reducción de las pérdidas de calor que se producen en el absorbedor. Esto se consigue mediante la creación de un vacío en los alrededores del receptor del orden de 10^{-4} mm Hg, eliminando completamente las pérdidas convectivas.

Los colectores de tubo de vacío suponen el 10% del mercado de los colectores solares instalados en los principales países industrializados. En el caso de China, esta tecnología es la dominante del mercado, ampliándose en varios millones de metros cuadrados la cantidad de cobertura instalada.

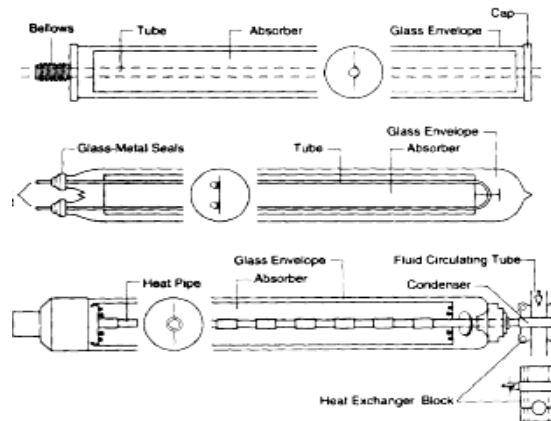


Fig.6.10. Configuración de distintos modelos de tubos de vacío: A. Circulación Directa / B. Tubo Coaxial / C. heat-pipe.

Existen distintas configuraciones de tubos de vacío atendiendo a la relación existente entre el absorbedor, el fluido calorportador y el tipo de conducción por el que circula este, como vamos a describir a continuación:

- **De flujo directo:** El fluido de trabajo fluye directamente a través del absorbedor dentro de los tubos de vacío. Este tipo de tubos permiten que se pueda girar el absorbedor para conseguir una mejor alineación con respecto al Sol en caso necesario. Dentro de esta configuración existen a su vez dos posibilidades:
- **Sistemas con tubos concéntricos de salida y de entrada.** La ventaja de esta configuración es la simetría de rotación con respecto a la conexión de entrada del tubo de vacío, de forma que incluso cuando están montadas horizontalmente se puede rotar el absorbedor para conseguir la inclinación óptima.
- **Sistemas con dos tubos separados para la entrada y salida.** El tubo de circulación tiene forma de U, de forma que ambos tubos, el de ida y vuelta, están muy cercanos con lo que la resistencia entre ambos debe ser muy elevada, ya que si no existiría intercambio de temperatura entre ambos, igualándose las temperaturas y haciéndose cero la colección de energía.

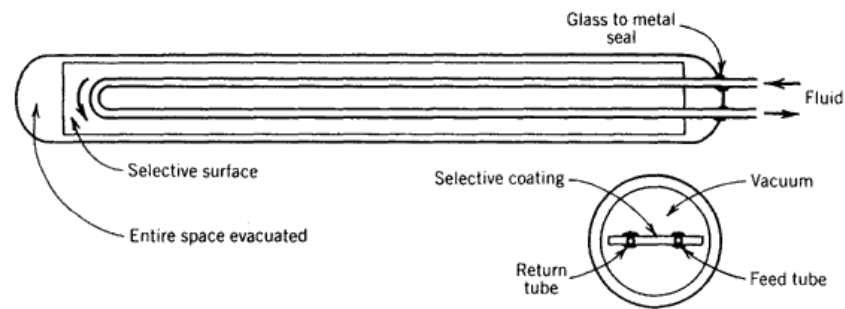


Fig.6 11. Esquema ampliado de un tubo evacuado de flujo directo.

- ***De tipo heat pipe:*** Los tubos de calor son fabricados con una estructura capilar, sellado al vacío y conteniendo una pequeña cantidad de fluido (por ejemplo metanol) que es sometido a ciclos de evaporación-condensación.

En este tipo de tubos el absorbedor está conectado a un tubo de calor, que contiene una cantidad muy pequeña de fluido, que se evapora, asciende hasta el condensador donde vuelve a forma líquida y regresa al interior del tubo, siendo en el condensador donde se transfiere el calor al fluido de trabajo del circuito primario. Las temperaturas de trabajo son generalmente algo inferiores a las que se alcanzan en los modelos anteriores, ya que existe una transferencia de calor adicional en el condensador, lo que produce una pérdida de calor adicional.

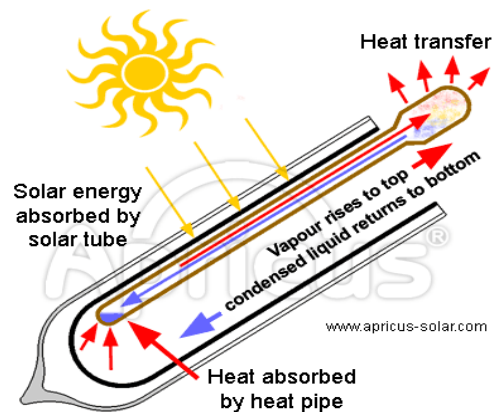


Fig. 6.12. Esquema de funcionamiento de un tubo de calor o heat-pipe

Como los procesos de evaporación o condensación no pueden realizarse con temperaturas superiores a las de cambio de fase, los tubos de calor ofrecen una inherente protección en procesos de congelación o sobrecalentamiento

6.4.3.1. VENTAJAS DE LOS TUBOS DE VACÍO

- Pueden alcanzar temperaturas de trabajo superiores a los de los captadores planos. De este modo puede suministrar calor para procesos industriales y para climatización solar con mayores rendimientos.
- Por el mejor aislamiento, las pérdidas térmicas son muy reducidas en comparación con los captadores planos.

6.4.3.2. INCONVENIENTES DE LOS TUBOS DE VACÍO

- Temperaturas de estancamiento elevadas y altas cargas térmicas de todos los materiales cercanos al campo de captadores, así como el fluido de trabajo.
- Costes superiores de la energía solar útil obtenida a un nivel de temperaturas de trabajo medio.
- Requerimientos mínimos de inclinación en determinados diseños, como el caso de heat-pipe, entre 20º y 30º.

La efectividad a altas temperaturas proporciona a este tipo de modelos de colectores un alto rendimiento operativo en instalaciones de aire acondicionado solar y para procesos de producción de calor.

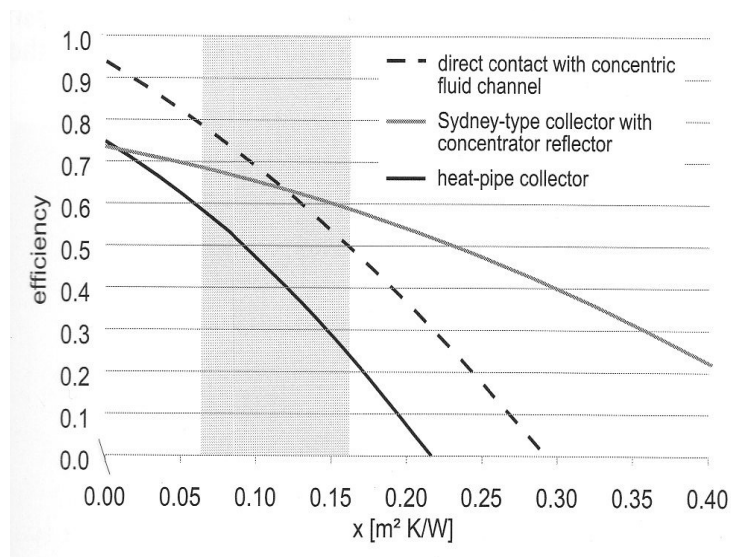


Fig.6.13. Curva de rendimiento típica de un colector de vacío, donde la zona sombreada indica la región de operación habitual de un enfriador por absorción simple. ($T_{amb}=35C$ // $T_{av}=90C$ // $G_i=400W/m^2$ para $x=0,1625$ // $G_i=1000W/m^2$ para $x=0,065$)

6.4.4. COLECTORES DE CONCENTRACIÓN (CPC)

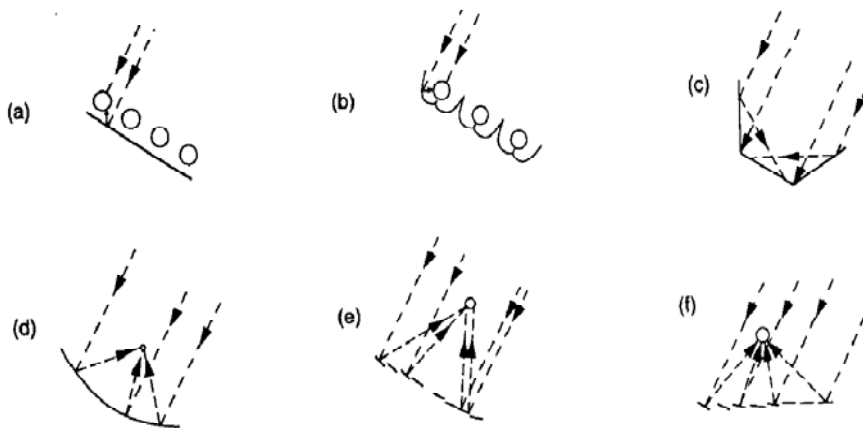


Fig. 6.14. Posible configuración de colectores de concentración: a) Colector solar con reflector solar plano; b) Colector solar con reflector cóncavo; c) Receptor plano con reflectores planos orientados; d) Concentrador parabólico; e) Reflector de Fresnel; f) Conjunto de heliostatos con receptor central

Para muchas aplicaciones a veces se necesita conseguir una temperatura mucho más alta que la que se obtiene con placa plana o ni tan siquiera con tubo de vacío. Para conseguir esto lo que se hace es disminuir el área en el que se producen las pérdidas térmicas, el área de absorción, con respecto a aquella en la que se produce la captación de la energía radiante, el área de apertura, mediante el uso de un reflector que concentre la energía en un eje determinado. Así, la zona de absorción al ser más pequeña produce menores pérdidas térmicas, si lo comparamos un absorbedor de placa plana que se encuentre a la misma temperatura.

6.4.4.1. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

Este tipo de colectores están caracterizados por *la relación de concentración, C*, que no es más que el cociente entre el área de apertura, A_{ap} , y el área de absorción, A_{ab} :

$$C = \frac{A_{ap}}{A_{ab}}$$

Otro parámetro que caracteriza este tipo de colectores es *el ángulo de aceptación, θ_a* , que se define como el máximo ángulo de incidencia de la radiación solar directa en el área de apertura del colector y que alcanza el área de absorción sin seguimiento solar. Según esto ángulos de

incidencia pequeños se relacionan con altos factores de concentración, y para un ángulo de incidencia determinado existe un nivel de concentración máximo. Ésta *concentración máxima*, C_{max} , viene dada por:

$$C_{max} = 1/\sin \theta$$

Las tecnologías que se usan actualmente son:

- Captador plano con superficie reflectora: La temperatura alcanzable por los captadores planos, puede incrementarse en gran medida si gran parte de la radiación solar captada, se concentra en una pequeña área. Unas simples placas reflector pueden incrementar la cantidad de radiación directa incidente en el FPC (Fig6.14, tipo a).
- Captador cilindro-parabólico (PTC): Los captadores cilindro-parabólicos son aquellos captadores que tienen una superficie especular semicilíndrica y cuya sección recta es una parábola. Tienen una superficie reflectora, de forma que los rayos solares se concentran en el tubo absorbedor (foco lineal) .Las temperaturas máximas de operación alcanzables, cuando se utiliza fluidos calorportadores que no sean el agua pueden estar en torno los 350-380°C. Las posibles aplicaciones pueden ser en plantas de producción de electricidad, así como en otros procesos térmicos como en las plantas de desalación de agua (Figura 6.14, tipo c).
- Captador cilindro-parabólico tipo fresnel: Los captadores cilindro-parabólicos pueden estar simulados por medio de varias franjas planas (lentes de Fresnel), cada una de ellas ajustadas al ángulo correspondiente, así que todas juntas reflejen como una lámina única (Figura 6.14, tipo e).
- Captador de concentración de segmentos parabólicos (CPC): Estos captadores poseen un reflector parabólico, donde la mitad derecha e izquierda la forman dos parábolas truncadas, de forma que los rayos que pasen por uno de los bordes del receptor es focalizado en la parábola opuesta. Así, los rayos solares que pasen por la abertura van a concentrarse en el absorbedor. Estos captadores pueden operar correctamente con radiación solares directa o difusa y pueden ser tanto de baja concentración, cuando operan con un al amplio rango de ángulos, como de alta concentración, cuando este rango es reducido. (Figura 6.14, tipo b).
- Torre receptora con helióstatos: Temperaturas entre 500 y 1000°C, adecuadas para una planta térmica de generación de electricidad pueden alcanzarse con un campo de espejos planos con seguimiento solar, llamado heliostatos, concentrando la radiación solar en un receptor que es localizado en lo alto de la torre central. (Figura6.14, tipo f).

6.4.5. COLECTORES DE AIRE

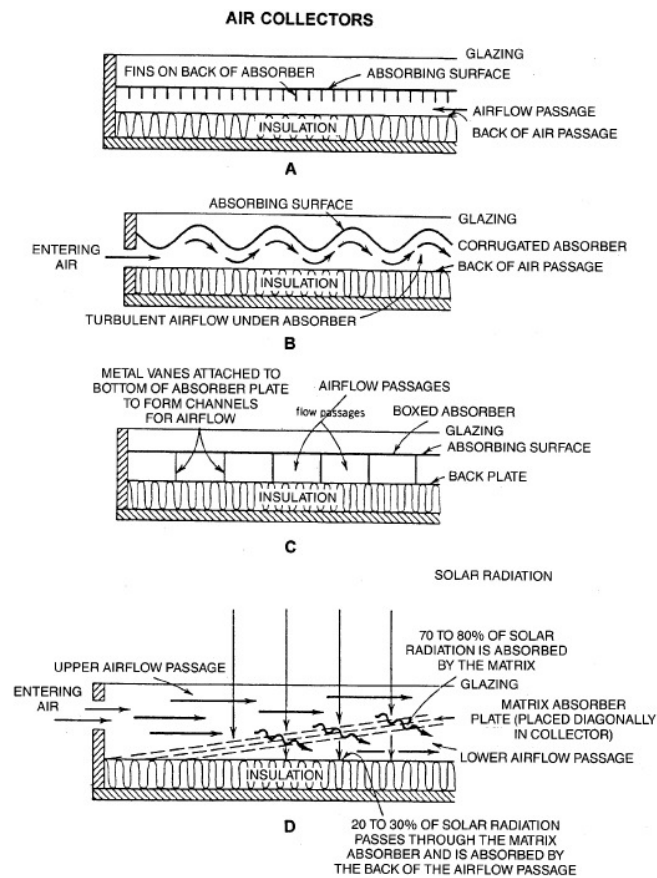


Fig.6.15. Esquema de funcionamiento de las distintas configuraciones posibles de un captador de aire

6.4.5.1. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

Los principios operativos de los colectores de aire son similares de los colectores para líquidos, pero en este caso se utiliza un ventilador eléctrico para hacer circular el aire a través del colector. La curva de eficiencia de un colector de aire se expresa de la misma forma que en el caso de un colector líquido, salvo por la diferencia de que no se hace referencia a la T_{av} en el captador, sino a la temperatura de salida de la corriente de aire que pasa por el captador, T_{out} . Este cambio se debe a que el incremento de temperatura de la corriente de aire al pasar por el interior del captador no responde a una relación lineal con lo que la temperatura de salida de la corriente de aire es más representativa.

6.4.5.2. APLICACIONES TÍPICAS DE LOS COLECTORES DE AIRE

Las aplicaciones típicas para los colectores de aire es la calefacción en edificios residenciales y no residenciales así como procesos industriales donde sean necesarias grandes cantidades de aire caliente.

6.4.5.3. VENTAJAS DE LOS COLECTORES DE AIRE

Las ventajas más destacables de este tipo de sistemas son:

- Ausencia de problemas de congelación durante el invierno.
- Ausencia de problemas de sobrecalentamiento en verano.
- Sistema formado por componentes simples.
- Sin almacenamiento de agua.

6.4.5.4. LOS INCONVENIENTES DE LOS COLECTORES DE AIRE

- No hay sistemas de almacenamiento térmico disponibles en el mercado.
- Normalmente el consumo eléctrico debido a la pérdida de presión es mayor que el consumo asociado a las bombas de impulsión en sistemas líquidos teniendo las mismas dimensiones del colector.
- El rendimiento de este tipo de sistemas es menor en comparación con los sistemas líquidos debido a la menor transferencia de calor que se puede producir del absorbedor a la corriente de aire.

6.5. COLECTORES SOLARES Y SISTEMAS ALTERNATIVOS DE REFRIGERACIÓN

A la hora de elegir la tecnología de captación más adecuada para nuestra instalación de refrigeración, hemos de tener en cuenta que no todos los captadores solares son aplicables a las distintas tecnologías de refrigeración alternativas. Como consideraciones de carácter general:

- Para sistemas de absorción de doble efecto, la tecnología más utilizada es la basada en tubos de vacío de alto rendimiento. También es una posibilidad el uso de sistemas de CPC pero habría que considerar cada caso particular.
- Para absorción en sistemas simple efecto, son adecuadas todas las posibles configuraciones y variaciones de los tubos de vacío y como alternativas se pueden utilizar captadores de concentración sin seguimiento o bien captadores planos de alto rendimiento, aunque estas últimas posibilidades no son aplicables en todos los rangos de funcionamiento.

- En sistemas de refrigeración por absorción, se pueden utilizar tanto los tubos de vacío como los de placa plana de alto rendimiento o los sistemas de concentración estacionaria.
- Por último, si nuestro sistema de generación de frío se basa en la desecación, los captadores más adecuados son los de placa plana o los colectores de aire.

En la siguiente gráfica vamos a ver una comparativa de los diferentes sistemas de captación solar con las tecnologías de frío alternativas, mostrando la evolución de cada sistema con la variación de las condiciones de funcionamiento, representado en el coeficiente x , que no es más que:

$$x = \frac{(T_{av} - T_{amb})}{G_i}$$

T_{av} = Temperatura promedio del fluido

T_{amb} = Temperatura ambiente

G_i = Radiación global incidente

Para una misma T_{av} , y dado que la temperatura ambiente es supuesta constante en torno a 24 °C, cuanto menor sea el valor de x mayores son las condiciones de radiación global incidente.

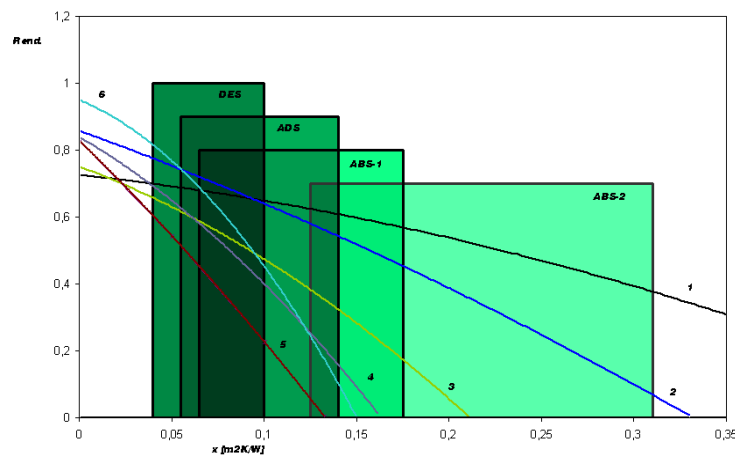


Fig.15. Gráfica de rendimiento de captadores en los rangos óptimos de operación de las técnicas de refrigeración alternativa

Vamos a describir con más detalle el significado de cada uno de los términos que aparecen en la gráfica anterior. Las zonas sombreadas reflejan los diferentes rangos de operación de cada una de las técnicas de refrigeración alternativa, donde el lado izquierdo corresponde a una radiación incidente de 1000 W/m² mientras que el lado derecho corresponde a 400 W/m², para la temperatura típica de operación. Así:

- DEC : Técnica de enfriamiento basado en líquidos desecantes
 - Temperatura de operación: 65°C
 - X ,límite superior: 0.1

- X, límite inferior: 0.04
- Rendimiento máximo captación:1.0

- ADS: Técnica de enfriamiento sistema de adsorción
 - Temperatura operación:80°C
 - X, límite superior: 0.1325
 - X, límite inferior: 0.06
 - Rendimiento máximo captación:0.9

- 1-ABS: Técnica de enfriamiento por absorción de simple efecto
 - Temperatura de operación: 95°C
 - X, límite superior:0.175
 - X, límite inferior: 0.07
 - Rendimiento máximo captación: 0.8

- 2-ABS: Técnica de enfriamiento por absorción de doble efecto
 - Temperatura de operación: 150°C
 - X, límite superior: 0.3125
 - X, límite inferior: 0.125
 - Rendimiento máximo captación:0.7

Los otros elementos que nos aportan información dentro de esta gráfica, son las líneas de representación de los diferentes tipos de colectores solares. Según la numeración, encontramos:

- (1) Colectores de tubo de vacío de alto rendimiento
- (2) Colectores de tubo de vacío tipo heat-pipe
- (3) Colectores de tubo de vacío de contacto directo
- (4) Colectores planos de alto rendimiento
- (5) Colectores de aire
- (6) Colectores de concentración sin seguimiento

Vamos a establecer una situación hipotética de funcionamiento que nos permita definir que tecnologías de captación son las más adecuadas para las condiciones de operación en las que

se encuentra nuestro sistema de absorción simple efecto. Para ello, vamos a suponer que la temperatura promedio del fluido calorportador a su paso por el captador (T_m) es de 95°C, que la radiación incidente global va a ser de 850W/m² y que la temperatura ambiente es de 25°, con lo que el valor de la variable X será:

$$X = \frac{(T_m - T_a)}{G_i} = \frac{(95 - 25)}{850} = 0.0825$$

Podemos comprobar que este valor esta dentro de la zona de operación típica de los sistemas de absorción de simple efecto. Con esto, el rendimiento teórico de cada sistema de captación sería:

| | |
|---|---------------|
| Colectores de tubo de vacío de alto rendimiento | $\eta = 0.68$ |
| Colectores de tubo de vacío tipo heat-pipe | $\eta = 0.72$ |
| Colectores de tubo de vacío de contacto directo | $\eta = 0.55$ |
| Colectores planos de alto rendimiento | $\eta = 0.53$ |
| Colectores de aire | $\eta = 0.38$ |
| Colectores de concentración sin seguimiento | $\eta = 0.65$ |

6.6. FLUIDO CALORPORTADOR

El fluido térmico es el encargado de transportar la energía obtenida del proceso de captación solar al punto donde ésta va a ser utilizada o almacenada. Los requisitos que deben cumplir este tipo de fluidos son:

- Deben ser resistentes a la temperatura de trabajo, incluso hasta el nivel máximo correspondiente a la temperatura de trabajo, incluso hasta el máximo correspondiente a la temperatura de estancamiento del captador.
- Debe ofrecer protecciones frente a las heladas en el caso de que las instalaciones operen durante todo el año y se pronostiquen periodos muy fríos en el clima local.
- Debe garantizar protección anticorrosiva en caso de que el circuito primario se utilicen materiales mixtos o propensos a la corrosión.

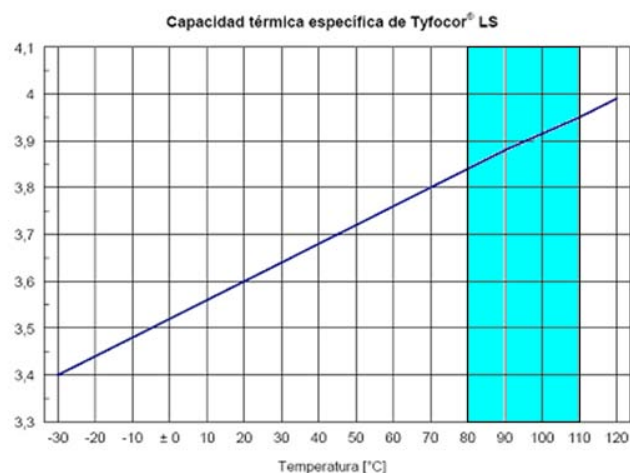
- No deben exigir requisitos especiales en cuanto a los materiales del circuito primario de manera que se puedan obtener componentes normales y de bajo coste.
- Deben poseer un calor específico elevado así como una buena conductividad térmica por medio de la cual se permita realizar de manera eficaz el transporte y la transferencia de calor generado en el captador.
- No deben ser tóxicos ni contaminar el medio ambiente
- Deben tener una baja viscosidad con el fin de mantener un valor reducido de las pérdidas de carga y también de la potencia de la bomba de circulación.
- Debe tener bajo coste y una buena disponibilidad.

Aunque el agua cumple la mayor parte de las condiciones anteriormente descritas y este podría ser perfectamente utilizable siempre que nos encontremos en zonas de bajo riesgo de heladas, la norma de instalaciones solares de energía térmica nos exige que como mínimo el fluido de trabajo deba contener un 15% de propilenglicol.

Particularmente, dentro de las instalaciones solares, aquellas de tubos de vacío de flujo directo alcanzan temperaturas de 220°C o más en determinadas circunstancias, lo que hace que los fluidos de trabajo tengan que ser aptos para soportar esas condiciones, ya que si se usan fluidos inadecuados para trabajar a esos niveles térmicos se corre el riesgo de la descomposición del fluido y por tanto de la generación compuestos insolubles que pueden obstruir el circuito primario.

Normalmente los proveedores de captadores solares suministran también el fluido térmico apto para sus productos y certificados para su uso en determinadas instalaciones. En los tubos de vacío el producto más utilizado es el Tyfocor[®]LS, desarrollado especialmente como fluido para instalaciones solares de alta temperatura. Su compuesto base es el 1,2-propilenglicol y contiene inhibidores de corrosión, degradación y formación de depósitos de todos los metales y sus combinaciones.

Es importante tener control sobre las propiedades que tendrá el fluido térmico en el rango de temperatura en el que se va a mover el captador. Así, si atendemos a las gráficas de las distintas propiedades del fluido representadas frente a la temperatura, como son:



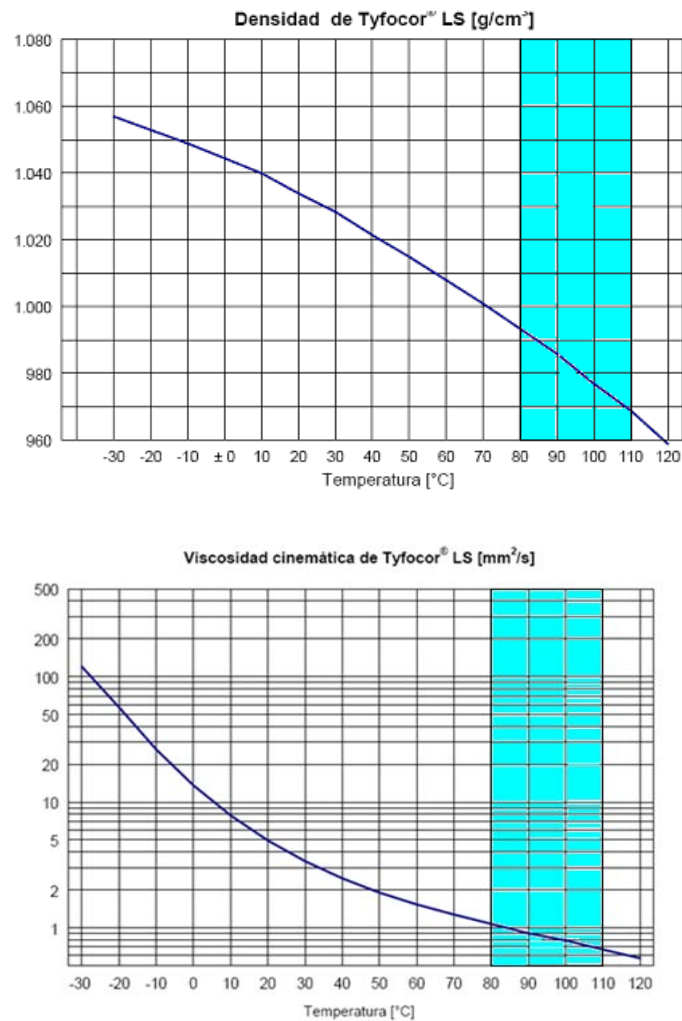


Fig. 6.16(a-c). Diagrama de capacidad térmica específica, densidad y viscosidad.

Para temperaturas de 80-110°C:

- $\rho = 995 - 970 \text{ g/cm}^3$
- $C_p = 3.84 - 3.95 \text{ J/g} \cdot K$
- $\mu = 1.1 - 0.25 \text{ mm}^2/s$

Vemos por tanto que para el rango de operación en el trabajara nuestro sistema, el tyfocor presenta una menor capacidad calorífica, de ahí su valor como mezcla de propiedades anticongelantes, y un menor valor de densidad y viscosidad. Esto último hace que haya que tener una mayor atención a la presencia de grietas y fugas en el sistema instalado, ya que presenta más capacidad de penetración en ranuras finas y capilares en comparación con el agua. Por ello es necesario tener un control exhaustivo para el aseguramiento de la estanqueidad del sistema,

además de por lo dicho anteriormente, también para evitar la entrada de oxígeno que al entrar en contacto con el fluido acelere la degradación de este y acorte su vida útil.

6.7. CONEXIONADO DE CAPTADORES

Los captadores solares se conectan entre sí con objeto de disponer de un sistema de captación solar acorde a los requisitos de la instalación. Este conexionado debe realizarse respetando ciertos principios que permiten que el caudal que circula por todos los colectores sea el mismo evitando que unos trabajen con más flujo que otros debido a que el fluido tiende a recorrer prioritariamente el camino más fácil.

Se ha de asegurar el equilibrio hidráulico y por tanto evitar zonas muertas o de bajo rendimiento en los captadores y conseguir saltos de temperatura homogéneos y similares. Los captadores solares pueden conectarse en paralelo, en serie o mediante una combinación de ambas serie-paralelo.

En la práctica los captadores no se instalan de forma separada sino que se agrupan formando baterías reduciéndose así el número de accesorios a utilizar y el coste.

6.3. CONFIGURACIONES DE LOS CAPTADORES

6.3.1. CONEXIÓN EN PARALELO

Mediante este tipo de conexionado se pretende hacer circular el mismo caudal de fluido a través de cada captador siendo el caudal total la suma de los caudales individuales que circulan por cada captador. En función de que los tubos distribuidores horizontales sean inferiores o exteriores se diferencia entre las siguientes dos posibles formas de conexión en paralelo.

El número de captadores que pueden conectarse en paralelo o en un mismo grupo depende de las características constructivas del captador, desaconsejándose en todo caso la conexión de más de 8 captadores solares en un mismo grupo, porque en ese caso no está garantizado el reparto homogéneo de caudal en el conjunto.

Como resumen se destaca que en el conexionado en paralelo el caudal total de circulación es bastante elevado, se obtienen saltos de temperatura moderados y la pérdida de carga en captadores corresponde a la de un captador.

6.3.2. CONEXIONADO EN SERIE

Mediante este tipo de conexión el mismo fluido y el caudal de circulación pasa a través de todos los captadores. Por tanto el caudal total coincide con el caudal que circula por cada uno de los

captadores. Normalmente se utiliza con caudales relativamente bajos comprendidos entre 10 y 25 L/hm² por lo que se obtienen saltos de temperatura relativamente grandes.

El fluido se va calentando a medida que pasa a través de los captadores por lo que, de acuerdo a la curva de rendimiento de un captador solar va disminuyendo el rendimiento de los mismos.

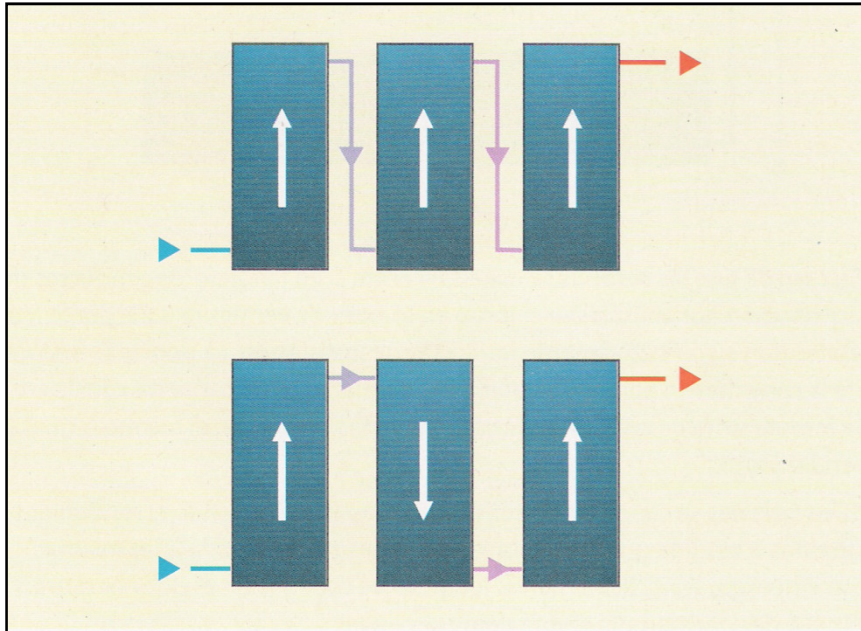


FIG.XX. Conexión de captadores en serie.

El acoplamiento en serie de captadores permite aumentar la temperatura del agua producida provoca una disminución del rendimiento de la instalación, ya que el rendimiento energético de un captador solar disminuye al aumentar la temperatura de entrada en el mismo.

Cabe destacar que en el conexionado en serie el caudal total de circulación corresponde con el caudal que circula por cada uno de los captadores que es normalmente bajo, obteniéndose saltos de temperatura elevados y la pérdida de carga en los captadores es superior al del conexionado en paralelo ya que corresponden con la suma de las pérdidas de carga de cada uno de los captadores conectados.

Sin embargo, en general este tipo de instalaciones tienen un menor coste de mantenimiento y en inversión en equipamiento hidráulico, ya que necesitan una menor longitud de tuberías y menor capacidad de bombeo.

6.3.3. CONEXIONADO MIXTO

Se utiliza en instalaciones de superficies elevadas de captación donde se necesita una temperatura de salida muy alta.

En este tipo de conexión se utilizan los dos sistemas, en serie y paralelo. Las baterías de captadores normalmente se encuentran constituidas por captadores en paralelo conectados entre sí, que además se suelen conectar entre sí en paralelo o en serie. Los conjuntos que se conectan en serie deben tener el mismo número de captadores que en paralelo para que caudal sea el mismo en cada conjunto.

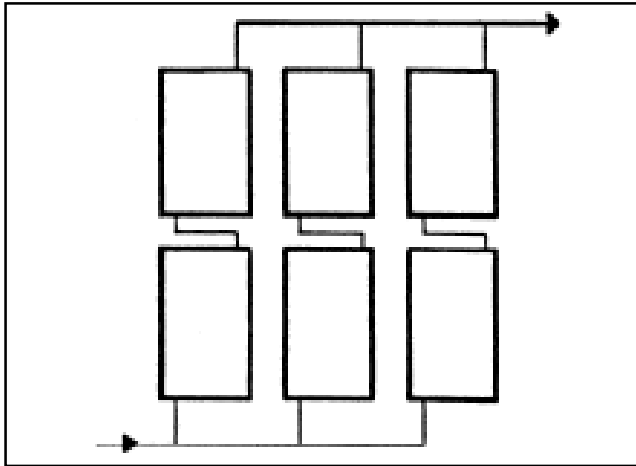


Fig.XX. Esquema de conexionado tipo de captadores con configuración serie-paralelo.

En caso de que las baterías se conecten entre sí en paralelo los conductos de distribución horizontales se colocan en el exterior por lo que aumentan significativamente los costes de la instalación. La principal ventaja de la conexión en paralelo es que al mantenerse prácticamente constante la temperatura de entrada a las baterías están presentan el mismo rendimiento.

Respecto a las pérdidas térmicas ha de indicarse que la temperatura del fluido es mayor en el caso del conexionado en serie, y por tanto la pérdida térmica por unidad de longitud, al ser de menor longitud el trazado de tuberías en la conexión en serie puede resultar que las pérdidas térmicas globales sean inferiores en comparación con el conexionado en paralelo.

6.4. EQUILIBRADO HIDRÁULICO

A la hora de conectar los paneles es importante que la red hidráulica tenga una pérdida de carga adecuada y si existen ramas en paralelo, que esta sea igual para todas ellas.

La normativa sobre edificación en vigor, exige que la conexión entre captadores y filas se realizara de manera que el circuito resultante sea equilibrado hidráulicamente, para evitar la formación de camino preferenciales que puedan originar que algunos grupos de captadores no reciban el flujo diseñado para su correcto funcionamiento.

Existen dos maneras de lograr el equilibrio hidráulico en un circuito de captación,

- **Retorno invertido:** Diseñando el trazado del circuito de modo que no haya recorridos de menor longitud de tuberías. Si se cumple esta condición y la pérdida de carga unitaria por metro de tubería no presentan grandes diferencias entre los diferentes tramos, el circuito queda equilibrado.

A efectos de minimizar las pérdidas energéticas en el circuito, los tramos que se prolongan son los situados antes de la entrada a los captadores ya que se encuentran a menos temperatura.

- **Válvulas de equilibrado.**

6.4.1.RETORNO INVERTIDO

Se comienza con un circuito de ida donde la conducción del fluido frío se dirige hasta el colector más lejano para distribuir el fluido a todos los colectores o baterías de colectores por su parte baja. El retorno que conduce el fluido caliente se realizará siempre por la parte superior a la conexión de entrada manteniendo siempre un orden contrario al circuito de ida (el captador que recibe primero la alimentación, es el último que recoge el fluido caliente)

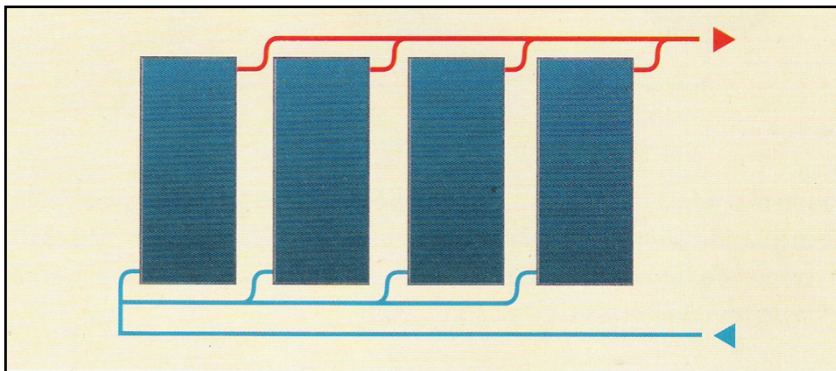


Fig XX: Esquema de captadores en serie con equilibrado hidráulico mediante retorno invertido.

De esta forma se consigue que las pérdidas de carga por cada uno de los posibles caminos sea prácticamente igual y por tanto el sistema presente un adecuado equilibrio hidráulico, es decir, que la longitud y diámetro de las tuberías de ida y de retorno sean similares para cada uno de los distintos captadores.

Este conexionado se puede hacer mediante tuberías externas o internas a los captadores, aunque en el último caso depende de las características constructivas de los captadores

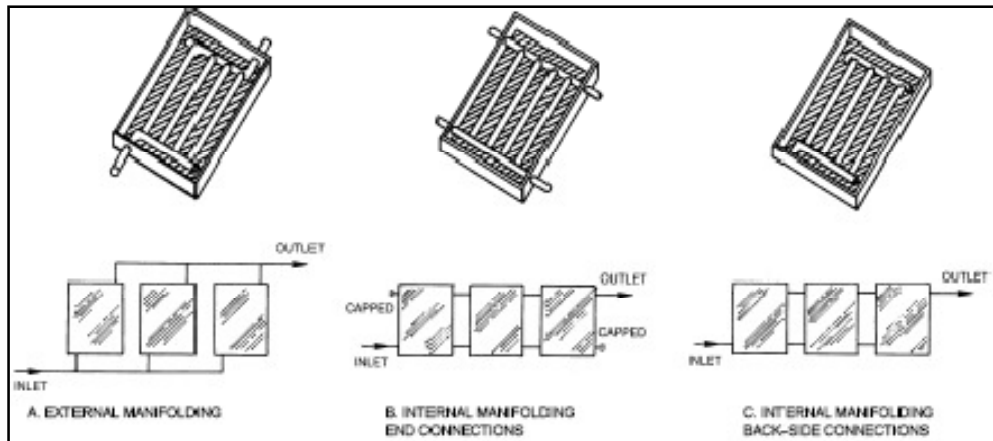


FIG.XX. Conexiones según el tipo de tubería constructiva en el captador.

Para ello disponen de conductos distribuidores horizontales en la parte inferior y superior con diámetros superiores a los del resto del absorbedor (tuberías verticales de los absorbedores en forma de parrilla, tuberías en forma de serpentín, etc....) Para un determinado caudal de circulación el número de captadores que se pueden conectar a esta configuración manteniendo el equilibrio hidráulico entre ellos es función del diámetro de estos conductos externos.

La construcción de campos solares grandes mediante la conexión en paralelo de baterías de captadores s conectados entre sí a su vez en serie y en paralelo, supone una reducción de costes en tuberías y en el diámetro de las mismas que tiene influencia en el coste final de la instalación.

6.4.2.VÁLVULAS DE EQUILIBRADO

El equilibrado hidráulico puede solucionarse mediante el empleo de cartuchos o válvulas de equilibrado hidráulico a la entrada de cada grupo, asegurando un adecuado reparto de caudal.

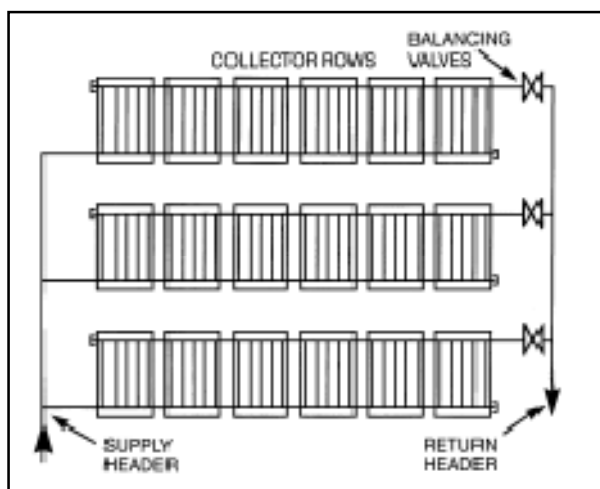


Fig.XX. Ejemplo de instalación de válvulas de equilibrado en las líneas de salida de captadores.

Las válvulas se instalan a la entrada de los captadores, encargándose de controlar el caudal en cada punto de derivación. Estas válvulas tienen un sistema de regulación tipo tornillo que permite modificar la sección de apertura, ajustando el caudal que circula por cada uno de los ramales del circuito.

6.5. RENDIMIENTO DE CAPTADORES EN SERIE

Para captadores en serie el calor útil suministrado por ambos captadores puede expresarse en base a las expresiones que mostramos en la descripción teórica del rendimiento de un captador solar. Así, el calor útil total producido por un módulo de dos captadores conectados en serie se expresa en función de los parámetros $F_R U_L$ y $F_R(\tau\alpha)_n$,

$$Q_{u1} + Q_{u2} = A_1 F_{R1} [(\tau\alpha)_1 I_T - U_{L1} (T_i - T_a)] + A_2 F_{R2} [(\tau\alpha)_2 I_T - U_{L2} (T_{o1} - T_a)]$$

con

T_{o1} = temperatura de salida del primer colector

T_i = temperatura de entrada en el conjunto de captadores

, donde $F_R U_L$ y $F_R(\tau\alpha)_n$, son los valores correspondientes al flujo que circula realmente por el circuito y no sus los valores teóricos. Las dos temperaturas definidas se relacionan mediante,

$$T_{o1} = T_i + \frac{Q_{u1}}{\dot{m}c_p}$$

Con esta expresión podemos eliminarla de la primera ecuación y obtener,

$$Q_{u,1-2} = [A_1 F_{R1} (\tau\alpha)_1 (1 - K) + A_2 F_{R2} (\tau\alpha)_2] I_T - [A_1 F_{R1} U_{L1} (1 - K) + A_2 F_{R2} U_{L2}] (T_i - T_a)$$

Donde

$$K = \frac{A_2 F_{R2} U_{L2}}{\dot{m}c_p}$$

Si examinamos esta expresión, vemos que el conjunto de dos colectores se puede considerar como un solo captador, con coeficientes cuyo valor viene dado por:

$$A_c = A_1 + A_2$$

$$F_R(\tau\alpha) = \frac{A_1 F_{R1} (\tau\alpha)_1 (1-K) + A_2 F_{R2} (\tau\alpha)_2}{A_c}$$

$$F_R U_L = \frac{A_1 F_{R1} U_{L1} (1 - K) + A_2 F_{R2} U_{L2}}{A_c}$$

Si se conectan en serie 3 o más colectores, estas ecuaciones se pueden usar con los dos primeros y definir el captador equivalente, para volver a repetir el mismo proceso con los nuevos coeficientes y el tercer captador. Si fuera necesario se repite el proceso hasta cubrir todos los captadores. En el caso de que los captadores sean iguales, las ecuaciones se simplifican a:

$$F_R(\tau\alpha) = F_{R1}(\tau\alpha)_1 \left(1 - \frac{K}{2}\right)$$

$$F_R U_L = F_{R1} U_{L1} \left(1 - \frac{K}{2}\right)$$

Y si en vez de dos, son N colectores idénticos puestos en serie, tenemos que:

$$F_R(\tau\alpha) = F_{R1}(\tau\alpha)_1 \left(\frac{1 - (1-K)^N}{NK}\right)$$



$$F_R U_L = F_{R1} U_{L1} \left(\frac{1 - (1-K)^N}{NK}\right)$$

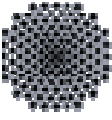

7. ESTUDIO DE LOS CAPTADORES DE TUBOS DE VACÍO PRESENTES EN EL MERCADO

7.1. CONSIDERACIONES PREVIAS

Uno de los obstáculos principales que hemos encontrado a la hora de obtener datos de rendimiento de los captadores solares, es el oscurantismo o falta de concreción de muchos fabricantes a la hora de ofrecer estos datos, de forma que la información que aparecía en sus páginas webs o en sus folletos informativos no se correspondía con aquellos datos que tenían un carácter oficial, procedentes de los ensayos realizados a los captadores por los organismos oficiales o bien de las marcas acreditativas. Esto en muchos casos ha supuesto un considerable retraso en la consecución de esta fase del proyecto, ya que carece de viabilidad basar un estudio de selección en datos no acreditados o falsos.

En base a esto solo se han considerado para la realización de este estudio modelos de captadores que hayan sido ensayados por organismos oficiales, tanto españoles (INTA -Instituto nacional de técnica aeroespacial) como europeos (Instituto suizo para la técnica solar SPF, Centro Científico Francés para el estudio en la edificación CSTB). En relación con esto ha sido especialmente útil el usar como filtro la marca europea de certificación para sistemas solares térmicos, SOLAR KEYMARK promocionada por ESTIF (European Solar Thermal Industry), ya que a través de su página web o bien por medio de páginas de las empresas certificadoras que proporcionan este sello hemos obtenido amplia información de las características constructivas y funcionales de un número representativo de los colectores de vacío presentes en el mercado. Hay que señalar en este punto, que la presencia de empresas de capital español que han optado por este sello es meramente residual, salvo excepciones.

| | | | |
|---|--|---------|---|
|  | Centro científico y técnico en la edificación (Centre Scientifique et technique du Batiment) | Francia | Emisión de documentos técnicos sobre las características de un determinado producto, componente o sistema destinado a la construcción |
|  | Instituto Suizo para la técnica solar | Suiza | Investigación y desarrollo de nuevas tecnologías en distintos campos de aplicación. Realización de ensayos y pruebas de funcionamiento a captadores solares y otros componentes y sistemas. |

| | | | |
|---|--|----------|---|
|  <p>Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik</p> | Universidad de Stuttgart | Alemania | Centro para la investigación y desarrollo de la energía solar térmica en Alemania, así como para la realización de ensayos y pruebas funcionales. |
|  | Instituto nacional de técnica aeroespacial | España | Desarrollo de nuevas líneas de investigación en el campo de las energías renovables. Realización de ensayos estructurales y pruebas de funcionamiento a captadores solares. |

7.2. THE SOLAR KEYMARK

Debido a la necesidad planteada por parte de la industria de los componentes solares térmicos de promover una marca de certificación voluntaria que constituyera una garantía de calidad para los productos existentes en el mercado, y promovida por la ESTIF, “European Solar Thermal Industry Federation”, nació la “SOLAR KEYMARK” o marca certificada para los sistemas solares térmicos, desarrollada por el Comité Europeo de Normalización (CEN) bajo el amparo de las normas EN 12975 y EN 12976.

Los elementos básicos que rigen el ámbito de alcance de la SOLAR KEYMARK son:

- Las certificaciones son realizadas por las Entidades de Certificación Oficiales “Solar Keymark”
- Los informes de los ensayos necesarios para la certificación de los productos son realizados por laboratorios acreditados
- Los productos son entregados por proveedores con licencia Keymark, en el caso de que estos hayan certificado a su vez el sistema productivo, siguiendo en todo momento los requerimientos exigidos en el control de la producción

En los tests realizados a los captadores solares, la características que se someten a ensayo como condición para la obtención de la certificación son:

- Resistencia a la presión interna
- Resistencia a altas temperaturas
- Resistencia a shock térmico tanto interna como externa
- Resistencia a impacto
- Impermeabilidad
- Rendimiento térmico

Otras características que también son objeto de estudio:

- Protección frente al flujo inverso
- Resistencia a la presión
- Equipamiento de seguridad











En España no hay en la actualidad ninguna institución que este acreditada por el CEN para otorgar certificaciones de "SOLAR KEYMARK". En Europa la instituciones existentes son:

1. [CERTIF \(PT\)](#) - collectors and systems (EN12975 and EN12976) PORTUGAL
2. [DIN CERTCO \(DE\)](#) - collectors and systems (EN12975 and EN12976) ALEMANIA
3. [ELOT S.A. \(GR\)](#) - collectors (EN12975) GRECIA
4. [ICIM \(IT\)](#) - collectors and systems (EN12975 and EN12976) ITALIA
5. [SP Certification \(SE\)](#) - collectors (EN12975) SUECIA
SP Swedish National Testing and Research Institute Certification

7.3. SELECCIÓN INICIAL DE COLECTORES

Dada la variedad de configuraciones posibles de tubos de vacío existentes en el mercado, y descartando aquellos que incluían algún sistema reflector de la radiación por no ser objeto de nuestro estudio, la primera selección de modelos para el inicio de la comparativa incluye un número relativamente amplio de captadores, así como de fabricantes. Así la lista inicial seleccionada sería la siguiente:

| FABRICANTE | MODELO | CONFIGURACION |
|---|------------------|---|
|  | SEIDO 1 | HEAT PIPE CON ABSORBEDOR PLANO |
| | SEIDO 2 | ABSORBEDOR PLANO CON TUBO EN FORMA DE U |
| | SEIDO 5 | HEAT PIPE CON ABSORBEDOR CÓNCAVO |
| | SEIDO 10 | HEAT PIPE CON ABSORBEDOR PLANO |
|  | VITOSOL 200 | TUBO COAXIAL CON ABSORBEDOR PLANO |
| | VITOSOL 300 | HEAT PIPE CON ABSORBEDOR PLANO |
|  | VAPORY | HEAT PIPE CON ABSORBEDOR PLANO |
|  | SOLARMAX | TUBO COAXIAL CON ABSORBEDOR PLANO |
| | THERMOMAX TMO500 | HEAT PIPE CON ABSORBEDOR PLANO |
| | MAZDON TMA600 | HEAT PIPE CON ABSORBEDOR PLANO |
|  | XENOX | TUBO COAXIAL CON ABSORBEDOR PLANO |

| | | |
|---|-----------------|---|
|  SCHWEIZER ENERGIE  Wärmepumpen Solarenergie | SWISSPIPE2 | TUBO COAXIAL CON ABSORBEDOR PLANO |
|  | ENERSOL HP | TUBO COAXIAL CON ABSORBEDOR PLANO |
|  Innovative Solartechnik | AS 100 HP 16 | HEAT PIPE CON ABSORBEDOR PLANO |
| | DF 6 | TUBO COAXIAL CON ABSORBEDOR PLANO |
|  | CORTEC 2 | ABSORBEDOR PLANO CON TUBO EN FORMA DE U |
|  Navitron alternative technology | SFC 10 | HEAT PIPE CON ABSORBEDOR CILINDRICO |
|  | SOLARMAX | TUBO COAXIAL CON ABSORBEDOR PLANO |
|  Ein Unternehmen der BAXI GROUP | SOLARPLUS HP 20 | HEAT-PIPE CON ABSORBEDOR PLANO |
| | SOLARPLUS DF 20 | TUBO COAXIAL CON ABSORBEDOR PLANO |
|  清华阳光 TSINGHUA SOLAR | SLU 1500 | ABSORBEDOR PLANO CON TUBO EN FORMA DE U |
|  | ALPHA LR 6 | TUBO COAXIAL CON ABSORBEDOR PLANO |
| ENFOQUE SOLAR | SCC-18H | HEAT PIPE CON ABSORBEDOR CILINDRICO |
|  Apricus [®] SOLAR HOT WATER | AP 20 | HEAT PIPE CON ABSORBEDOR CILINDRICO |

Resumiendo, nuestra selección de colectores de tubo de vacío o incluye 2 configuraciones distintas:

1. Tubo coaxial
2. Tubo en forma de U

ma de U

y 2 principios de funcionamiento diferentes:

1. Circulación directa

2. Tubos de calor o heat-pipe

7.4. DESARROLLO DE LA COMPARATIVA

Para el desarrollo de la comparación de los distintos modelos se ha creado una base de datos con las principales características técnicas y constructivas de los distintos modelos seleccionados, entre las que cabe destacar:

1. Nº tubos por soporte
2. Peso
3. Dimensiones del módulo del captador
4. Superficie bruta
5. Superficie de apertura
6. Superficie de absorción
7. Transmisividad de la cubierta
8. Emisividad de la superficie de absorción
9. Coeficiente del ángulo de incidencia
10. Eficiencia óptica
11. Coeficiente de pérdidas de primer orden
12. Coeficiente de pérdidas de segundo orden
13. Máxima temperatura de operación
14. Temperatura de estancamiento
15. Constante de tiempo
16. Capacidad térmica efectiva

Aunque la situación ideal hubiera sido poder disponer de una información completa en todos los casos, los valores de algunos de los parámetros presentados eran desconocidos en varios captadores seleccionados.

Una vez creada la base de datos, se llevo a cabo la elección de los parámetros que iban a ser considerados como criterios de valoración, teniendo en cuenta para ello la influencia de la variable sobre el rendimiento del captador. Así por su importancia se seleccionaron:

7.4.1. COCIENTE A_R/A_A

Desde el punto de vista de las pérdidas en un captador teórico cuanto mayor sea el área de apertura con respecto un área de absorción determinada menores son las pérdidas de energía que se producen en el absorbedor

En nuestro caso, y según la práctica más extendida, los datos teóricos de rendimiento de los captadores se han tomado en función del área de absorción, con lo que si el cociente anterior es

muy pequeño los datos de rendimiento con respecto al área de apertura serán mucho menores a los considerados. Pongamos como ejemplo el caso del modelo SEIDO 5, de SUNDASOLAR

- $\eta_0 = \text{rendimiento óptico} = 0.736$
- $K_1 = \text{coeficiente de pérdidas de primer orden} = 1.78$
- $K_2 = \text{coeficiente de pérdidas de segundo orden} = 0.013$
- $\text{Área de absorción} = 2.592 \text{ m}^2$
- $\text{Área de apertura} = 3.01 \text{ m}^2$
- $\text{Cociente } \frac{A_r}{A_a} = 0.861$

Estos datos están en función del área de absorción, si lo multiplicamos por el coeficiente anterior para obtener los datos en función del área de apertura obtenemos:

- $\eta_0 = \text{rendimiento óptico} = 0.6336$
- $K_1 = \text{coeficiente de pérdidas de primer orden} = 1.532$
- $K_2 = \text{coeficiente de pérdidas de segundo orden} = 0.0111$

Aunque vemos que los coeficientes de pérdidas disminuyen, también lo hace el rendimiento óptico del captador, con lo que cuanto menor sea el cociente anteriormente definido menor será el rendimiento máximo real que podremos alcanzar. En este caso la disminución es casi de un 15%.

7.4.2. RENDIMIENTO ÓPTICO, η_0

Dado que este parámetro nos indica el máximo rendimiento posible que el captador puede alcanzar teniendo en cuenta solo las pérdidas ópticas, es obvio que nos interesa que su valor sea lo más alto posible, previo a descontar las pérdidas térmicas asociadas a los otros coeficientes.

7.4.3. COEFICIENTE DE PÉRDIDAS DE PRIMER ORDEN, K_1 :

Este coeficiente es el de mayor influencia en cuanto a las pérdidas térmicas por lo que hemos seleccionado este como parámetro clave del captador. En este caso, y tomando como base la expresión básica del rendimiento, nos interesa que el valor de este parámetro sea lo menor posible. Como podemos ver en el ejemplo anterior, al multiplicar el valor del coeficiente por el cociente de las áreas del colector este coeficiente ve reducido su valor, lo que tiene lógica si tenemos en cuenta que las pérdidas térmicas están asociadas al área de absorción en su mayor parte.

7.4.4. TEMPERATURA DE ESTANCAMIENTO, $T_{MÁX}$

Como señalamos en la sección anterior, la temperatura de estancamiento es la temperatura máxima que se alcanza cuando no existe circulación de fluido a través del captador solar. Como en nuestro sistema en el interior de los captadores se van a alcanzar temperaturas muy elevadas necesitamos que el captador este preparado para soportarlas sobre todo en periodos

de parada de funcionamiento, y teniendo en cuenta que los meses en los que la instalación va a estar operativa son aquellos donde se alcanzan las temperaturas más altas.

7.4.5. COEFICIENTE ANGULAR PROMEDIO, $K_{\lambda\theta}$

Según definimos en la sección anterior, el coeficiente angular refleja la variación que se produce en la energía radiante en función del ángulo con el que esta incide en el captador a lo largo del día. Este modificador se debe incluir en el rendimiento óptico, con el fin de que incluyamos este efecto a la hora de poder valorar el rendimiento máximo que podemos obtener antes de las pérdidas térmicas. Así:

$$\eta'_0 = \eta_0 \cdot K_{\lambda\theta}$$

En los informes de los ensayos se suministran los valores del modificador angular longitudinal, K_{λ} , y transversal, K_{θ} , para los distintos ángulos de incidencia. En un caso ideal la comparativa debería de realizarse teniendo en cuenta esta variabilidad y comparando el comportamiento de los captadores para cada ángulo de incidencia, y por tanto para hora del día. En la práctica lo que hacemos es aplicar un método simplificado que nos permita obtener un coeficiente promedio angular y realizar la comparativa. El método tiene en cuenta que la mayor parte de la radiación solar en un día normal incide entre las 9 y las 16 horas, lo que significa que el recorrido angular va de los 0-50º, a ambos lados del mediodía.

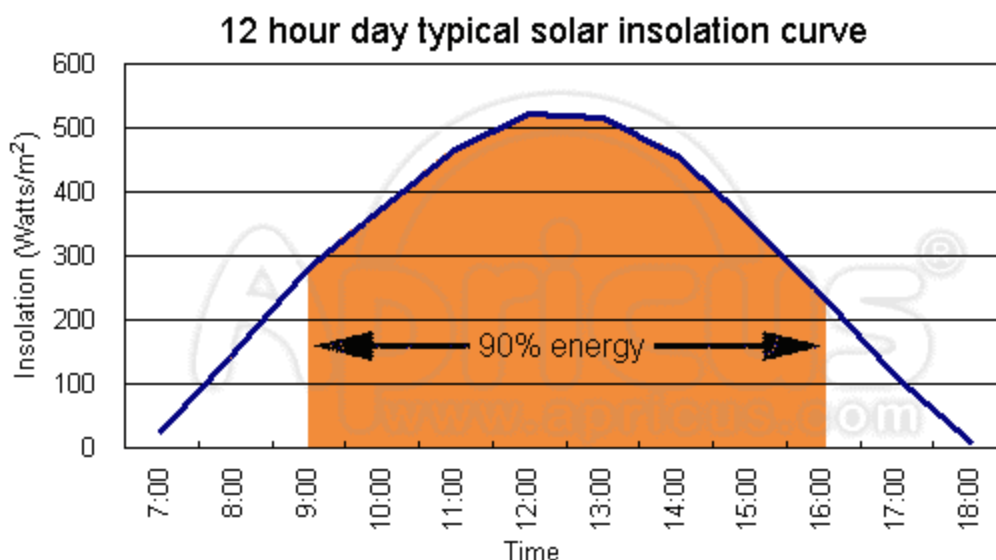
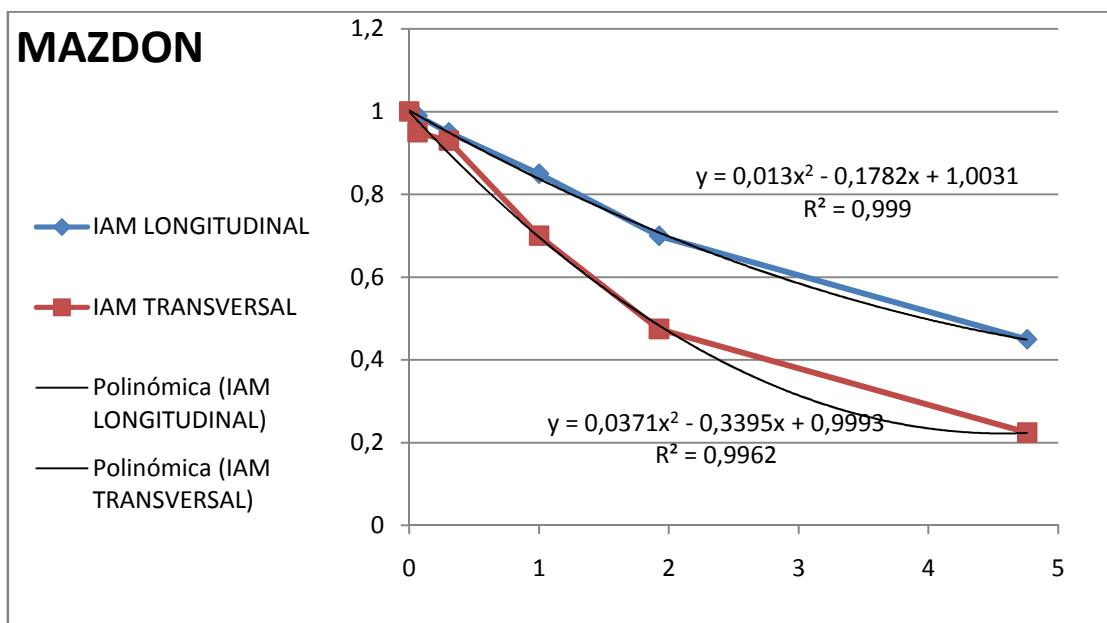
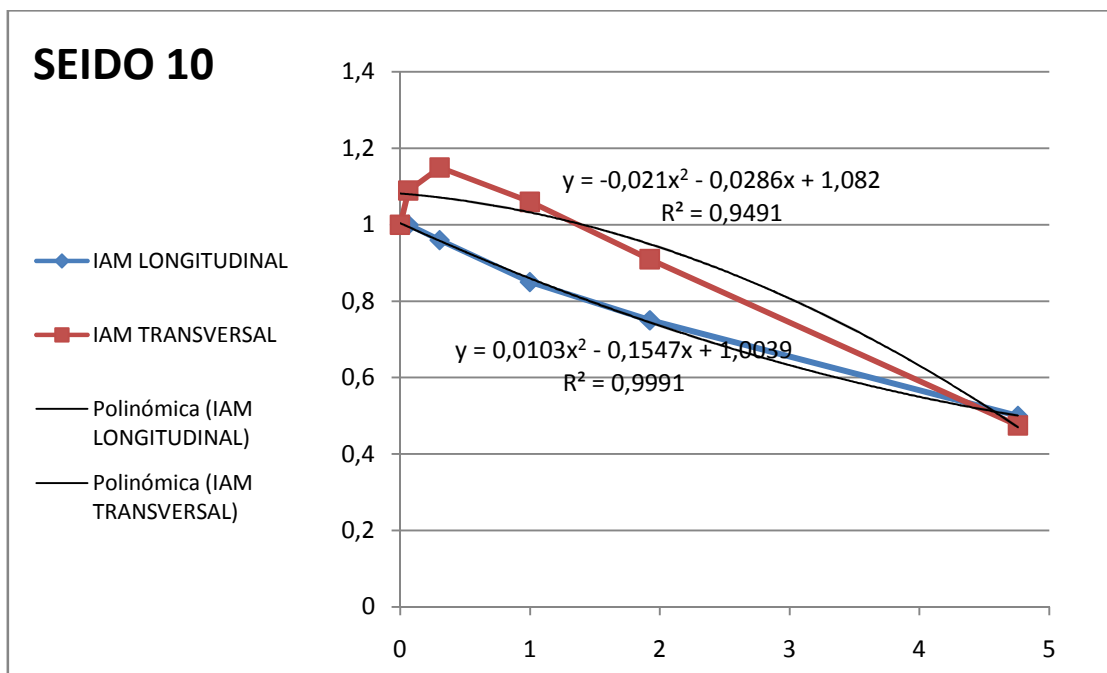


Figura 8.1.
Curva de insulación típica en un día promedio soleado.

7.5. METODOLOGIA Y ANALISIS DE RESULTADOS

Con los datos proporcionados por los fabricantes, representamos el coeficiente angular frente a $\left(\frac{1}{\cos\theta} - 1\right)$, y la gráfica resultante la aproximamos a un polinomio de segundo grado de la forma $y = b_1x^2 + b_0x + 1$. Esta representación nos permite obtener el coeficiente angular promedio $\overline{K_{\tau\alpha}}$ antes mencionado. Vemos algunos ejemplos



Una vez definidos los criterios de selección, se establecen unos rangos de valores para cada uno de los parámetros, a partir de los cuales se realiza la valoración propiamente dicha mediante la asignación de un peso específico numérico a los distintos intervalos en los que se divide cada rango. Los rangos definidos quedarían así:

| CRITERIOS | | | |
|--------------|---------------|---|----|
| Aabs/Aap | 0,58-0,675 | 1 | X2 |
| | 0,675-0,775 | 2 | |
| | 0,775-0,865 | 3 | |
| | 0,865-0,960 | 4 | |
| No-Coef.Inc. | 0,673-0,750 | 1 | X3 |
| | 0,75-0,826 | 2 | |
| | 0,826-0,903 | 3 | |
| | 0,903-0,98 | 4 | |
| K1 | 0,850-1,277 | 4 | X3 |
| | 1,277-1,704 | 3 | |
| | 1,704-2,131 | 2 | |
| | 2,131-3,050 | 1 | |
| Test | 173-202,50 | 2 | X1 |
| | 202,50-231,50 | 3 | |
| | 231,50-260,75 | 4 | |
| | 260,75-290 | 1 | |

Como podemos comprobar hemos ponderado tanto las variables como los distintos intervalos de los rangos de cada una de ellas. Para la asignación del peso específico del parámetro se ha tenido en cuenta el grado de influencia del mismo en el cálculo de rendimiento del colector.

Aplicando estos criterios como primer filtro,

| CRITERIOS | | SWISSPIPE2 | SEIDO 1 | SEIDO 10 | MAZDON | ENERSOL HP | SUNSTAR | AP-10 |
|--------------|---|------------|---------|----------|--------|------------|---------|--------|
| Aabs/Aap | SUBTOTAL | 8,000 | 8,000 | 8,000 | 8,000 | 8,000 | 8,000 | 6,000 |
| No-Coef.Inc. | SUBTOTAL | 9,000 | 6,000 | 9,000 | 3,000 | 6,000 | 6,000 | 9,000 |
| K1 | SUBTOTAL | 9,000 | 9,000 | 6,000 | 12,000 | 12,000 | 12,000 | 9,000 |
| Test | SUBTOTAL | 2,000 | 4,000 | 4,000 | 2,000 | 2,000 | 2,000 | 4,000 |
| | TOTAL | 28,000 | 27,000 | 27,000 | 25,000 | 28,000 | 28,000 | 28,000 |
| | TOTAL PORCENTUAL SOBRE UN MAXIMO DE 36 PUNTOS | 77,78% | 75,00% | 75,00% | 69,44% | 77,78% | 77,78% | 77,78% |

Junto con los parámetros anteriormente definidos, se va a utilizar como criterio final de decisión el rendimiento teórico que daría el captador en un día radiación media, con un valor de 500 w/m^2 de radiación incidente y una diferencia de temperatura ($T_m - T_a$) de 35K. Aplicando estas condiciones, vamos a obtener tres valores de rendimiento basados en cada una de las superficie posibles del captador, es decir, de absorción, de apertura y superficie bruta.

Los resultados así obtenidos son:

| | | | | |
|------------|-------------|----------------------|---------------------|------------------|
| SWISSPIPE2 | | | | |
| Aa/Aab | 1,020 | 0,69839 | 0,684696078 | 0,489617 |
| Abr/Aab | 1,4264 | | | |
| SEIDO 1 | | | | |
| Aa/Aab | 1,053 | 0,681061078 | 0,646781651 | 0,477267749 |
| Abr/Aab | 1,427 | | | |
| SEIDO 10 | | | | |
| Aa/Aab | 1,067 | 0,795765056 | 0,745796679 | 0,490305 |
| Abr/Aab | 1,623 | | | |
| MAZDON | | | | |
| Aa/Aab | 1,057 | 0,623603876 | 0,589863674 | 0,416847511 |
| Abr/Aab | 1,496 | | | |
| ENERSOL HP | | | | |
| Aa/Aab | 1,079 | 0,69688724 | 0,645983723 | 0,483077249 |
| Abr/Aab | 1,4426 | | | |
| SUNSTAR | | | | |
| Aa/Aab | 1,079 | 0,69688724 | 0,645983723 | 0,48294334 |
| Abr/Aab | 1,443 | | | |
| AP-10 | | | | |
| Aa/Aab | 1,169 | 0,88558429 | 0,757719179 | 0,491991 |
| Abr/Aab | 1,57 | | | |
| | Rendimiento | Superficie Absorción | Superficie Apertura | Superficie Bruta |

Como podemos comprobar en los resultados, los colectores que parten con unos valores de rendimiento más altos cuando los referimos a la superficie de absorción, no conservan la diferencia cuando los trasladamos a las otras superficies de un captador. Esto es así porque la relación Aa/Ab y Abr/Ab es demasiado alta, de forma que cuando realizamos la transformación de los coeficientes se produce una gran variación con respecto los valores iniciales, disminuyendo el rendimiento óptico efectivo en gran medida y aunque también disminuyen los coeficientes responsables de las pérdidas térmicas, esta disminución no es suficiente para compensar el menor rendimiento óptico.

Hay que señalar que de las pérdidas que se producen en un colector solar, en la mayor parte de los casos solo las pérdidas ópticas suponen casi un 30% de energía incidente, valor que llega casi al 40% si lo referimos a la superficie bruta. Luego es lógico que la disminución de los coeficientes térmicos de primer y segundo orden no compense esta tendencia.

Un ejemplo claro de la situación que hemos comentado se encuentra en la evolución sufrida por el captador AP-10. Vemos que parte inicialmente de un valor de rendimiento teórico muy elevado, gracias en gran medida a la influencia positiva del IAM en las zonas horarias de menor radiación. Sin embargo, cuando se refieren los coeficientes a las superficies de apertura y la superficie bruta la disminución del rendimiento es muy acusada, con una pérdida de casi un 50%. Aun así sigue estando entre los tres captadores con un mejor resultado.

Luego será con los dos colectores de mejor rendimiento, AP 10 y SEIDO 10 con los que vamos a realizar el estudio de la instalación teórica. En el estudio teórico se va a incluir a efectos

comparativos, un captador plano de alto rendimiento, modelo Vitosol 200-F, para comprobar de manera efectiva que en instalaciones que requieren un suministro de un caudal elevado a alta temperatura, este tipo de captadores no ofrecen un buen rendimiento, lo que ya fue sugerido durante la presentación teórica de las distintas tecnologías de captación.

8. SUPERFICIE NECESARIA DE CAPTACIÓN PARA UNA MÁQUINA DE ABSORCIÓN

La conexión entre las máquinas de absorción y los captadores solares térmicos, ofrecerán resultados sobre la superficie de captación solar requerida para que funcione el sistema en conjunto.

El agua caliente que se genera en la instalación solar se introduce en el generador de la máquina de absorción, aportando el calor necesario para se active el ciclo de funcionamiento en el interior de ésta.

Los equipos que se han estudiado son:

- Máquinas de absorción:
 - Yazaki WFC-SC30
 - Potencia calorífica: 150 kW
 - Potencia frigorífica: 105 kW
 - Temperatura de entrada al generador: 88°C
 - Temperatura de salida del generador: 83°C
 - Entropie Single Effect
 - Potencia calorífica: 200 kW
 - Potencia frigorífica: 150 kW
 - Temperatura de entrada al generador: 95°C
 - Temperatura de salida del generador: 80°C
- Captadores solares térmicos:
 - Seido 10
 - Captador de tubo de vacío. Heat Pipe
 - AP-10

- Captador de tubo de vacío. Heat Pipe
- Vitosol 200-F
- Captador plano

Se hace el análisis con unos rangos de temperatura variable para poder analizar la necesidad de superficie de captadores dependiendo de las temperaturas de operación, tanto de entrada a captadores como de salida de estos. Estos rangos son:

- Temperatura de entrada: 80-85°C
- Temperatura de salida: 90-100°C

Las temperaturas que se fijan no son las temperaturas exactas requeridas por las máquinas de absorción, ya que el fluido caliente que sale de los captadores solares no entra en contacto directo con la máquina de absorción, sino con un intercambiador de calor. Debido a las pérdidas de calor y un rendimiento inferior al 100% del intercambiador de calor, hay que operar con unos rangos de temperatura en los captadores solares que compensen estas pérdidas. Por tanto, se ha elegido ese rango de temperaturas de operación, que incluirá las necesidades del intercambiador de calor, como se comprobará en la aplicación en un caso real en otro apartado.

Para que el sistema se asemeje a uno más real, se supone que entre los captadores y la máquina de absorción hay un intercambiador de calor, de esta forma los caudales que requieran las máquinas no afectarán al caudal que se imponga en los captadores. Se supone que el intercambiador de calor tiene pérdidas de calor, y éstas serán de 2°C. Luego, en la instalación solar se tendrán en cuenta estas pérdidas, y se le sumarán al incremento de temperaturas en el intercambiador 2°C. El fluido caloportador será agua, por lo tanto, según las capacidades caloríficas, el aumento de temperatura del fluido caliente se supone igual que la disminución de temperatura del fluido más frío más las pérdidas de 2°C.

Los resultados del análisis realizado se exponen en el [Anexo XXX](#).

El objetivo de este estudio es calcular la superficie de captadores solares que necesitan estos dos modelos de máquinas de absorción, en función del área bruta (conjunto del área de absorción y carcasa).

El estudio se realiza con tres configuraciones o conexiones posibles de los captadores solares:

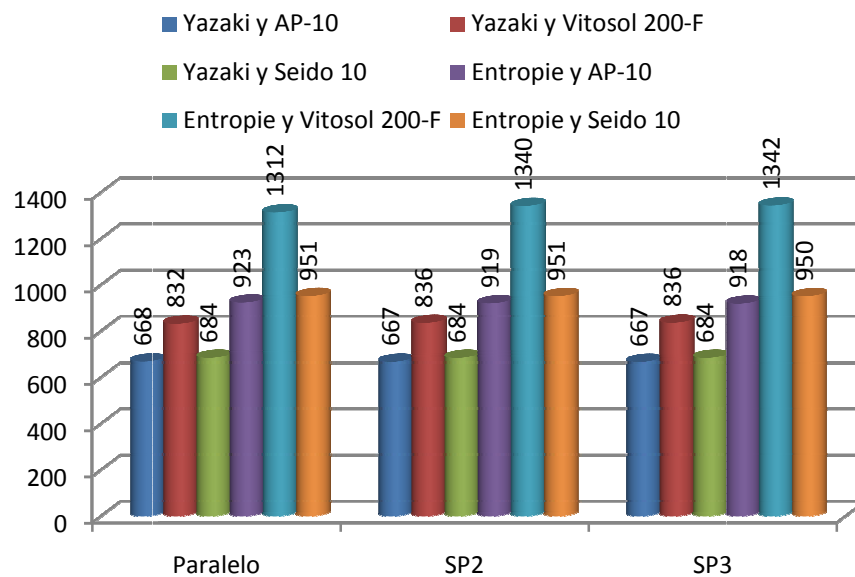
- Paralelo
- Serie-paralelo, con baterías de captadores solares conectadas en paralelo entre ellas. Cada batería consta de dos colectores conectados en serie. De ahora en adelante, se referirá a esta configuración como SP2.

- Serie-paralelo, con baterías de captadores solares conectadas en paralelo entre ellas. Cada batería consta de tres colectores conectados en serie. De ahora en adelante, se referirá a esta configuración como SP3.

A continuación se presentan los valores de superficie requerida de captadores solares mediante una gráfica. Debido a que cada máquina trabaja con un incremento de temperaturas entre la entrada y la salida del generador, se eligen unas condiciones aplicables e individuales para cada modelo de máquina de absorción.

Por tanto, las condiciones serán:

- Sistema Yazaki WFC-SC30 en combinación con la instalación solar
 - Yazaki WFC-SC30:
 - Potencia calorífica: 150 kW
 - Incremento de temperaturas: $88 - 83 = 5^{\circ}\text{C}$
 - Instalación solar:
 - Potencia calorífica: 150 kW
 - Incremento de temperaturas: $90 - 83 = 7^{\circ}\text{C}$
- Sistema Entropie Single Effect en combinación con la instalación solar
 - Entropie WFC-SC30:
 - Potencia calorífica: 200 kW
 - Incremento de temperaturas: $95 - 80 = 15^{\circ}\text{C}$
 - Instalación solar:
 - Potencia calorífica: 200 kW
 - Incremento de temperaturas: $97 - 80 = 17^{\circ}\text{C}$



A la vista de los resultados, comparando las máquinas de absorción, se observa que el modelo que necesita menor superficie de captación, con cualquiera de las conexiones entre captadores solares para su funcionamiento, es el WFC-SC30 de Yazaki.

Luego la comparación de las superficies requeridas revela que Entropie necesita una superficie demasiado amplia, de hasta una tercera parte más de la que le hace falta a Yazaki, en todas sus configuraciones.

La configuración más favorable sería para el modelo WFC-SC30 en combinación con el modelo AP-10, para cualquiera de las conexiones entre captadores.

Para las dos máquinas de absorción, la configuración más desfavorable resulta de la combinación de cualquiera de ellas con Vitosol. Se deduce que los captadores planos requieren una superficie mucho mayor que los tubos de vacío.

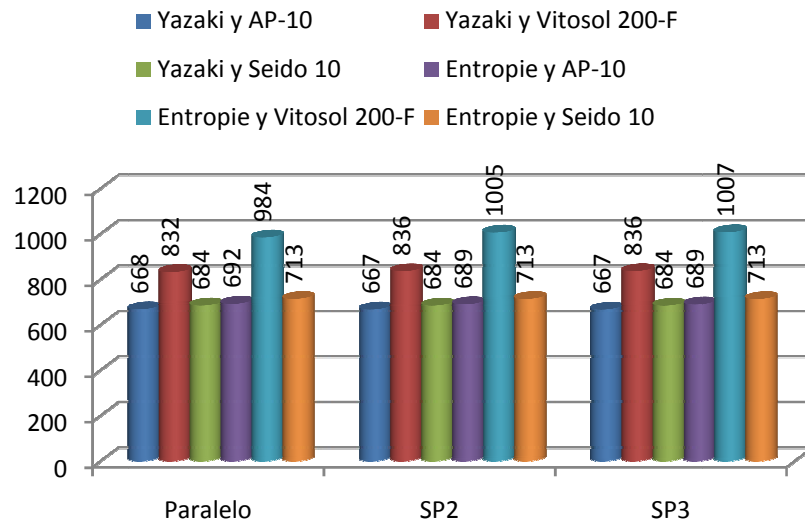
El servicio que ofrecen las máquinas es el observado. Pero realmente la finalidad es comparar la influencia de dos incrementos distintos de temperatura entre salida y entrada del generador, para comprobar cuál es la superficie que requiere cada uno de los modelos en igualdad del resto de condiciones. Para ello se toma el COP de cada una de las máquinas de absorción, igual a 0,7 y se supone que ambas operan con la misma potencia frigorífica igual a la del modelo de Yazaki, es decir, 105 kW. Siendo estas las condiciones de operación nominales del modelo de Yazaki, se conoce que la potencia calorífica necesaria es 150 kW. Pero para estas nuevas condiciones en Entropie ha de calcularse esta potencia, recurriendo a la expresión del rendimiento:

$$\text{COP} = \text{Potencia frigorífica} / \text{Potencia calorífica}$$

$$0,7 = 105 / \text{Potencia calorífica}$$

Potencia calorífica = 150 kW

Luego, en esta suposición las dos máquinas operarán bajo las mismas condiciones, a excepción de la diferencia de temperaturas en el generador. La gráfica que representa estos datos es:



Las superficies requeridas por Yazaki siguen siendo las mismas que en el caso anterior, pero las de Entropie han variado al requerir una potencia calorífica menor. Las necesidades de superficie son menores ahora, y a excepción de la combinación de Entropie con Vitosol, el resto de combinaciones se han igualado a las de Yazaki.

En cuanto a la comparación entre captadores planos y captadores de tubos de vacío, con estos resultados, se sigue demostrando que los captadores planos al operar con un rendimiento menor que los tubos de vacío, necesitan una superficie mayor para ofrecer la misma potencia calorífica.

Para comprender un poco mejor el funcionamiento de ésta combinación entre sistema solar y de absorción, en las tablas de cálculos del Anexo nº 2 se pueden observar las tendencias del sistema al respecto a la evolución de estas variables:

- Rendimiento del captador: al aumentar las temperaturas de entrada o salida, aumenta la temperatura promedio: $(T_{sal} + T_{ent})/2$. Esto se debe a que según las expresiones del rendimiento global, las pérdidas térmicas en el captador son proporcionales a esta temperatura, por tanto, si aumenta, aumentarán dichas pérdidas y el rendimiento disminuirá.
- Caudal de fluido caloportador que atraviesa el captador: para una transferencia de calor constante, disminuye a medida que aumenta la diferencia de temperaturas entre la entrada y salida del fluido en el captador. Ello se debe a que a mayor diferencia, mayor debe ser el contacto del fluido con el foco caliente para que le transfiera más calor y para ello la solución es disminuir el caudal.

- Temperatura de entrada a captadores: si se mantiene fija la temperatura de salida a captadores, al aumentar la temperatura de entrada aumenta la superficie de captadores necesaria. Al disminuir la diferencia de temperaturas, implica que aumenta el caudal de fluido caloportador que atraviesa el captador. Al aumentar la temperatura promedio en el captador, el rendimiento global de éste disminuye, por ello es necesaria una mayor superficie de captadores que compense el calor perdido por la reducción del rendimiento.
- Temperatura de salida de captadores: si se mantiene fija la temperatura de entrada a captadores, al aumentar la temperatura de salida aumenta la superficie de captadores necesaria por las mismas razones que en caso anterior, ya que el resultado es que aumenta la temperatura promedio en el captador.
- Superficie de captadores solares requerida: aumenta al aumentar promedio en el captador, debido al incremento de las pérdidas térmicas producidas en el captador, para una potencia calorífica fija.

9. DESCRIPCIÓN DE SUBSISTEMAS AUXILIARES

9.1. SUBSISTEMA DE ACUMULACIÓN

En una instalación solar el acumulador se encarga de almacenar la energía térmica generada por los captadores solares en forma de fluido caliente. Al existir frecuentes desfases temporales entre los períodos de radiación solar y los períodos en los que tiene lugar el consumo de energía térmica, la utilización de acumuladores resulta imprescindible en las instalaciones solares térmicas.

El período de tiempo de acumulación varía entre unas pocas horas, días o en caso de acumulador estacional, hasta meses, y depende en gran parte de la aplicación (calentamiento de piscinas, ACS o calefacción, etc.) y, además, de la fracción solar deseada.

El objetivo que se persigue es acumular la energía solar disponible de la mejor forma durante períodos de escasa demanda, para después poder suministrar esa energía de la manera más eficaz cuando se necesite.

El almacenamiento de energía térmica se puede realizar de diversas formas:

- Calor sensible contenido en un medio líquido o sólido
- Calor de fusión de sistemas químicos
- Calor de fusión mediante reacciones químicas reversibles

La selección de la forma de almacenamiento depende fundamentalmente de la aplicación a la que se destine el sistema. Para la producción de agua caliente normalmente se emplea el calor sensible contenido en la propia agua mediante la utilización de un acumulador de agua caliente. La

utilización de agua como fluido almacenador de energía térmica presenta las ventajas de su elevada capacidad térmica, bajo coste, alta disponibilidad, nula toxicidad e inflamabilidad, etc.

Cuando la energía almacenada se destina a la producción de agua caliente sanitaria la extracción de energía se realiza a través de la propia agua haciéndose necesaria la utilización de un intercambiador que separe el agua de consumo del fluido almacenador de energía térmica.

Los requisitos que se exigen de un acumulador son:

- Alto calor específico del medio de acumulación
- Pérdidas térmicas bajas gracias a una superficie pequeña del acumulador y buen aislamiento térmico
- Adecuada estratificación de temperaturas en el acumulador
- Vida útil de aproximadamente 25 años
- Bajos costes y fácil disponibilidad del medio de acumulación
- El medio de acumulación y el tanque deben poseer buenas propiedades medioambientales de higiene, si estuvieran en contacto con agua sanitaria
- Correcto posicionado de las tuberías de conexión

Debido a su alto calor específico, no ser contaminante para el medio ambiente y a su disponibilidad, se elige por regla general agua normal como medio de acumulación.

9.1.1. TIPOS DE ACUMULADORES SEGÚN LA APLICACIÓN

Los tipos de acumuladores atendiendo a la aplicación (producción de agua caliente sanitaria, calefacción, usos industriales, etc.) a la que se destinan y al tipo de agua contenida en su interior son:

9.1.1.1. ACUMULADORES DE AGUA CALIENTE SANITARIA

Deben cumplir las normas de higiene exigidas por las normativas vigentes respecto al almacenamiento de agua potable. Además, el acumulador debe ser resistente a la corrosión, dada la presencia de oxígeno en el agua potable y soportar normalmente altos niveles de presión y, en determinados casos y dependiendo del tipo de material, de temperatura.

Ante el riesgo de aparición de corrosiones se utilizan acumuladores con protecciones interiores adecuadas, que eviten el contacto directo de materiales metálicos diferentes (acero-cobre) y emplear sistemas de protección frente a la corrosión (ánodo de sacrificio o sistema de corriente impresa).

Los modelos de acumuladores empleados en las instalaciones solares térmicas pueden ser directos o indirectos. Los acumuladores directos disponen de dos bocas de conexión para el circuito solar y de dos bocas adicionales para las tuberías de entrada y salida del circuito de consumo de agua caliente. Los acumuladores indirectos o interacumuladores, incluyen un intercambiador, bien en forma de serpiente o de tipo doble envoltente, conectado directamente con el circuito solar de manera que el fluido que circula a través de los captadores solares no se mezcla con el agua potable del circuito de consumo.

Las presiones de funcionamiento habituales de ambos tipos de acumuladores suelen estar comprendidas entre 4 y 6 bar.

Según el material del que estén fabricados pueden ser:

(i) Acumuladores de acero vitrificado

El acero vitrificado se emplea para proteger los acumuladores contra la corrosión interior. Se pueden fabricar fácil y económicamente, aunque la superficie ha de cuidarse especialmente durante el transporte para que no sufra daños.

(ii) Acumuladores de acero revestidos de plástico

Este tipo de protección anticorrosiva incluye revestimientos de duroplásticos, termoplásticos, así como caucho. Son más económicos que el acero vitrificado, siendo peor su resistencia a largo plazo. Están certificados solamente para una temperatura de 85°C y no deben ser expuestos a un gradiente térmico superior a los 10 K en la pared revestida. No deben usarse si van provistos de intercambiadores internos.

(iii) Acumuladores de acero inoxidable

El acero inoxidable es relativamente inerte a la corrosión, debido a su alto contenido en níquel y cromo. Las conexiones soldadas de acero inoxidable pueden llegar a corroerse ante altas concentraciones de cloro. Controlando las concentraciones máximas permisibles de uso, el acero inoxidable resulta ser muy duradero, aunque más caro que cualquier material revestido de plástico o vitrificado.

9.1.1.2. ACUMULADORES DE INERCIA

Se utilizan en instalaciones destinadas a la producción de agua caliente sanitaria, calefacción, usos industriales, etc. No es necesario que cumplan la normativa vigente sobre agua potable.

Cuando se emplean en instalaciones solares para producción de agua caliente sanitaria se requiere un intercambiador que se encarga de separar el agua contenida en el acumulador de inercia del agua potable de consumo.

En estos acumuladores la presión de trabajo suele ser más baja que en los acumuladores de agua caliente sanitaria. Como están destinados a contener agua no potable no se exigen tantos requisitos al material del acumulador como en el de ACS, así el coste de los acumuladores de inercia es inferior al de los acumuladores de ACS.

Además, si forman un circuito cerrado los acumuladores y la tubería de conexión, es decir, no hay entrada de oxígeno adicional en el circuito, se podrán rebajar considerablemente los requisitos propios de una protección anticorrosiva. Con lo cual, el coste del acumulador también se ve reducido por este factor.

Normalmente, los acumuladores de inercia suelen ser de acero negro debido a su menor coste y buena resistencia frente a la temperatura. Aunque el acero negro no tenga muy buen comportamiento frente a la corrosión, no resulta un factor crítico debido a que el agua contenida forma parte de un circuito cerrado y no se distribuye a ningún circuito de consumo.

Según el material del que estén fabricados pueden ser:

(i) Acumuladores de inercia a ligera sobrepresión

Se fabrican con acero normal. La corrosión no es un problema, ya que el sistema se llena sólo una vez de agua y la sobrepresión impide la entrada de oxígeno. Por tanto, el agua empleada para el primer llenado debe descalcificarse cuidadosamente y filtrarse, a fin de evitar sedimentaciones en las bombas, válvulas, etc.

(ii) Acumuladores de inercia abiertos

Se usan materiales plásticos para este tipo de acumuladores en los sistemas de circuito abierto, no presurizados. Poseen una muy buena resistencia a la corrosión. Para estos sistemas se emplea un vaso de expansión abierto.

No se necesita válvula de seguridad, aunque las temperaturas admisibles de los materiales empleados han de tomarse en consideración. En los sistemas de circulación forzada, estos se protegen utilizando un termostato, lo cual no es posible en las instalaciones por termosifón, por lo que no se recomiendan materiales de plástico.

9.1.1.3. ACUMULADORES COMBINADOS

Es un acumulador de inercia que contiene en su interior un acumulador de agua caliente sanitaria hecho de acero vitrificado o inoxidable. El calor en éste último se transmite a través de la pared del recipiente, y de esta manera no es necesario un intercambiador de calor adicional.

Se utilizan en instalaciones solares de reducido tamaño para satisfacer conjuntamente las demandas de energía térmica de agua caliente sanitaria y de calefacción. En la actualidad se utilizan fundamentalmente en países del centro y norte de Europa.

9.1.1.4. ACUMULADORES DE ALMACENAMIENTO ESTACIONALES

Almacenan grandes cantidades de calor durante el verano, con el fin de utilizarlas durante los períodos de calefacción en invierno. Lo cual exige volúmenes de acumulación muy grandes, desde 10 m³ a más de 100 m³ para una casa individual, o varios miles de metros cúbicos para un sistema de calefacción solar de distrito.

Los acumuladores de acero con un tamaño de varias decenas de metros cúbicos se pueden integrar en los edificios o colocarse bajo tierra. Los grandes acumuladores para abastecer las redes de distribución de un sistema de calefacción de distrito son por lo general subterráneos.

Las principales características de los acumuladores en función del material del que estén fabricados son las siguientes:

- Acumuladores de acero negro: se emplean en circuitos por los que no circule agua de consumo, debido a su comportamiento no adecuado frente a la corrosión. Presentan buen comportamiento frente a temperaturas elevadas y son de menor coste que los de acero con revestimiento plástico, de acero inoxidable o de acero vitrificado.
- Acumuladores con revestimientos plásticos: dichos plásticos son normalmente resinas epoxídicas. Soportan temperaturas en torno a 80°C. La durabilidad de estos acumuladores depende de los poros que puedan aparecer en el revestimiento plástico y de la facilidad de adherencia del revestimiento al acero. Son más económicos que los de acero vitrificado y los de acero inoxidable.
- Acumuladores vitrificados: soportan temperaturas altas, de hasta 100°C. El compuesto de vidrio aumenta la resistencia del acero frente a la temperatura. Este tipo de protección se caracteriza por su fragilidad por lo que se recomienda asegurar la adherencia del vidrio al acero mediante la utilización de una capa de níquel, evitar la formación de poros y evitar impactos en el transporte que deterioren la protección.
- Acumuladores de acero inoxidable: son más ligeros que los de acero vitrificado, soportan temperaturas superiores y no presentan prácticamente problemas de corrosión (debido a su alto contenido en níquel y cromo). Sin embargo, su coste es mayor y presentan peor comportamiento frente a aguas con elevado contenido en cloro.

Según la posición de colocación, se pueden distinguir acumuladores horizontales y verticales:

- Acumuladores horizontales: se utilizan para equipos compactos por termosifón, ya que el acumulador forma parte integrada del equipo compacto (captador solar y acumulador). Los volúmenes estandarizados para estos acumuladores oscilan entre 150 y 400 litros, dependiendo del fabricante. No son utilizados habitualmente, exceptuando si hay necesidades de obra o falta de espacio físico. La ventaja más importante es que en esta posición no se produce la estratificación, por tanto la temperatura es bastante uniforme dentro del depósito, para volúmenes pequeños es ideal.
- Acumuladores verticales: es la posición más habitual en las instalaciones solares térmicas, y la más recomendable para grandes volúmenes, ya que favorece la estratificación del agua estando el agua más caliente en la parte superior, y la más fría en la parte inferior del depósito. Esto permite dar un suministro instantáneo de agua sin que todo el depósito se encuentre a la misma temperatura.

9.1.2. ESTRATIFICACIÓN DE TEMPERATURAS

En el acumulador hay un flujo de agua caliente-agua fría proveniente de los captadores solares, y otro flujo de agua caliente-agua fría que se encarga de satisfacer la demanda por la que se realiza la instalación. Con lo cual, dentro del acumulador coexisten agua fría, templada y caliente. Debido a la diferencia de densidades entre el agua a distintas temperaturas, se crea una distribución vertical de temperaturas en el agua contenida en el acumulador, de manera que el agua situada en la parte superior, al tener menor densidad, está más caliente y el agua situada en la parte inferior queda a menor temperatura. Entre estas dos zonas, se sitúa el agua a distintas temperaturas medias entre la más fría y la más caliente.

A esta distribución vertical de temperaturas se le denomina “estratificación de temperaturas”. Para favorecer esta estratificación se recomienda emplear acumuladores de configuración vertical con una relación altura/diámetro tan alta como sea posible. Con esta medida se consigue alcanzar una mayor diferencia de temperatura entre la parte superior e inferior del acumulador, aspecto que afecta positivamente al funcionamiento de una instalación solar térmica ya que permite:

- Que el agua extraída por la parte superior del acumulador salga a la mayor temperatura disponible en el acumulador y ello favorezca emplear el sistema de energía de apoyo lo menos posible.
- Que el agua almacenada en la parte inferior del acumulador se encuentre a la menor temperatura disponible. De esta manera se consigue que la temperatura de entrada a los captadores solares sea más baja y por tanto aumente el rendimiento de los captadores.

Los sistemas de carga térmica desarrollados favorecen el funcionamiento de las instalaciones solares y aumentan la estratificación de temperaturas en el acumulador solar. Estos sistemas internos y externos al acumulador, permiten que el agua calentada en los captadores solares o procedente del intercambiador exterior entre el acumulador a la que corresponde de acuerdo a su temperatura. Con estos sistemas se evita la disminución de temperatura en la parte superior del acumulador, ya que no se introduce agua a menor temperatura que la que ya se encuentra almacenada en esta parte del acumulador. También se consigue reducir el efecto indeseado de mezcla en el acumulador y, al disponer del agua más caliente en la parte superior, retrasar la activación del sistema de apoyo.

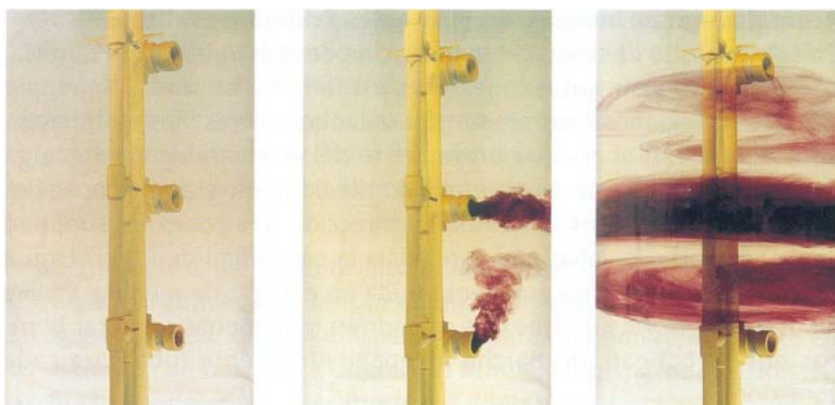
Las conexiones de entrada y salida al acumulador han de favorecer el funcionamiento del mismo en una instalación solar. Por ello, en acumuladores convencionales, la tubería de entrada de agua fría al acumulador descargará en la parte inferior del mismo y la tubería de salida del agua caliente hacia el consumo tomará el agua de la parte superior del acumulador. Las tuberías de entrada y salida existentes se colocarán de forma que se favorecerá el proceso de calentamiento en todo el acumulador y se evite la aparición de caminos preferentes de circulación. Cuando finaliza la extracción de agua caliente el agua almacenada en la tubería de salida se enfría y, al pesar más, desciende desde dicha tubería hacia la parte superior del acumulador mediante un proceso de

convección natural, siendo reemplazada por el agua más caliente almacenada en la parte superior. Este movimiento, además de aumentar las pérdidas térmicas en el sistema de acumulación, afecta negativamente a la estratificación de temperaturas disponible en el acumulador al disminuir la temperatura del agua contenida en la parte superior del acumulador.

Para evitar este fenómeno, se recomienda que la tubería de salida hacia el consumo tome el agua caliente de la parte más alta del acumulador pero que, en lugar de presentar la boca de salida en la parte superior del acumulador, tenga la boca de salida en los laterales superiores, de forma que se eviten pérdidas térmicas y el agua contenida en la parte superior del acumulador sea siempre la de mayor temperatura.

El efecto indeseado de mezcla en un acumulador consiste en la homogeneización de la temperatura del agua contenida en el acumulador causada por la velocidad del agua al entrar en el acumulador. Este proceso reduce la estratificación de temperaturas previamente alcanzada en el acumulador y por tanto afecta negativamente al funcionamiento de las instalaciones solares.

Para evitar la mezcla y favorecer la estratificación de temperaturas se incorpora en el interior del acumulador un dispositivo estratificador de carga. El dispositivo funciona permitiendo la entrada de agua caliente en el acumulador a distintas cotas de altura mediante el empleo de dispositivos de material plástico o aletas, que actúan como válvulas de retención. Estos dispositivos se colocan a diferentes cotas a lo largo de una tubería dispuesta verticalmente de manera que cuando el agua de entrada está más caliente que la del agua que rodea exteriormente este dispositivo y, por tanto, tiene menor densidad y presión, la aleta permanece cerrada. Sin embargo, cuando se igualan las temperaturas en el interior y en el exterior la aleta se abre permitiendo que el agua de entrada alcance su correspondiente "estrato térmico". De este modo se consigue evitar mezclas de agua a muy diferentes temperaturas y disponer siempre del agua más caliente en la parte superior del acumulador.



Otras formas de evitar la mezcla es emplear deflectores o dispositivos en las tuberías de entrada al acumulador que reducen la velocidad de entrada del agua. Mediante este tipo de dispositivos la estratificación de temperaturas previamente alcanzada en el acumulador

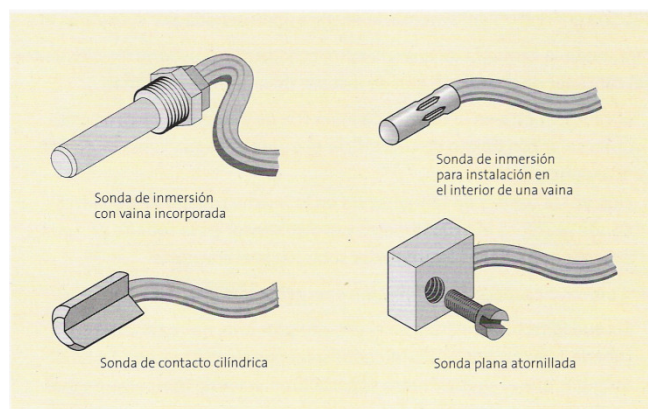
experimenta menores variaciones cuando se introduce agua fría por la parte inferior del acumulador, o agua caliente procedente de los captadores o del intercambiador exterior por la parte superior (salvo que se tomen otras medidas encaminadas a favorecer la estratificación en el acumulador) y, por tanto, se favorece el correcto funcionamiento del acumulador en una instalación solar.

9.1.3. SISTEMA DE SENSORES

Hay un sistema de sensores que controla la activación de la bomba de circulación en las instalaciones de circulación forzada, estos son los sensores de temperatura de los captadores y del acumulador. El sensor de temperatura localizado en el acumulador se sitúa en la parte inferior del acumulador, preferentemente por debajo de la tercera parte de la altura total del acumulador. Si el acumulador dispone de un intercambiador este sensor se ha de instalar aproximadamente a la altura media del intercambiador.

Cuando la temperatura en el captador solar es suficientemente elevada, se activa automáticamente la bomba más rápidamente que si el sensor estuviese colocado a mayor altura y se maximiza la cantidad de energía aportada por los captadores solares al acumulador.

En cuanto al tipo de sondas utilizadas, se prefiere el uso de sondas de inmersión que las de contacto, que se emplearán tan sólo si no se dispone de bocas para la colocación de las sondas de inmersión.



9.1.4. AISLAMIENTO TÉRMICO

Las pérdidas térmicas de los acumuladores convencionales pueden ser considerables, por lo que para mantener las pérdidas dentro de un margen razonable, se deben de tener en cuenta los siguientes requisitos:

- Pequeña relación entre superficie exterior del acumulador y volumen de éste.
- Aislamiento de la superficie exterior del acumulador (parte lateral, superior e inferior).
- Aislar las tuberías de conexión y los diferentes accesorios: bocas de conexión, bridas, etc.

- Instalar adecuadamente las tuberías de conexión para evitar las pérdidas térmicas debidas a la circulación por convección natural del agua por el interior de estas tuberías. Deben llevarse al interior del acumulador desde la parte inferior o desde un lateral.
- Utilizar materiales aislantes apropiados.

Los materiales aislantes empleados han de satisfacer la reglamentación vigente y deben ser medioambientalmente adecuados por lo que se recomienda que no contengan elementos clorofluorocarbonados ni PVC. Además deben de tener bajos coeficientes de conductividad térmica, buena resistencia mecánica, comportarse adecuadamente en el rango de temperaturas de trabajo, elevada estabilidad, etc.

Los materiales aislantes habitualmente empleados en los acumuladores solares son:

- Espuma rígida de poliuretano inyectado
- Lana de roca
- Fibra de vidrio
- Etc.

Sobre estos materiales se colocará algún tipo de protección mecánica o de revestimiento exterior como capa de poliéster, funda de skay, etc., que sirva de protección frente a la radiación, humedad, etc. La selección del tipo de elemento protector externo depende en gran medida del lugar donde se ubique el acumulador (al exterior, etc.).

Se define un valor k como el cociente entre la conductividad térmica λ y el espesor de aislamiento térmico D . El valor de $k = \lambda/D$ se expresa en $W/(m^2 \cdot K)$ resultando las pérdidas térmicas en un acumulador proporcionales al producto del valor k por la superficie total del acumulador A . Se recomienda que el valor $k \cdot A$ sea menor de $4 W/K$. Como regla general se recomienda aislar todo el acumulador (parte lateral, superior e inferior) con al menos 30 mm de un material cuya conductividad térmica sea inferior a $0,040 W/m \cdot K$.

9.1.5. VOLUMEN DE ACUMULACIÓN PARA EL CONSUMO DE AGUA CALIENTE

El dimensionamiento del depósito de acumulación energética, constituye un factor decisivo en el diseño de un equipo solar. Su volumen será fundamental del desfase entre el período de captación-almacenamiento y el consumo.

El volumen del depósito acumulador se determina considerando los factores de servicio que pueden ser:

- Coincidencia entre los períodos de captación y el de consumo, en este caso el volumen específico del acumulador será de 35 a 50 litros por m^2 de captador solar.
- Desfases entre captación solar y consumo no superiores a las 24 horas, en este caso el volumen específico del acumulador será de 50 a 75 litros por m^2 de captador solar.

- Desfases entre captación y consumos habituales o periódicos, estimados superiores a 24 horas e inferiores a 72 horas (calentamiento de agua en procesos industriales), en este caso el volumen específico del acumulador será de 75 a 150 litros por m² de captador solar.
- Desfases entre captación y consumo superiores a 72 horas (calentamiento de ACS en segunda vivienda para fines de semana), en este caso el volumen óptimo del acumulador se determinará por medio de un balance de pérdidas y ganancias energéticas mediando, al propio tiempo, la optimización del aislamiento del mismo.

9.1.6. PROCESOS DE CARGA Y DESCARGA EN EL ACUMULADOR

9.1.6.1. PROCESO DE CARGA

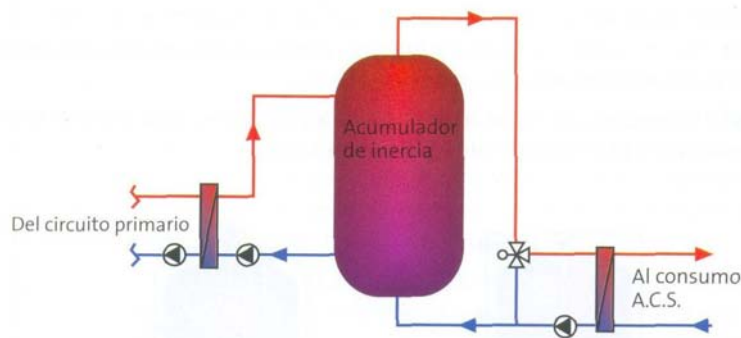
La introducción de agua caliente dentro del acumulador corresponde al proceso de carga del acumulador. Es muy importante que se mantenga la estratificación de forma estable durante este proceso. Es deseable que la estratificación se produzca en esta etapa. Para poder alcanzar este objetivo es necesario un acumulador relativamente alto y estrecho, aunque esto no sea lo óptimo en lo que respecta a las pérdidas térmicas.

La estratificación es útil, pues de este modo la temperatura de la parte superior del tanque es la máxima y los procesos de intercambio de calor son lo más eficaces posible. Sin estratificación, las temperaturas disponibles serán menores, y el sistema de apoyo se conectará con mayor frecuencia.

Las distintas configuraciones entre acumuladores y bombas de llenado que se pueden encontrar son las siguientes:

9.1.6.1.1. ACUMULADORES DE INERCIA NO ESTRATIFICADOS CON BOMBAS NO REGULADAS

En estos la tubería caliente de entrada está conectada a la parte superior del tanque y la tubería fría de retorno se halla ubicada cerca del borde inferior. Esto queda representado en la siguiente figura:



Aunque el agua que entra finalmente encuentra su capa o estrato térmico adecuado en el acumulador, se producen movimientos verticales considerables (e indeseados) e intercambios de calor, que dan como resultado una temperatura menor, debido a la mezcla que se produce.

Si el agua que regresa del intercambiador de descarga (o que cede calor al agua de consumo) está más fría que la que se encuentra en el fondo del acumulador, entonces no hay interferencia en la estratificación existente. Si hay fluctuación de temperaturas en esta corriente de entrada de agua fría y la temperatura fuera superior a la que se encuentra en el fondo, entonces si se vería afectada la estratificación. Una perturbación en la estratificación puede tener estas consecuencias:

- El agua con la temperatura más alta no se mantiene en la parte superior del acumulador y, por tal razón, no queda disponible para la extracción.
- La zona de mezcla con temperaturas medias aumenta.
- El rendimiento de la acumulación se reduce, y aun cuando el captador pueda suministrar suficiente energía, el sistema convencional suele tener que efectuar también aportación, para aumentar así la temperatura del ACS.

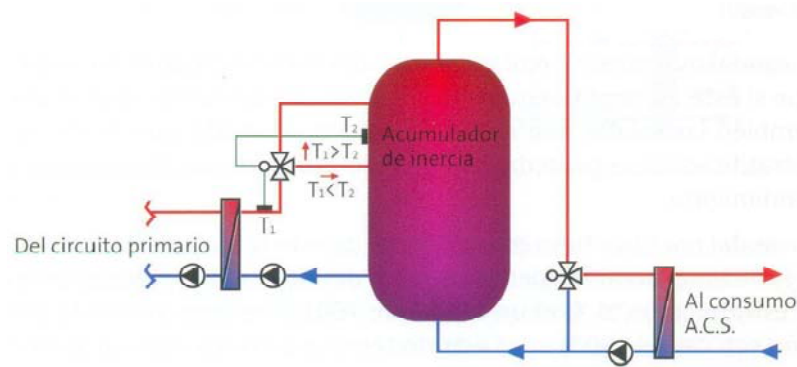
Luego, una perturbación en la estratificación produce una reducción de la calidad de la energía suministrada. Esto significa que la caldera tiene que trabajar a carga parcial y más frecuentemente de lo necesario, puede aumentar ligeramente el consumo de energía convencional en comparación con un acumulador muy bien estratificado. Además, implica una disminución de la fracción solar, aunque el suministro de energía solar sea el adecuado. Teniendo también en cuenta que un aumento en la temperatura del fondo del acumulador supone un aumento en la temperatura de entrada en el circuito primario, lo que disminuye el rendimiento.

9.1.6.1.2. ACUMULADORES DE INERCIA ESTRATIFICADOS CON BOMBAS DE CAUDAL VARIABLE

La instalación sería igual que la anterior, pero con una bomba de caudal variable en vez de una bomba ordinaria. La velocidad de la bomba sólo se reduce cuando hay una disminución de la radiación solar, o sea, cuando la diferencia de temperaturas entre la impulsión y el retorno presenta un valor por debajo del especificado. De este modo, el fluido en el circuito primario tarda más en efectuar un recorrido completo por el circuito, teniendo así más tiempo para calentarse en los captadores, evitándose la entrada del líquido insuficientemente calentado en el acumulador de inercia.

9.1.6.1.3. ACUMULADORES DE INERCIA CON CONEXIONES A DIFERENTES ALTURAS

Para favorecer la formación de la estratificación térmica, se pueden emplear varias conexiones a diferentes alturas. Tal como se puede ver en la imagen,



Si el agua proveniente del intercambiador de carga está más caliente que en el punto de medida (T_2 , entre ambas conexiones), se abre entonces la válvula en dirección a la conexión superior. Por el contrario, la válvula se abre hacia la conexión inferior si el agua que entra está más fría que la obtenida en el lugar de medida.

Cuanto mayor sea el número de conexiones separadas que se integran en el acumulador, mayor será el gasto invertido para el control y también mayor será la probabilidad de fallos.

9.1.6.1.4. ACUMULADORES DE INERCIA CON TUBOS ESTRATIFICADORES

Son dispositivos estratificadores que inducen la formación automática de los estratos térmicos en el interior del acumulador. El agua caliente de entrada se conduce a través de tubos de polietileno con un cierto número de salidas con membranas dispuestas verticalmente, denominados “tubos estratificadores”.

Cuando el agua que se introduce esté más caliente que el fluido de alrededor, tendrá una densidad y una presión más bajas, de manera que las salidas permanecen cerradas. Si la temperatura dentro y alrededor del tubo es la misma, la salida se abre y el agua sale directamente hacia el interior del estrato térmico apropiado.

El caudal que puede circular por un tubo estratificador es limitado, ya que si éste aumenta demasiado, existe la posibilidad de que se abran también las salidas que no corresponden, de modo que el efecto de estratificación se perdería, pudiéndose producir una disminución del rendimiento.

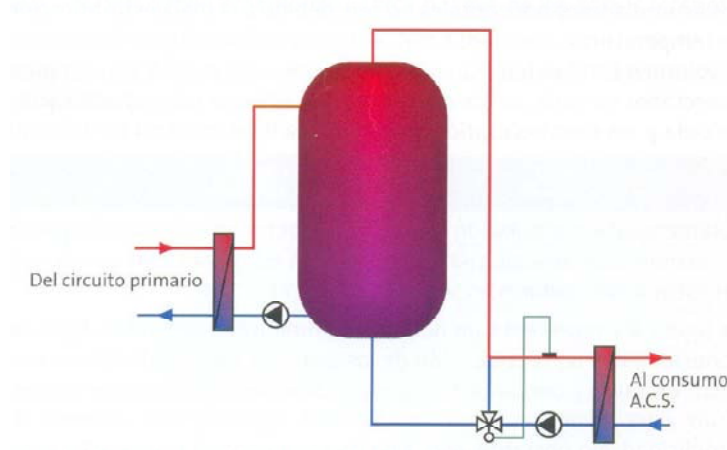
Para instalaciones de gran tamaño, se necesita un determinado número de tubos estratificadores conectados en paralelo. Un conexionado en paralelo de varios acumuladores con un tubo estratificador en cada uno no se recomienda, ya que podría afectar a la uniformidad del proceso de carga y descarga.

Se ha demostrado que la utilización de tubos estratificadores favorece la producción rápida de altas temperaturas, especialmente en instalaciones de tamaño medio con alta fracción solar. Y por tanto, favorece un leve aumento del rendimiento solar.

En las instalaciones solares con pequeña fracción solar, los dispositivos de estratificación acarrearían para el acumulador un aumento de costes de un 15% a un 20%.

9.1.6.2. PROCESO DE DESCARGA

La descarga de los acumuladores de agua sanitaria se efectúa automáticamente al extraer agua caliente. El acumulador de inercia se descarga por medio de una bomba denominada de descarga. Si se emplean acumuladores de inercia y la necesidad es de agua sanitaria, se instala entonces un intercambiador de calor adicional que separa el acumulador del agua sanitaria.



Mientras que el agua en el acumulador puede llegar a alcanzar una temperatura bastante alta (hasta 95°C), la temperatura en el intercambiador de descarga no debe sobrepasar los 65°C, con el fin de evitar que el agua sanitaria se calcifique en el lado de consumo del intercambiador.

Aunque para el caso en estudio, no sería necesario el uso del intercambiador de calor adicional ya que el uso no es para agua sanitaria.

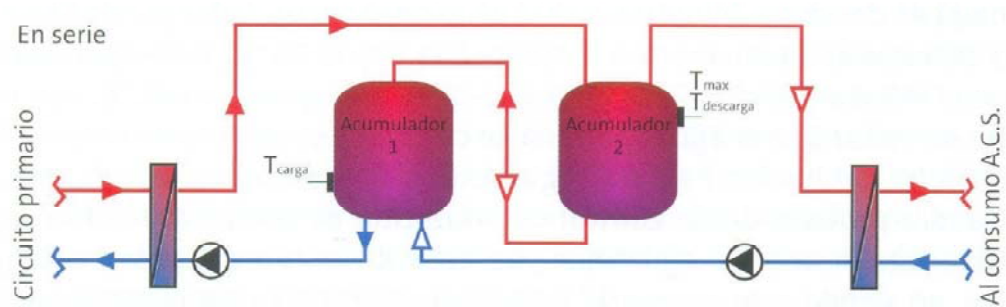
9.1.7. INTERCONEXIÓN DE ACUMULADORES

Por lo general no es posible disponer de todo el volumen de acumulación en un solo acumulador, que además se estrecho y en posición vertical, ya que en algunas ocasiones se maneja un volumen exagerado, sobre todo, en instalaciones solares de gran tamaño.

Para sistemas de bajo flujo, los acumuladores horizontales no son adecuados, debido a la mala estratificación de temperaturas, a menos que el volumen total se halle dividido en tres tanques, aproximadamente, en serie. De esta forma, se logra obtener una estratificación forzada y, en caso necesario, con válvulas anti-retorno en las tuberías de conexión. Aunque ésta no sería la mejor opción, con lo que se opta por los acumuladores verticales, donde la estratificación es más sencilla de obtener.

Se podrán usar un conjunto de volúmenes de acumulación pequeños conectados entre sí que no superen en cuatro el número de estos. La cuestión es si colocarlos en serie o en paralelo.

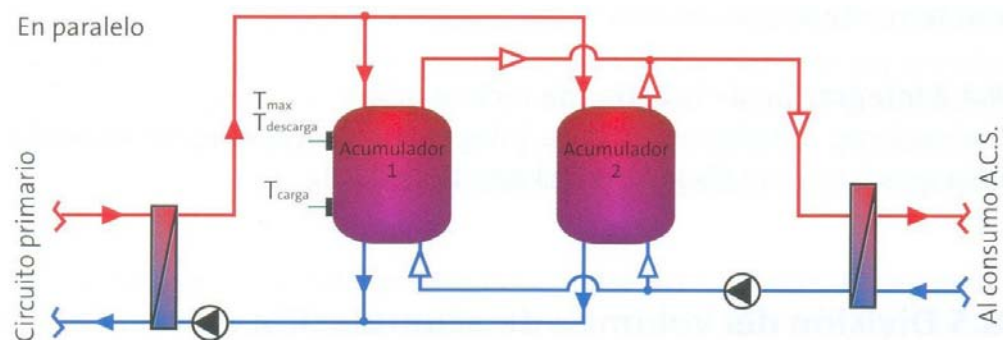
En serie seguiría la siguiente configuración:



Es como si se dispusiera de un único acumulador con:

- Toma de entrada del agua fría por la parte inferior del acumulador de menor temperatura (acumulador 1).
- Extracción de agua hacia el consumo por la parte superior del acumulador de mayor temperatura (acumulador 2).
- Conexión del sistema de acumulación hacia los captadores o intercambiador por la parte inferior del acumulador de menor temperatura.
- Conexión desde los captadores o intercambiador hacia el sistema de acumulación preferentemente por la parte superior del acumulador de mayor temperatura. Al igual que en el caso anterior esta conexión debería permitir la entrada del fluido a la cota que le correspondiese en función de su temperatura.

En paralelo seguiría ésta otra configuración:



Donde:

- El fluido que va del sistema de acumulación hacia los captadores o al intercambiador de calor procede de la parte inferior de ambos acumuladores.
- El fluido que va de los captadores o del intercambiador hacia el sistema de acumulación entra en la parte superior de ambos acumuladores al mismo tiempo. En cualquier caso, esta conexión debería permitir la entrada del fluido a la cota que le correspondiese (en

todos los acumuladores) en función de su temperatura para favorecer la estratificación de temperaturas.

- El agua que va del sistema de acumulación hacia el consumo corresponde al agua contenida en la parte superior de ambos acumuladores.
- El agua fría procedente de la red de distribución entra por la parte inferior de ambos acumuladores.

Para la configuración en paralelo, se recomienda el retorno invertido, aunque se ha omitido en la imagen.

En general, el objetivo principal es conseguir un caudal uniforme.

Para el proceso de carga habrá que situar los sensores de temperatura de control (T_{carga}) en la parte inferior, la cuál es la más fría del acumulador.

Para el proceso de descarga habrá que situar los sensores de temperatura de control (T_{descarga}) y para la limitación de temperatura (T_{max}) en la parte superior, la cuál es la más caliente del acumulador.

Es importante que unos y otros se pongan a la misma altura que las tuberías de entrada o salida correspondientes, que a su vez deben estar lo más cerca posible de las partes inferior y superior del acumulador.

A continuación se describirán las características y las ventajas e inconvenientes de una conexión en serie o en paralelo:

- Conexión en serie: a efectos de funcionamiento, dos o más acumuladores conectados en serie se comportan como un único acumulador de volumen la suma de todos los volúmenes y altura la suma de todos los acumuladores.
 - Ventajas:
 - El caudal total de carga y descarga pasa por cada acumulador, efectuándose la mezcla en cada uno de los acumuladores. Se perturba la estratificación térmica, aunque ésta sea aún aceptable bajo condiciones de operación normales.
 - Los caudales de carga y descarga son exactamente iguales en cada acumulador. El equilibrio hidráulico no es crítico.
 - El acumulador frío y el caliente quedan claramente definidos. La colocación de los sensores para el control de carga y descarga es sencilla.
 - Inconvenientes:
 - La circulación a través de todos los acumuladores puede ser demasiado alta para la aplicación de tubos estratificadores. Se puede solventar usando haces de tubos estratificadores en cada acumulador, aunque supone un alto coste.
 - Si la diferencia de temperaturas entre el punto más frío del acumulador y el punto más caliente del acumulador caliente se hace muy grande,

puede resultar un desplazamiento de los niveles de temperatura entre los acumuladores durante la carga. Una re-estratificación entre los acumuladores separados, sólo es posible si hay suficiente extracción.

- Conexión en paralelo: a efectos de funcionamiento, dos o más acumuladores conectados en paralelo se comportan como un único acumulador de volumen la suma de todos los volúmenes y altura la de uno de los acumuladores.
 - o Ventajas:
 - Los caudales de carga y descarga se reparten por un número de acumuladores conectados en paralelo y por eso la velocidad del fluido es baja, hay buena formación y estabilidad de la estratificación térmica.
 - Apropiaada para la aplicación de tubos estratificadores debido al bajo caudal en cada acumulador.
 - o Inconvenientes:
 - La circulación uniforme del líquido a través de todos los acumuladores es difícil de lograr, ya que el caudal depende de las pérdidas de carga en las tuberías de impulsión y retorno. Incluso en caso de que se instale la tubería cuidadosamente según el esquema de retorno invertido no se logra una circulación homogénea, por lo que se recomienda la aplicación de válvulas de regulación o de pérdidas de carga adicionales en cada tramo en paralelo.
 - Debido a las dificultades en la obtención de flujos uniformes, esta configuración es crítica con respecto a la colocación de los sensores de temperatura para el control de carga y descarga, así como del sensor para la limitación de temperaturas. Es posible que se emitan señales de conexión anticipadamente o con retraso.

9.1.8. INSTALACIÓN DEL ACUMULADOR

La ubicación de acumuladores pequeños no implica, en general, problemas. Los acumuladores de gran tamaño son instalados principalmente en el sótano, en aquellas viviendas que lo posean, o en la sala de caldera (planta baja). Sin embargo, esto conduce, en edificios de varias plantas, a circuitos hidráulicos más largos, costes de instalación más elevados y un mayor aumento de pérdidas térmicas.

En muchos casos, están colocados en la cubierta, siempre y cuando esta sea una cubierta horizontal transitable. En este tipo de instalación se debe cuidar la capacidad de carga que soporta la cubierta horizontal, por eso es importante reforzar la parte baja donde se ubique el acumulador.

En muchas ocasiones existe la imposibilidad de colocar los acumuladores en los habitáculos deseados por no tener acceso o altura suficiente (puertas pequeñas, sótanos bajos, etc.) En estas

situaciones posibles soluciones son la utilización de acumuladores horizontales, el conexionado entre varios acumuladores (serie o paralelo) o fabricar los acumuladores a medida. Esta última alternativa presenta el inconveniente de aumentar los costes de forma significativa.

Cuando se instalen acumuladores cuya capacidad sea superior a 2.000 litros, se deben incorporar al circuito hidráulico válvulas de corte u otros dispositivos para cortar los flujos al exterior del depósito no intencionados en caso de daños al sistema.

Cada acumulador debe ir equipado de fábrica con los manguitos de acoplamiento necesarios, soldados antes del tratamiento de protección, para las siguientes funciones:

- Manguitos roscados para la entrada de agua fría y salida de agua caliente.
- Registro embridado para inspección del interior del acumulador y eventual acoplamiento del serpentín.
- Manguitos roscados para la entrada y salida del fluido primario.
- Manguitos roscados para accesorios como termómetro y termostato.
- Manguito para vaciado.

9.2. SUBSISTEMA INTERCAMBIADOR DE CALOR

La misión del intercambiador de calor es realizar la transferencia de calor entre fluidos que, separados por una pared sólida, se encuentran a diferentes temperaturas. De esta forma, se consigue que no se mezclen los fluidos durante la transferencia de calor. En las instalaciones solares se pueden emplear intercambiadores de calor para aislar e independizar el circuito primario, independizar el circuito de consumo y, en algunas configuraciones, realizar ambas funciones a la vez. En resumen, se basa en el intercambio de calor que transfiere la energía almacenada en el líquido del circuito primario al líquido del secundario, mediante dos circuitos, primario y secundario, en forma de espiral o de placas superpuestas con dichos circuitos embutidos en las mismas.

La cantidad de calor transmitida entre ambos fluidos en condiciones ideales es:

$$Q = C_1 \cdot C_{e1} \cdot (T_{e1} - T_{s1}) = C_2 \cdot C_{e2} \cdot (T_{s2} - T_{e2})$$

Siendo:

Q, cantidad de calor transmitida

C_1 , caudal másico del circuito primario (kg/s)

C_{e1} , calor específico del fluido caloportador del circuito primario (kJ/kg°C)

T_{e1} , temperatura de entrada al intercambiador en el circuito primario (°C)

T_{s1} , temperatura de salida del intercambiador en el circuito primario (°C)

C_2 , caudal másico del circuito secundario (kg/s)

C_{e2} , calor específico del fluido caloportador del circuito secundario (kJ/kg°C)

T_{e2} , temperatura de entrada al intercambiador en el circuito secundario (°C)

T_{s2} , temperatura de salida del intercambiador en el circuito secundario (°C)

A diferencia de una instalación convencional en la que la temperatura de entrada se encuentra fijada, en una instalación solar esta temperatura varía continuamente y puede llegar a alcanzar valores muy altos (superiores a 150°C en los captadores solares). Estos valores alcanzados en el circuito primario pueden tener en los circuitos secundario y/o terciario donde también se pueden alcanzar valores elevados. El empleo de un intercambiador que separe el circuito primario del agua de consumo limita las deposiciones calcáreas en el circuito primario, especialmente en el sistema de captación, a la cantidad de cal contenida en el volumen de agua que circula por este circuito.

Adicionalmente, la utilización de un intercambiador presenta la ventaja adicional de disminuir los riesgos de corrosión en los circuitos cerrados ya que el contenido de oxígeno disuelto en agua se encuentra limitado. Este oxígeno es uno de los principales responsables de la corrosión en el sistema de captación, si bien también se han de tomar precauciones en la selección de los materiales empleados en el correspondiente circuito.

En particular, la separación del circuito primario permite utilizar mezclas anticongelante-agua como fluido de trabajo en el circuito primario. De esta forma, ya que hay varios elementos situados al exterior (captadores solares, etc.) se puede evitar fácilmente que el fluido de trabajo se congele en el circuito primario aunque la instalación se encuentre en localidades donde se alcancen temperaturas ambientes bajas (inferiores a las de congelación del agua).

En este caso, el fluido de trabajo contiene anticongelante, que tiene un menor calor específico que el fluido del circuito secundario, que es agua. Luego la máxima transmisión de calor posible estará condicionada por la capacidad que tenga el circuito primario:

$$Q_{\max} = C_1 \cdot C_{e1} \cdot (T_{e1} - T_{e2})$$

El calor que es transferido al circuito secundario en el intercambiador es:

$$Q = C_2 \cdot C_{e2} \cdot (T_{s2} - T_{e2})$$

La efectividad de un intercambiador de calor (ε) se define como la relación entre la cantidad de calor real transmitida y la máxima transmisión de calor posible:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}}$$

La eficiencia del intercambiador depende de:

- Superficie de intercambio
- Forma geométrica
- Capacidad térmica de los fluidos que circulan por él
- Caudales de los fluidos caloportadores
- Salto térmico

La máxima transferencia de calor se produce cuando el producto ($C_1 \cdot C_{e1}$) sea mínimo y el salto térmico entre la entrada en el circuito primario y la entrada del circuito secundario del intercambiador, $T_{e1} - T_{e2}$, sea máxima.

El valor de ϵ está comprendido entre 0 y 1, y si los caudales que circulan por él son constantes, se puede considerar que su eficiencia también es constante, por lo que ϵ pasa a depender solamente de la configuración geométrica del intercambiador.

La independencia del circuito de consumo evita la contaminación de éste debido al empleo de anticongelantes, utilización de acumuladores u otros materiales no aptos para agua potable, etc., que pueden emplearse en circuitos cerrados de calentamiento (primario, secundario y/o terciario).

En una instalación solar se emplea para transferir calor desde el fluido que circula por los captadores solares al agua almacenada en el sistema de acumulación.

Deben cumplir los siguientes requisitos:

- Resistentes a los fluidos de trabajo utilizados.
- Compatibles con otros materiales presentes en el circuito.
- Resistentes a las temperaturas mínimas y máximas que se pueden generar en el sistema.
- Buenas propiedades de conductividad térmica y de transferencia de calor.
- Pequeña diferencia de temperaturas a través de las paredes intercambiadoras.
- Poca pérdida de carga.

Las ventajas que confiere el intercambiador en la instalación solar son:

- Posibilidad de utilizar como fluido de trabajo, es decir, el fluido que circula por el circuito de captación o circuito primario, una mezcla de agua con anticongelante, que entre otras cosas, proteja a los captadores solares de posibles heladas.
- Disminución de las posibilidades de obturación de las tuberías por deposición calcárea en el circuito primario, especialmente en el sistema de captación, cuando la dureza del agua es elevada.
- Reducción del riesgo de corrosión en el circuito primario, ya que el contenido de oxígeno disuelto en agua se encuentra limitado.
- Permite que el circuito primario trabaje a una presión adecuada para los captadores solares, sin fluctuaciones importantes.

9.2.1. TIPOS DE INTERCAMBIADOR

Los tipos de intercambiadores empleados habitualmente en las instalaciones solares son:

9.2.1.1. INCORPORADOS EN EL ACUMULADOR

9.2.1.1.1. INTERCAMBIADOR DE TIPO SERPENTÍN

Consta de un tubo de cobre, acero inoxidable o acero vitrificado arrollado en espiral que se encuentra sumergido en el acumulador. Por este tubo circula el fluido caliente procedente de los captadores solares realizando la transferencia de calor al agua contenida en el interior del acumulador a través de la superficie exterior del tubo.

Al ser normalmente pequeña la sección de este tubo se recomienda aumentar la longitud del mismo para disponer de mayor superficie total de transferencia de calor. Este aumento de longitud presenta menos problemas que la incorporación de aletas sobre el tubo (serpentín aleteado) o el empleo de tubos rugosos en lugar de tubos lisos ya que, si se producen deposiciones calcáreas sobre el intercambiador, la operación de limpieza resulta más compleja y tediosa.

Se recomienda instalar verticalmente el serpentín en la parte inferior del acumulador solar y realizar las conexiones del intercambiador al circuito solar de manera que el fluido caliente procedente de los captadores solares circule en sentido descendente a través del intercambiador al objeto de aumentar la transferencia de calor.

Los intercambiadores de tipo serpentín se utilizan principalmente en instalaciones solares de tamaño pequeño o medio. Se incorporan al acumulador hasta los 1.500 litros.

La pérdida de carga es normal. Por el contrario, la superficie de intercambio es baja.

El rendimiento del intercambiador es superior al de doble pared, pero inferior al de placas.

9.2.1.1.2. INTERCAMBIADOR DE DOBLE ENVOLVENTE

En este caso, el acumulador consta de una capa cilíndrica concéntrica alrededor del mismo. El fluido procedente de los captadores circula entre el acumulador y la capa concéntrica transfiriendo calor por conducción a través de la superficie interna del acumulador al agua acumulada en el interior del mismo. Este tipo de intercambiador se utiliza habitualmente en instalaciones solares de tamaño pequeño resultando especialmente recomendable su empleo en las instalaciones por termosifón debido que presenta muy poca pérdida de carga. En instalaciones donde se alcancen presiones elevadas en el circuito primario no se recomienda su utilización debido a la mayor posibilidad de deterioro de la capa concéntrica que rodea el acumulador.

La superficie de intercambio es muy elevada con unas dimensiones exteriores muy reducidas, al envolver el circuito primario al secundario, de modo que se produce una transferencia energética a través de toda la superficie de contacto con el líquido acumulado. Por el contrario, tiene una gran pérdida de carga, lo que es un gran inconveniente. Además, necesita dos bombas de circulación, una para el circuito primario y otra para el circuito secundario.

Como ventaja, aparece el alto rendimiento con el que trabaja.

9.2.1.1.3. INTERCAMBIADOR DE DOBLE PARED

El intercambiador aparece incorporado al acumulador hasta volúmenes de 700 litros. Tiene una gran superficie de intercambio. Otra ventaja importante es la baja pérdida que se produce en su interior. El rendimiento de intercambio es más bajo que el de tipo serpentín y placas.

En el mercado es un conjunto acumulador-intercambiador bastante corriente.

9.2.1.2. EXTERNOS AL ACUMULADOR O INDEPENDIENTES

Los dos fluidos, frío y caliente, entre los que tiene lugar el intercambio de energía en forma de calor circulan al mismo tiempo, y esta circulación puede ser en el mismo sentido (paralelo) o en sentido contrario (contracorriente). Estos intercambiadores se recomiendan que estén debidamente aislados al estar en contacto con el ambiente exterior, y así reducir las pérdidas térmicas.

Ante la singularidad de estos elementos, se exponen las principales características de los intercambiadores externos:

- Mayor capacidad de transferencia de calor que los intercambiadores incorporados en el acumulador.
- Mayor facilidad de limpieza y reparación.
- Requieren la instalación de una bomba adicional en el secundario del intercambiador.
- Pueden cargar térmicamente varios acumuladores con un único intercambiador. Se reduce por ello, el coste global de la instalación, a pesar de la bomba adicional en el secundario.
- Los intercambiadores de placas presentan altas pérdidas de carga.
- Para potencias térmicas pequeñas resultan de mayor coste que los intercambiadores incorporados en el acumulador.

9.2.1.2.1. INTERCAMBIADORES DE PLACAS

Consisten en una pila de placas de material metálico que se mantienen unidas mediante presión de un bastidor y selladas por medio de una junta, de manera que se forman una serie de pasillos interconectados por los que circula el correspondiente fluido.

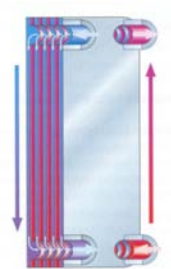


Cada placa dispone de cuatro orificios de forma que a través de dos de ellos circula el fluido frío o el fluido caliente. Las juntas de estanquidad, que hacen de cierre por presión entre las placas, fijan la dirección de circulación de estos fluidos a través de las placas. Dependiendo de las propiedades de los fluidos que circulan a través de ellas, las placas se construyen en acero inoxidable, cobre-níquel, cromo, titanio, etc. Suelen tener un grosor de entre 0,4 y 3 mm.

Se diferencian los intercambiadores de modelo soldado, si las placas se encuentran soldadas entre sí, y los de modelo atornillado, si las placas están ajustadas mediante juntas herméticas y unidas a través de pernos. Los modelos soldados suelen ser de menor coste que los atornillados.

En las instalaciones solares que incorporan intercambiadores externos, los que se utilizan más ampliamente son los intercambiadores de placas en contracorriente.

Las ventajas que lo hacen apto para este tipo de instalaciones son el mantenimiento que resulta sencillo por ser desmontable y reemplazable, además, gracias a esta especial característica, se permite ampliar la potencia por medio del aumento del número de placas. Trabaja con un buen rendimiento por una alta eficacia de transmisión de calor. El material de composición es de alta calidad, por lo que su duración suele ser larga.

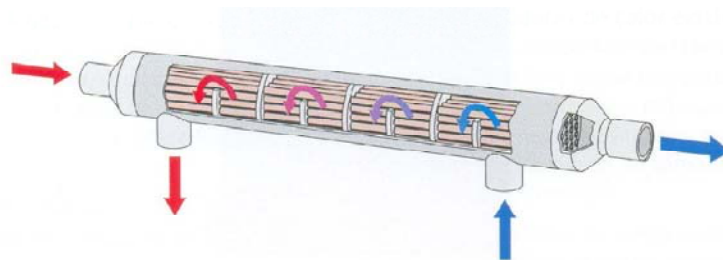


9.2.1.2.2. INTERCAMBIADORES DE CARCASA Y TUBO

Constan de un haz de tubos por el interior de los cuales circula uno de los fluidos que intercambia calor. Este haz se encuentra colocado en el interior de una carcasa circulando el otro fluido por el espacio comprendido entre el haz de tubos y la carcasa.

La pérdida de carga que soportan es menor que en el caso de intercambiadores de placas debido a que las secciones de paso son relativamente grandes, a pesar de ello no se utilizan habitualmente en instalaciones solares.

También son menos propensos a sufrir los efectos de la contaminación por corrosión.



El uso de uno u otro tipo está condicionado fundamentalmente por razones técnico-económicas. Como regla general, a medida que aumenta el tamaño de una instalación solar se utilizan con mayor frecuencia los intercambiadores externos (normalmente de placas) ya que aumenta la relación eficiencia/coste de estos. En la actualidad se utilizan habitualmente intercambiadores de placas a partir de volúmenes de acumulación superiores a 1000 litros ya que se reduce porcentualmente el coste extra que implica la utilización de estos intercambiadores: bomba de circulación, etc.

Al seleccionar los intercambiadores se ha de prestar especial atención al rango de presiones y temperaturas de trabajo que se puede alcanzar en los diversos circuitos donde se encuentren instalados. Especial cuidado, debido a que alcanzan temperaturas más elevadas, se ha de tomar en el circuito primario. Algunas de las circunstancias que pueden producirse en caso de superarse las temperaturas y/o presiones de trabajo son alteraciones de las juntas de conexión en intercambiadores de placas, abombamientos en intercambiadores de doble envoltente, etc.

En instalaciones pequeñas, es aconsejable hacer servir intercambiadores dentro del acumulador (de serpentín o de doble pared), por ser más económicos. Para instalaciones con depósitos superiores a los 1.500 litros, se harán servir intercambiadores externos (de placas) al acumulador ya que permiten obtener la potencia necesaria sin limitaciones.

9.3. SUBSISTEMA HIDRÁULICO

9.3.1. TUBERÍAS

9.3.1.1. TUBOS

Son conducciones hidráulicas por donde pasa el fluido caloportador y el agua caliente sanitaria (ACS). En la selección del material utilizado en las tuberías se han de considerar los siguientes aspectos:

- Temperaturas de trabajo
- Presiones de trabajo
- Modo de flujo
- Compatibilidad con el tipo de fluido de trabajo
- Resistencia frente a la corrosión
- Estabilidad respecto a tensiones mecánicas y térmicas
- Facilidad de instalación
- Durabilidad
- Longitud

Los requisitos necesarios para las tuberías del circuito primario son los siguientes:

- Resistencia a temperaturas de hasta 150°C en cualquier parte del circuito, y hasta un valor máximo igual a la temperatura de estancamiento cerca de los captadores.
- Compatibilidad con el fluido de trabajo (mezcla de agua-glicol).
- Material con un coeficiente de dilatación pequeño y técnicas de montaje fáciles, a fin de compensar las dilataciones térmicas dentro del rango de temperaturas (-20°C a 150°C).
- Estabilidad de las uniones de tubos bajo condiciones térmicas y cargas mecánicas debido a la dilatación térmica (no se recomienda la soldadura blanda).

Las tuberías que contienen agua caliente destinada al consumo humano (agua caliente sanitaria) han de ser de cobre, de acero inoxidable o de material plástico de calidad alimentaria.

En caso de transportar otros fluidos utilizados en las instalaciones solares (agua no potable o una mezcla de agua con anticongelante) se emplea normalmente cobre, acero inoxidable o acero negro.

Las principales características de estos materiales son:

- a) De entre ellos, los materiales utilizados en las tuberías de conexión entre los captadores solares y entre estos y el acumulador el material más ampliamente utilizado es el cobre. Las características más destacables del cobre son su alta resistencia mecánica y a la corrosión, maleabilidad, elevada durabilidad, etc. Para las conexiones cobre-cobre se suelen emplear accesorios de cobre o de latón. Presenta una baja pérdida de carga, lo

que permite el empleo de diámetros menores para transportar la misma cantidad de líquido. Además, el es más competitivo económicamente.

- b) Las tuberías de acero inoxidable no se emplean frecuentemente debido a su elevado coste si bien presentan múltiples ventajas como un excelente comportamiento frente a temperaturas elevadas y respecto a la corrosión, pequeñas pérdidas de carga, elevada resistencia mecánica, alta maleabilidad, etc. En el conexionado entre captadores en determinadas ocasiones, a pesar de su mayor coste, se emplean tuberías corrugadas de acero inoxidable que presentan la ventaja, para pequeños diámetros, de estar disponibles en rollos. En este caso, las conexiones se realizan mediante roscas. A pesar de todo, presenta mayores espesores de pared, por lo que su manejo y la realización de trazados resulta más laborioso que en el caso del cobre.
- c) Las tuberías de acero negro se utilizan frecuentemente en instalaciones solares de gran tamaño por aquellos circuitos por los que no circula agua de consumo. No debe emplearse el acero negro en circuitos de distribución de agua caliente sanitaria debido a su escasa resistencia a la corrosión.
- d) Los tubos de acero galvanizado no deben usarse debido a la resistencia insuficiente a elevadas temperaturas, así como a interacciones entre el zinc y el glicol.
- e) Las tuberías de materiales plásticos son muy fáciles de trabajar y tienen unos costes reducidos, lo que hace que se estén empleando cada vez más. El problema es que son más sensibles a los efectos de las sobretemperaturas que los materiales metálicos. Esta es la razón por la que el CTE no posibilita su empleo en el circuito primario de una instalación solar, donde pueden darse estancamientos en los que la temperatura en los captadores supere los 100°C, superiores a las temperaturas de trabajo recomendadas para este tipo de materiales por los fabricantes.

Otro aspecto a tener en cuenta es el caudal. Los valores idóneos de éste se consideran de un modo aproximado, siendo un valor estándar entre 40 y 70 litros por hora y por m² de captador solar. Este valor varía en función de la aplicación a la que estemos sirviendo.

Se tendrá especial cuidado con la longitud del trazado hidráulico, ésta será lo más corta posible, de este modo se consigue tener menos pérdida de carga debida al rozamiento del fluido con la tubería, y por otra se disminuyen las pérdidas por calor. El circuito debe evitar recorridos difíciles así como favorecer el desplazamiento del aire atrapado hacia los puntos altos. La pérdida de carga lineal será menor de 40 mm de columna de agua por metro, en caso contrario se elige un diámetro inmediatamente superior. Las máximas pérdidas admitidas para un correcto funcionamiento en el circuito primario y en el circuito secundario de la instalación solar térmica no serán superiores a 7 m.d.c.a. (0,7 bar).

Los tramos horizontales tendrán siempre una pendiente mínima del 1% en el sentido de la circulación.

Se instalarán lo más próximo posible a paramentos (distancia mínima=5 cm) con el espacio suficiente para manipular aislamiento y accesorios.

Se instalarán por debajo de instalaciones eléctricas, comunicaciones, etc.

Es indispensable que el montaje discurra por zonas de fácil acceso. Con un buen diseño se facilita al instalador o mantenedor el montaje de los componentes del sistema solar térmico.

El diámetro de las tuberías se seleccionará de forma que la velocidad de circulación del fluido sea inferior a 2 m/s cuando la tubería discurra por locales habitados, de forma que se eviten ruidos y vibraciones, y a 3 m/s cuando el trazado sea al exterior o por locales no habitados.

Los diámetros y espesores de las tuberías de cobre según la norma UNE EN 1.057 son:

| DIÁMETRO NOMINAL, mm | ESPESORES, mm | | | | |
|----------------------------|-----------------------|-----|------|-----|-----|
| | 1,0 | 1,1 | 1,2 | 1,5 | 2,0 |
| | DIÁMETRO INTERIOR, mm | | | | |
| 18 | 16 | | X | X | |
| 22 | 20 | X | 19,6 | 19 | |
| 25 | X | | X | X | |
| 28 | 26 | | 25,6 | 25 | X |
| 35 | X | X | 32,6 | 32 | |
| 42 | X | | 39,6 | 39 | X |
| 54 | X | | 51,6 | 51 | 50 |
| 64 | | | | X | 60 |
| 66,7 | X | | 64,3 | X | X |

Según la Instrucción UNE 100.152-88, la distancia entre soportes para tubos de cobre es:

| Diámetro nominal (mm) | Peso total (N/m) | Posición horizontal (m) | Posición vertical (m) |
|-----------------------|------------------|-------------------------|-----------------------|
| 12 | 4,6 | 1,1 | 1,3 |
| 15 | 6 | 1,2 | 1,4 |
| 18 | 7,6 | 1,3 | 1,6 |
| 22 | 9,9 | 1,4 | 1,7 |

| | | | |
|-----------|------|-----|-----|
| 28 | 15,1 | 1,6 | 1,9 |
| 35 | 21,7 | 1,7 | 2 |
| 42 | 28,2 | 1,9 | 2,3 |
| 54 | 44,8 | 2,1 | 2,5 |
| 64 | 56,5 | 2,3 | 2,8 |
| 80 | 91,5 | 2,6 | 3,1 |

9.3.1.2. PÉRDIDAS DE CARGA

La pérdida de carga en las tuberías ha de mantenerse suficientemente baja con objeto de evitar potencias de bombeo demasiado grandes.

La pérdida de carga en una tubería también depende del material empleado y del tipo de fluido de trabajo. En particular, la utilización de anticongelantes aumenta la pérdida de carga en la instalación debido a su mayor viscosidad. Respecto al material empleado las diferencias suelen ser pequeñas en los materiales habitualmente utilizados en las instalaciones solares.

El cálculo del diámetro de tubería de cada tramo se realiza utilizando algunas expresiones y diagramas que se exponen a continuación.

Una vez conocido el rango de temperaturas con el que se va a operar en los captadores solares, y por tanto, conocido el caudal de circulación por la instalación, se determina el diámetro de la tubería. Para ello se utiliza una expresión de uso general:

$$v = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot D_{\text{int}}^2}{4}} \Rightarrow D_{\text{int}} = \left(\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v} \right)^{\frac{1}{2}}$$

Donde Q es el caudal obtenido en los cálculos realizados para averiguar las superficies necesarias de captación solar para alimentar a la máquina de absorción; y v es la velocidad del fluido en la conducción.

Hace falta introducir también la velocidad del fluido. Para ello se tendrá en cuenta que tendrá que ser menor que 2 m/s cuando esté en un habitáculo cerrado o menor que 3 m/s si está en el exterior.

Se comprueba la pérdida de carga unitaria que se produce en las condiciones que se introducen en la expresión, si es menor que 40 mmca/m es válida, si es mayor se cambiará la velocidad del fluido, modificándose por tanto el diámetro calculado y variando la pérdida de carga

hasta conseguir la deseada, para ello se utiliza la siguiente expresión, según la bibliografía consultada:

$$P_{\text{CUNITARIA}} = 378 \cdot \frac{Q^{1,75}}{D_{\text{UNE}}^{4,75}}$$

Donde Q es el mismo caudal que se ha utilizado anteriormente, y D_{UNE} es el diámetro interno de tubería normalizado según la UNE EN 1.057.

En el caso de que se utilice alguna mezcla de agua con anticongelante a base de glicol, la expresión anterior se multiplicará por 1,3.

$$P_{\text{CUNITARIA}} = 1,3 \cdot 378 \cdot \frac{Q^{1,75}}{D_{\text{UNE}}^{4,75}}$$

Se adjunta una tabla de caudales de agua aproximados admisibles para los diferentes diámetros de tubería de cobre (según UNE EN 1.057), suponiendo una pérdida de carga máxima de 40 mmca/m:

| Diámetro nominal (mm) | Espesor de la pared (mm) | Diámetro interior (mm) | Caudal (L/h) |
|------------------------------|---------------------------------|-------------------------------|---------------------|
| 18 | 1,0 | 16,0 | Hasta 500 |
| 22 | 1,0 | 20,0 | Hasta 950 |
| 28 | 1,0 | 26,0 | Hasta 1.900 |
| 35 | 1,0 | 33,0 | Hasta 3.600 |
| 42 | 1,0 | 40,0 | Hasta 6.200 |
| 54 | 1,2 | 51,6 | Hasta 12.000 |

El estudio de cada uno de los diferentes tramos que componen el circuito, primario o secundario, determinará el diámetro de la tubería a emplearen función de su caudal, su velocidad y la pérdida de carga unitaria.

El sistema hidráulico se dividirá en distintos tramos. En cada tramo circulará tan sólo un caudal y cada tramo tendrá el mismo diámetro de tubería en toda su longitud. Cada tramo estará comprendido por una derivación o confluencia con otras tuberías en cada uno de sus extremos. Para localizar cada tramo se numerarán los puntos de unión entre tramos, designando cada uno por los puntos entre los que se encuentra situado.

Una vez conocida la pérdida de carga unitaria (mmca/m) ha de conocerse la pérdida de carga en cada tramo del sistema hidráulico (mmca).

Para ello se multiplica la pérdida de carga unitaria por la longitud del tramo de tubería correspondiente. Pero el tramo puede contener accesorios o accidentes que producen también una pérdida de carga, y hay que contabilizarlas.

Para ello se utiliza el método de las longitudes equivalentes. Éste consiste en asignar a cada accesorio una longitud equivalente de tubería, es decir, se considera cada accesorio como un tramo adicional de tubería recta, que provocaría la misma pérdida de carga que el accesorio si se reemplazara por tubería. Seguidamente, la longitud equivalente del accesorio se suma al tramo de tubería correspondiente y la longitud total que se obtiene se multiplica por la pérdida de carga unitaria, obteniendo la pérdida de carga en el tramo.

$$L_{TOTAL} = L_{TUBERIA} + L_{EQUIVALENTE}$$

$$P_{C_{TRAMO}} = P_{C_{UNITARIA}} \cdot L_{TOTAL}$$

A continuación se exponen las pérdidas de carga correspondientes a accesorios expresadas en longitud equivalente de tubería recta (m):

| DIÁMETRO NOMINAL (PULGADAS) | DIÁMETRO NOMINAL (mm) | CODO 90° | T DE PASO DIRECTO | | |
|-----------------------------|-----------------------|----------|-------------------|---------------|---------------|
| | | | SIN REDUCCIÓN | REDUCCIÓN 1/2 | REDUCCIÓN 1/4 |
| 7/8 | 22 | 0,42 | 0,42 | 0,61 | 0,58 |
| 1 1/8 | 28 | 0,51 | 0,51 | 0,79 | 0,70 |
| 1 3/8 | 35 | 0,70 | 0,70 | 1,00 | 0,95 |
| 1 5/8 | 42 | 0,80 | 0,80 | 1,20 | 1,10 |
| 2 1/8 | 54 | 1,00 | 1,00 | 1,50 | 1,40 |
| 2 5/8 | 66,7 | 1,20 | 1,20 | 1,80 | 1,70 |

| DIÁMETRO NOMINAL (PULGADAS) | DIÁMETRO NOMINAL (mm) | ENSANCHAMIENTO | | CONTRACCIÓN | |
|-----------------------------|-----------------------|----------------|------|-------------|------|
| | | 1/4 | 1/2 | 1/4 | 1/2 |
| 7/8 | 22 | 0,15 | 0,46 | 0,15 | 0,30 |
| 1 1/8 | 28 | 0,21 | 0,61 | 0,21 | 0,36 |
| 1 3/8 | 35 | 0,30 | 0,91 | 0,30 | 0,54 |

| | | | | | |
|--------------|-------------|------|------|------|------|
| 1 5/8 | 42 | 0,36 | 1,10 | 0,36 | 0,66 |
| 2 1/8 | 54 | 0,49 | 1,50 | 0,49 | 0,91 |
| 2 5/8 | 66,7 | 0,61 | 1,90 | 0,61 | 1,20 |

| DIÁMETRO NOMINAL (PULGADAS) | DIÁMETRO NOMINAL (mm) | VÁLVULA ESFÉRICA | VÁLVULA RETENCIÓN | VÁLVULA REGULACIÓN |
|------------------------------------|------------------------------|-------------------------|--------------------------|---------------------------|
| 7/8 | 22 | 6,6 | 2,4 | 2,7 |
| 1 1/8 | 28 | 8,7 | 3,6 | 3,6 |
| 1 3/8 | 35 | 11,4 | 4,2 | 4,6 |
| 1 5/8 | 42 | 12,6 | 4,8 | 5,4 |
| 2 1/8 | 54 | 16,5 | 6,1 | 7,3 |
| 2 5/8 | 66,7 | 20,7 | 7,6 | 8,7 |

Los valores obtenidos de estas tablas se introducen directamente en la expresión que calcula la longitud total, ya que vienen expresadas las pérdidas de carga en metros de longitud equivalente de tubería.

9.3.1.3. CONEXIONES

La unión de tubos de cobre se realiza con:

- Accesorios de soldadura por capilaridad
- Accesorios de compresión
- Uniones a presión con juntas especiales o tóricas siendo éstas aptas para soportar las temperaturas elevadas que pueden aparecer en las instalaciones
- Uniones roscadas planas o cónicas

Todos los materiales deben ser resistentes a las temperaturas elevadas, a las presiones máximas y a la exposición al glicol. Se deben respetar las recomendaciones del fabricante con respecto a los campos y a los límites de su aplicación.

Cuando se emplean tubos de cobre para las tuberías del circuito primario, es bastante común el uso de la soldadura blanda, aunque ésta se limita a las instalaciones en las cuales la temperatura máxima de servicio no supera los 120°C, por lo que en las instalaciones solares térmicas se recomienda el uso de la soldadura fuerte. Sobre todo, en las tuberías que se sitúan cerca del captador expuestas a temperaturas muy altas y, además, a cargas mecánicas elevadas debido a la dilatación térmica. En instalaciones con captadores de tubos de vacío, nunca se recomienda el uso de soldadura blanda.

Las uniones roscadas incorporarán un material sellante inalterable al calor y a la acción del fluido que circula. Se permite el sellado con cáñamo. No se usa cinta de teflón en circuitos primarios con mezclas de agua y glicol, porque el glicol posee la propiedad de penetrar en intersticios muy estrechos.

A partir de cierto diámetro de tubería, se emplean bridas. Éstas incorporarán una junta sellante que sea inalterable al calor y a la acción del fluido que circula como en el caso de las uniones roscadas.

9.3.2. AISLAMIENTO

Las tuberías se han de aislar adecuadamente para reducir las pérdidas térmicas a través de las mismas, y así transportar el calor generado en los captadores con el mayor rendimiento posible hacia los acumuladores. El aumento del coste que supone el montaje del aislamiento en una instalación resulta prácticamente despreciable frente al ahorro económico que se consigue, gracias a la disminución de las pérdidas térmicas, a lo largo de la vida útil de la instalación.

Los requisitos necesarios para los materiales aislantes son:

- Bajo coeficiente de conductividad térmica
- Adecuado comportamiento dentro del rango de temperaturas de trabajo y frente al fuego. Debe resistir las temperaturas más elevadas, como las que se producen en las cercanías del captador (170°C), y las que se presentan a cierta distancia del mismo (120°C)
- Buena resistencia al envejecimiento, putrefacción y otros materiales
- Estar constituido por materiales libres de elementos nocivos para el medioambiente
- Facilidad de montaje
- Bajo coste
- Los materiales de poro abierto están permitidos siempre y cuando no se den casos de humectación

Si la tubería se coloca en el exterior, hay que añadir otros requisitos:

- El aislamiento debe tolerar los efectos del medio ambiente, como contaminantes en el aire, los efectos de la intemperie o la radiación ultravioleta, así como ofrecer protección contra daños producidos por animales, por ejemplo, el picoteo de aves, ratones, etc. De lo contrario, es necesario a la aplicación de recubrimientos protectores.
- Para evitar humectación, se recomienda el empleo de materiales de aislamiento de poro cerrado. Un recubrimiento exterior no basta para evitar que la humedad sea

absorbida. Un aislamiento que haya absorbido cierta humedad pierde la mayor parte de su efectividad.

- Se ha de aumentar el espesor mínimo de aislamiento indicado en la **tabla** en 10 mm.

El material aislante del circuito primario ha de ser especialmente resistente a temperaturas elevadas (picos en torno a 150°C) y, en caso de estar instalado en el exterior, también a la radiación ultravioleta, humedad y corrosión por agentes externos.

Los materiales que se usan normalmente para el aislamiento de tuberías son las espumas elastoméricas las cuales también se emplean para el aislamiento de los intercambiadores externos (tipo plancha).

En cuanto al recubrimiento del aislamiento en el exterior (al aire libre), sólo se recomienda el de aluminio, y no el de acero galvanizado, debido a las corrosiones que se producen en éste último. Los costes superiores del primero en comparación con el segundo son un factor secundario, debido a que el coste de mano de obra supone la mayor parte de los gastos relativos al recubrimiento. En caso de aplicación al aire libre en regiones costeras, se exige que el aluminio sea resistente al agua salada.

Para las tuberías en interiores se recomienda el uso de lana mineral o de resina de melanina, ya que por lo general la humedad no constituye un problema relevante. Para la protección externa de las tuberías en el interior, basta la aplicación de un recubrimiento delgado de plástico. Sin embargo, también se pueden emplear espumas sin recubrimientos si éstas cumplen los requisitos mínimos relativos a la resistencia térmica.

Las tuberías de ida y de retorno se encuentran aisladas individualmente, instalándose también de forma independiente el cable eléctrico del sensor de temperaturas del captador. Aunque en el mercado se pueden encontrar unidades prefabricadas que constan de ambas tuberías e incorporan en su interior tanto el aislamiento térmico como el cable eléctrico.

En España, el espesor del aislamiento se elige de acuerdo al Reglamento de Instalaciones Térmicas en la Edificación (RITE). El espesor mínimo depende del diámetro exterior de la tubería, de la localización de la misma (en el interior o en el exterior) y del rango de temperaturas de trabajo del fluido.

Para la elección del espesor mínimo de aislamiento de tuberías situadas en el interior de edificios según el RITE, se acude a esta tabla:

| Diámetro exterior (mm) | Temperatura del fluido | | | |
|------------------------|------------------------|--------------|---------------|---------------|
| | 40°C a 65°C | 66°C a 100°C | 101°C a 150°C | 151°C a 200°C |
| D ≤ 35 | 20 | 20 | 30 | 40 |
| 35 < D ≤ 60 | 20 | 30 | 40 | 40 |
| 60 < D ≤ 90 | 30 | 30 | 40 | 50 |

| | | | | |
|------------------------|----|----|----|----|
| 90 < D ≤ 140 | 30 | 40 | 50 | 50 |
| 140 < D | 30 | 40 | 50 | 60 |

El circuito primario solar de las instalaciones térmicas en edificios está provisto de accesorios como:

- Válvulas
- Termómetros
- Manómetros
- Filtros
- Caudalímetro
- Codos
- Uniones en T
- Contracciones
- Ensanchamientos

A estos dispositivos y equipos se les exige que cumplan estas especificaciones:

- Posean certificación para trabajar hasta temperaturas máximas de unos 130°C (y en la tubería de impulsión del captador, hasta máximos de 150°C) o la temperatura más elevada posible en el lugar de aplicación del dispositivo.
- Sean compatibles con los materiales de otros componentes y con el fluido de trabajo, tal como el agua-glicol.
- Estén certificados para un nivel de presiones de trabajo del campo de captadores (hasta el valor de la presión nominal de la válvula de seguridad).
- Sean económicos.

A continuación se describen los accesorios con más detalle:

9.3.3. VÁLVULAS

Son dispositivos intercalados en las tuberías que desempeñan diversas funciones en un circuito hidráulico. Las válvulas empleadas con mayor frecuencia en las instalaciones solares son:

9.3.3.1. VÁLVULAS DE CORTE

Se utilizan para permitir o interrumpir de forma total la circulación del fluido a través de una tubería. Se emplean para independizar partes de la instalación al objeto de aislar componentes y facilitar las operaciones de mantenimiento, reparación o sustitución de estos (bombas, captadores, acumuladores, etc.). Forman parte de determinados sistemas de purga de aire y se utilizan en diversos sistemas de llenado y/o vaciado.

Las válvulas de corte que se utilizan normalmente en las instalaciones solares son las válvulas de bola o de esfera. Constan de un obturador esférico de acero inoxidable perforado que gira alrededor de su eje. Éstas son de accionamiento muy rápido e introducen poca pérdida de carga en la instalación cuando están en posición abierta, ya que el orificio que se alberga en la bola tiene el mismo diámetro que el conducto donde se instala.

Este tipo de válvula presenta una pequeña resistencia al flujo. Existen en el mercado dos tipos diferentes en cuanto a su forma de acoplamiento a la tubería: soldada o roscada.

La válvula soldada presenta la ventaja de utilizar menos componentes hidráulicos en el acoplamiento con la tubería. Su forma de acoplamiento se realiza soldando la tubería directamente a la válvula.

La válvula roscada presenta el inconveniente de utilizar más componentes hidráulicos en el acoplamiento con la tubería. Su forma de acoplamiento se realiza utilizando diferentes componentes: machones, entronques, racores, etc.

Este tipo de válvulas se utiliza para:

- El vaciado del circuito hidráulico, tanto del primario como del secundario, vaciado de acumuladores, captadores, etc.
- El llenado del circuito primario (llenado manual)
- Independizar componentes de la instalación en caso de avería, etc.

En el caso de grandes instalaciones, debido a su menor precio, suelen utilizarse válvulas de mariposa para impedir la circulación del fluido. El obturador es un disco que gira con el eje.

Las válvulas de compuerta no se recomienda utilizarlas debido a que el cierre no resulta hermético cuando se depositan partículas en la tubería.

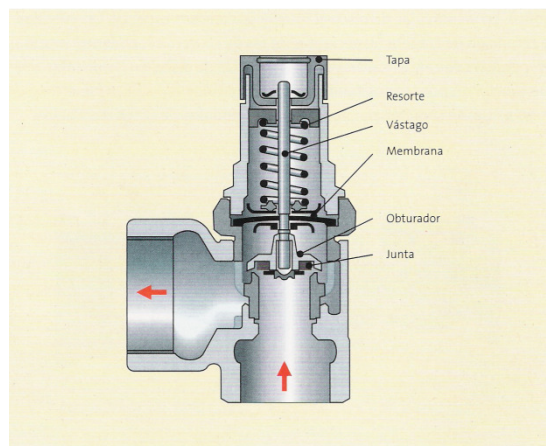
9.3.3.2. VÁLVULAS DE SEGURIDAD

Sirven para limitar la presión máxima de trabajo en un circuito hidráulico y, por tanto, se utilizan para proteger los componentes de una instalación, evitando que se supere la presión máxima de trabajo de estos. Al alcanzarse la presión de tarado o presión de apertura (siempre inferior a la máxima de trabajo que soporta el componente), la válvula de seguridad permite el escape de fluido al exterior, reduciéndose por tanto la presión en el circuito.



La presión nominal es distinta a la presión de tarado, la primera es la máxima presión a la que puede trabajar correctamente la válvula, y la segunda es la máxima presión a la que se permite trabajar la válvula en una instalación. La presión de tarado es siempre igual o inferior a la presión nominal.

Las válvulas utilizadas son las de resorte. Son válvulas de asiento en las que, cuando la tensión del muelle (de acero especial) es superior a la presión del fluido, el obturador y el vástago (ambos de acero inoxidable) al reposar sobre el asiento impiden el escape de fluido. Cuando la tensión del muelle es vencida por la presión alcanzada en el fluido el obturador y el vástago se desplazan hacia arriba permitiendo la salida de fluido al exterior a través de la conexión lateral. La descarga de la válvula puede realizarse de forma directa a la atmósfera (válvulas de escape libre) o a través de una tubería (válvulas de escape conducido).



La válvula utilizada normalmente es de conexión roscada. Existen dos tipos de conexión:

- Válvula de conexión roscada hembra
- Válvula de conexión roscada macho

La ubicación de la válvula de seguridad dentro de la instalación solar será en:

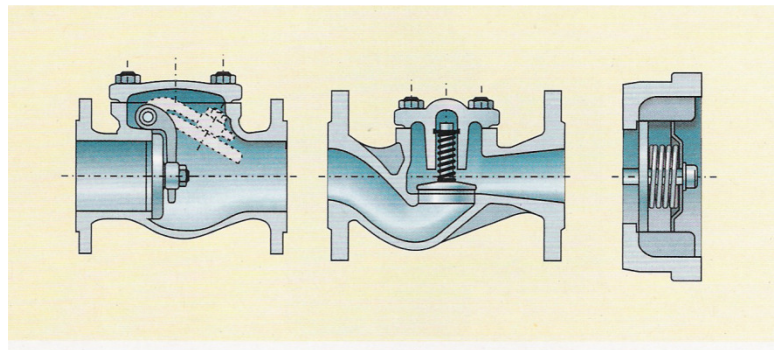
- Batería de captadores solares
- Acumulador solar
- Entrada de la red

La presión de tarado de una válvula de resorte se puede regular modificando la tensión del muelle, aunque esto no se recomienda ya que en el mercado existen válvulas taradas prácticamente a cualquier presión.

9.3.3.3. VÁLVULAS DE RETENCIÓN O ANTIRRETORNO

Permiten la circulación del fluido en un único sentido e impiden la circulación en sentido inverso dentro de una red hidráulica. En las instalaciones solares se emplean para evitar pérdidas de energía térmica, previamente almacenada en el acumulador, provocadas por la circulación del fluido en sentido inverso, ya sea desde la parte superior del acumulador a los captadores y de estos a la parte inferior del acumulador.

En general, se instalan válvulas de retención en todos los puntos donde se quiera evitar posibles retornos y, en caso que la instalación solar sea de circulación forzada, siempre es recomendable instalarlas en la tubería de impulsión (aguas debajo de la bomba de circulación).



Durante la noche la temperatura en el acumulador es normalmente superior a la del fluido contenido en el captador, produciéndose con más frecuencia por tanto la circulación en sentido inverso.

Cuando se posean sistemas de llenado automáticos, se instalarán válvulas de retención en las tuberías que se encuentren conectadas a la red de distribución de agua potable. En la tubería de alimentación de agua fría de la red de distribución también se ha de colocar una válvula de retención para evitar pérdidas energéticas asociadas a la circulación del agua caliente en sentido contrario al deseado.

Los tipos más habituales de válvulas de retención son de clapeta, de disco o de muelle. En las instalaciones solares de circulación forzada normalmente se utilizan válvulas de retención de clapeta vertical, de clapeta ascendente o de disco o muelle.

Normalmente se ubican en la instalación solar en:

- La impulsión de las bombas de primario y secundario
- La entrada de agua fría de red

Es recomendable utilizar la válvula de clapeta en la impulsión de las bombas. Con ello evitamos daño en la de muelle por la temperatura del fluido, al ser la zapata de la válvula de nylon, y las de muelle en la tubería de entrada de agua fría del acumulador.

La circulación natural que produce el flujo inverso se puede favorecer cuando el acumulador se encuentra por debajo del captador por lo que habrá que tomar, en esos casos, las precauciones oportunas para evitarlo.

9.3.3.4. VÁLVULA DE REGULACIÓN

Permite regular el caudal de fluido que circula a través de una tubería de forma manual o automática. Se utilizan para fijar el caudal de circulación y equilibrar hidráulicamente una instalación. El equilibrado correcto se consigue añadiendo en el circuito hidráulico una pérdida de carga regulable.

Son reguladores automáticos que ajustan y mantienen constantes los caudales en un amplio campo de trabajo.

Normalmente se emplean válvulas de asiento. Éstas disponen de un obturador situado en el extremo de un vástago roscado que se desplaza al girar el volante exterior al cuerpo de la válvula. Mediante este desplazamiento se regula el caudal de fluido que pasa a través de la tubería, llegando incluso a interrumpir totalmente la circulación del fluido cuando el obturador queda ajustado al asiento del orificio.

Las válvulas de asiento pueden ser:

- De un solo asiento: el obturador se desplaza perpendicularmente a la dirección del fluido.
- De doble asiento: presentan dos obturadores guiados sobre un mismo vástago. El obturador también se desplaza perpendicularmente a la dirección del fluido.
- De asiento inclinado o de tipo Y: el obturador se desplaza oblicuamente a la dirección del fluido.
- Angulares: producen una modificación en la dirección del fluido generalmente de 90°.

En cuanto al asiento o dispositivo de cierre, éste puede ser:

- De tapón o de asiento cónico: con gran superficie de contacto con el asiento.
- De aguja: consiste en una punta aguda adaptada a la abertura de la válvula presentando el asiento una superficie más reducida.

El asiento ha de ser integral en bronce o en acero inoxidable y el obturador en forma de pistón o de asiento plano con cono de regulación de acero inoxidable y aro de teflón.

Una de las ventajas que presenta la utilización de las válvulas de asiento para realizar la regulación de caudales frente a otro tipo de válvulas (de compuerta, etc.) es su rapidez de accionamiento debido a que el desplazamiento del dispositivo de cierre es menor y sufren poco desgaste por rozamiento.

Esta válvula se suele colocar en línea en la tubería de impulsión de las bombas de primario y secundario. Su conexión con la tubería es roscada.

9.3.3.5. VÁLVULA TERMOSTÁTICA

Permite controlar y limitar la temperatura del agua caliente mediante su mezcla con agua a inferior temperatura. Es una válvula de tres vías que dispone de dos tuberías de entrada (una de agua fría y otra de agua caliente) y una tubería de salida de manera que, cuando la temperatura en la tubería de salida supera el valor de consigna previamente establecido aumenta el caudal de agua fría y disminuye el caudal de agua caliente hasta reducir la temperatura al valor deseado. Uno de los fluidos de entrada varía su caudal desde el 0% hasta el 100%, mientras que simultáneamente el otro lo varía desde el 100% hasta el 0%. Dependiendo del modelo, la modificación de la proporción de caudal en cada tubería de entrada se puede realizar de forma discreta (paso a paso) o de forma continua.



Mediante la instalación de este tipo de válvulas, independientemente de la temperatura alcanzada en el sistema de preparación de agua caliente sanitaria, se consigue limitar la temperatura de distribución (si se instala justo a la salida del sistema de preparación) y/o de consumo (si se instala justo antes de los puntos de consumo). En este último caso se reduce el riesgo de producirse quemaduras en los puntos de consumo al impedirse sobrepasar la temperatura de consigna indicada. En el primer caso, al limitarse la temperatura a la que se distribuye el agua caliente se consigue reducir las pérdidas térmicas en la red de distribución.

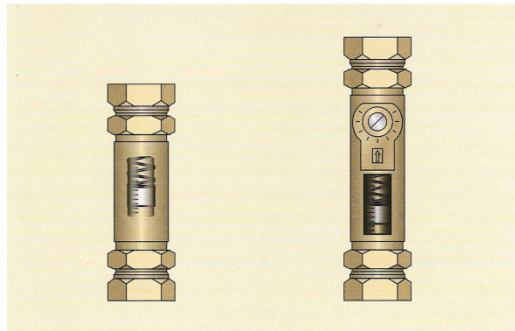
Se recomienda instalar una válvula termostática a la salida del sistema de producción de agua caliente sanitaria cuando en éste el agua pueda alcanzar valores de temperaturas superiores a 60°C. Se recomienda también la instalación de un filtro en la tubería de agua fría para proteger la válvula termostática y, de esta forma, evitar el funcionamiento incorrecto de la misma. La temperatura de consigna suele variar entre 35°C y 60°C. Se recomienda también, que se instale un termómetro después de la válvula mezcladora.

Su conexión con la tubería se realiza de forma roscada.

9.3.4. CAUDALÍMETRO

Es un instrumento encargado de medir el caudal de fluido que circula a través de una tubería. Existen diversos modelos: de turbina de palas, de turbina de hélices, de ultrasonidos, etc. La selección del tipo de caudalímetro depende de varios factores: tipo de fluido a medir, precisión requerida, rango de caudales, temperaturas y presiones, compatibilidad química, coste, facilidad de montaje, etc.

En las instalaciones solares suelen utilizarse caudalímetros de turbina que constan de un rotor (pala o hélice) que gira al circular el líquido a través de él. La velocidad de giro es proporcional al caudal volumétrico que circula. Suelen incorporar pérdidas de carga apreciables en la instalación. Los requisitos sobre los materiales del rotor varían en función de la temperatura alcanzada y del tipo de líquido a medir.



Hay otro tipo de caudalímetro que permite visualizar fácilmente el caudal que circula a través de una tubería, éste es el rotámetro. Es un conducto transparente graduado y posee un elemento incorporado en su interior, que es un flotador. El nivel alcanzado por el flotador en la escala graduada permite determinar directamente el caudal de circulación.

Se recomienda instalar el caudalímetro en la tubería por la que circula el fluido de menor temperatura.

9.3.5. SISTEMA DE PURGA

Es el dispositivo o conjunto de elementos que se encarga de extraer el aire contenido en el circuito solar tanto durante el proceso de llenado como durante el funcionamiento habitual de la instalación.

La mayor parte del aire que se encontraba al principio en el sistema se desplaza en el llenado de éste. Otra pequeña parte del aire se disuelve en el líquido hasta que logre ser liberada gradualmente a temperaturas superiores.

La presencia de aire en el circuito primario provoca ruidos tales como borboteo o murmullo, y en grandes cantidades puede llevar a una paralización de la circulación. Con lo cual, el fluido no circulará a pesar del funcionamiento constante de la bomba. Esto puede afectar directamente a la bomba, ya que si el aire se acumula en ésta y no se purga o se elimina con el flujo, los cojinetes de la bomba, refrigerada normalmente por agua, se calientan hasta deteriorarse.

La acumulación de aire en una válvula de retención puede ocasionar un traqueteo. Si esta acumulación de aire llega a ser voluminosa frente a una válvula de retención, puede impedir la circulación del fluido cuando la bomba arranca. También es posible que la bomba se sobrecaliente y el cojinete se dañe.

En conclusión, se puede afirmar que la presencia de aire en el circuito primario perjudica de manera grave el buen funcionamiento del sistema. Por ello, se asegura una purga de aire eficaz para impedir la entrada de aire en el circuito, así como evitar escapes de fluido de trabajo.

La purga de aire se efectúa en dos fases:

1. Durante la fase inicial de llenado, ya que cuando el líquido entra en el circuito éste desplaza grandes cantidades de aire.
2. De manera constante se purgan pequeñas burbujas de aire durante la operación normal.

Los sistemas de purga deben ser resistentes a temperaturas elevadas ya que en los puntos más altos de la instalación pueden llegar a estar expuestos a temperaturas muy altas, incluso en torno a 200°C durante el estancamiento. En los puntos restantes del circuito han de resistir temperaturas de un valor mínimo de hasta 150°C. Además han de trabajar correctamente con fluidos anticongelantes, con lo que se recomienda el empleo de componentes metálicos que se comporten adecuadamente y tengan mayor durabilidad. Se recomienda:

- a. Cuerpo y tapa de fundición de hierro o de latón
- b. Mecanismo de acero inoxidable
- c. Flotador y asiento de acero inoxidable
- d. Obturador de goma sintética

Los sistemas de purga de aire se pueden clasificar en:

1. Manuales: están formados por un botellín de desaireación (almacena el aire) y una válvula de corte (normalmente en estado cerrado). Se vacía el botellín cada cierto tiempo mediante la apertura manual de la válvula. Se recomienda su empleo en los puntos de la instalación donde existe mayor probabilidad de que se genere vapor, es decir, a la salida de los captadores. Como norma general, se recomienda su montaje en los puntos más altos de la instalación.
2. Automáticos: realizan el mismo trabajo que los manuales pero sin accionamiento manual. El inconveniente es que no diferencian el aire y el vapor formado en la instalación, por lo que si se forma vapor también éste es expulsado al exterior. Debido a esto no es conveniente el empleo de purgadores automáticos en aquellos puntos donde se pueda generar vapor como la salida de captadores solares. Su utilización se

enfocará a puntos donde se pueda acumular aire y, especialmente, en conjunción con dispositivos separadores de aire.

El montaje de estos suele realizarse en captadores, acumuladores, tuberías, etc. Para el montaje en tuberías de trazado horizontal y vertical suelen emplearse además del purgador, separadores de aire montados en línea con la tubería. Para el montaje en captadores suele emplearse el purgador automático y un botellín de desaire.

En ambos tipos de purgadores se recomienda la instalación de una tubería o galería de captación y reposo. Actúa reduciendo la velocidad del fluido, de forma que se facilita la acumulación de aire debajo de los purgadores y también la circulación del aire hacia los purgadores.

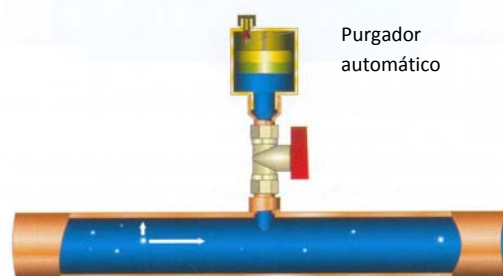


Fig. . Purgador automático con válvula de corte, sin galería de captación y reposo. No recomendado

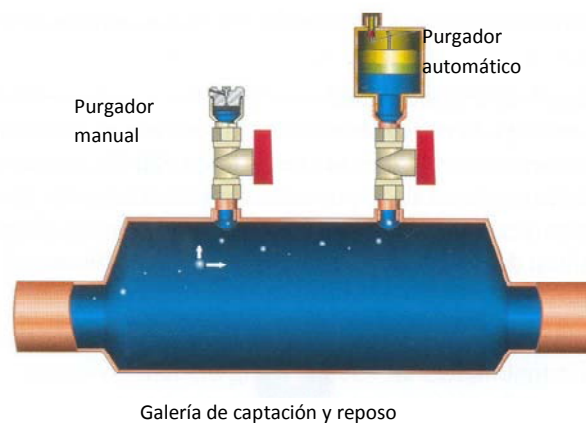


Fig. . Purgador manual y automático con válvula de corte situado en una galería de captación y reposo

El principio de funcionamiento de un desaireador se basa en que al impulsar agua hacia el interior de este elemento, debido a la fuerza centrífuga el agua va hacia las paredes mientras que el aire, debido a su menor densidad, se acumula en el centro y asciende. Para ello, se coloca el purgador automático en la parte superior que se encarga de evacuar este aire hacia el exterior.

Hay instalaciones solares que funcionan con sólo un sistema de purga de aire centralizado en la parte inferior de la instalación. Durante la puesta en marcha, la purga de aire se realiza al

mismo tiempo que los ciclos correspondientes de llenado y limpieza. La forma de asegurar que las burbujas de aire formadas en cualquier parte de la instalación alcancen el desaireador es mantener una velocidad mínima de circulación de aproximadamente 0,4 m/s, ya que la velocidad de las burbujas de aire en agua (debido a la fuerza ascensional) es aproximadamente de 0,25 m/s. Para cumplir esta condición, el diámetro de las tuberías no debería ser demasiado grande y el caudal no muy pequeño. De esta forma no resulta necesario instalar el desaireador en el punto más alto de la instalación. En los campos de captadores conectados en paralelo es difícil cumplir esta condición.

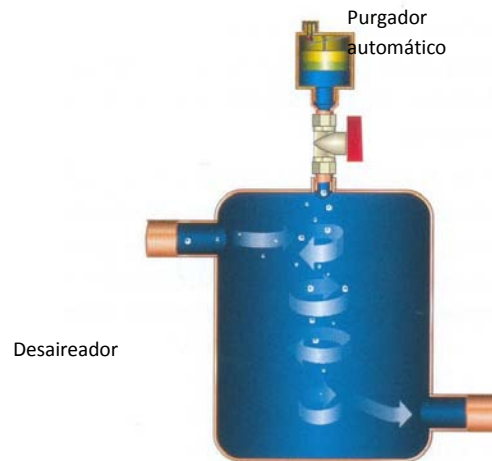


Fig. . Desaireador de efecto ciclón y purgador automático

Los purgadores de aire cerca de los captadores se han de cerrar durante la operación de estanquidad, los rellenados o aumentos de presión, a fin de evitar cualquier escape indeseado de vapor en caso de estancamiento del captador. Por eso, se recomiendan los purgadores manuales enteramente metálicos. Los purgadores automáticos son recomendables en bombas de purga automática, en desgasificadores absortivos o desaireadores de efecto ciclón.

Este elemento tiene mucha relación con la corrosión que se produzca en las tuberías. La corrosión se acelera en presencia de oxígeno. Si se llegan a producir productos corrosivos podrían llegar a contaminar el fluido de trabajo al depositarse allí durante el proceso de evaporación, pudiendo producirse un bloqueo local en la sección transversal del interior de la tubería. De todas formas, la presencia de aire presenta un menor riesgo cuando se usan materiales relativamente inertes a la corrosión, como el cobre o acero suficientemente grueso.

Además, el aire también juega un papel importante en el envejecimiento acelerado de la mezcla anticongelante en presencia de aire. El valor del pH podría llegar a un valor inferior a 7 debido a los productos ácidos resultantes de la reacción corrosiva. A causa de esto, podría producirse un aumento de la corrosión, sobre todo en las costuras de soldadura del captador. En este caso se recomienda una sustitución completa del fluido.

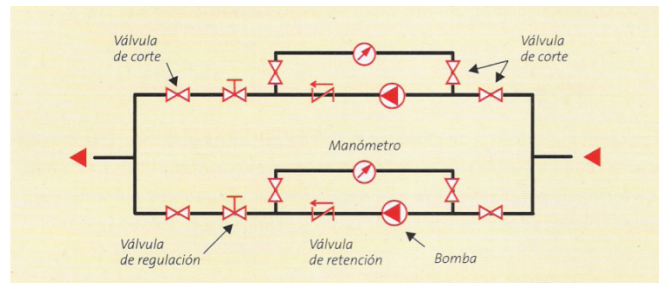
Hay que poner especial cuidado en las fases de llenado y vaciado del circuito primario, donde hay que manipular los purgadores de forma correcta.

El sistema de llenado en un circuito cerrado de una instalación ha de permitir la entrada del fluido de trabajo y mantener presurizado el circuito en caso de que se produzcan fugas de fluido. El sistema de llenado de una instalación puede ser manual o automático (habitualmente incorporan válvulas de bola). Cuando se utiliza una mezcla de agua con anticongelante como fluido de trabajo, para evitar la reducción de la proporción de anticongelante en agua caso de reponerse las fugas de fluido directamente con agua, se recomienda el empleo de un sistema de llenado manual o de un sistema automático conectado a un pequeño depósito donde esté almacenada la proporción requerida de anticongelante en agua. Para facilitar la salida al exterior del posible aire acumulado se recomienda realizar el llenado del circuito por la parte inferior del mismo.

En cuanto al vaciado de una instalación solar, para facilitararlo de forma total o parcial, normalmente se instalan en los puntos más bajos tuberías de drenaje a través de los cuales se puede realizar el vaciado mediante la apertura de una válvula de corte (normalmente de bola) colocada en esta tubería.

9.3.6. BOMBA DE CIRCULACIÓN

Es el dispositivo electromecánico encargado de hacer circular el fluido de trabajo del circuito hidráulico de una instalación. Es uno de los componentes principales del circuito hidráulico de una instalación solar de circulación forzada. Su función es vencer la resistencia que opone el fluido a su paso por el circuito.



Los parámetros fundamentales a considerar en el proceso de selección de la bomba a emplear en una instalación solar son:

- Caudal de circulación.
- Diferencia de presiones que ha de superar.
- Los materiales que constituyen la bomba han de ser compatibles con el fluido utilizado, por estar sometidos a una exposición continua a éste. Se prestará especial atención al comportamiento de las juntas de sellado en circuitos y a la carcasa de la bomba que utilicen líquidos anticongelantes (glicol) como es el caso.
- Temperaturas y presiones de trabajo, éstas pueden producirse en el circuito primario durante un período muy prolongado. Se instalarán en los puntos más fríos de la instalación solar, especialmente en el circuito primario en la tubería de retorno a los captadores donde las temperaturas de trabajo son mínimas. En la salida de los captadores se alcanzan temperaturas muy altas. Aún así, la bomba debe ser capaz de resistir temperaturas en el retorno de hasta 100°C, debiendo además ser capaz de soportar valores máximos de temperaturas de corta duración de hasta 130°C, como puede pasar cuando entra fluido de trabajo muy caliente desde los captadores en el circuito primario al reanudar la operación de la bomba tras un período de estancamiento a una irradiancia elevada.
- Baja potencia eléctrica, cuyo fin es disminuir el consumo eléctrico y aumentar la eficiencia energética de las instalaciones solares. Para ello, la normativa europea ya establece límites a la potencia nominal máxima a utilizar en una instalación solar térmica. Este límite depende del tamaño de la instalación solar y del factor óptico del captador solar utilizado.
- Rendimiento alto en el punto de operación.
- Larga vida útil, incluso con conexiones y desconexiones relativamente frecuentes.
- Elevada resistencia mecánica.
- Bajo coste.

La norma UNE ENV 12977 fija el límite máximo de la potencia eléctrica de la bomba del circuito primario inferior al 1 ó 2% (dependiendo de si es una instalación grande o pequeña, respectivamente), de la mayor potencia térmica que pueden suministrar los captadores solares. Este valor máximo se obtiene a partir de:

$$P_{C,max} = \eta_o \cdot A \cdot G_{ref}$$

Siendo,

$P_{C,max}$, la potencia térmica máxima (W)

η_o , factor de ganancia o rendimiento óptico del captador

A, área total de los captadores solares (m²)

G_{ref} , irradiancia solar de referencia igual a 1000 W/m²

En instalaciones de pequeño y medio tamaño suelen emplearse bombas en línea que se intercalan directamente en la tubería. Aunque en instalaciones de gran tamaño son más habituales las bombas de bancada. En éstas, el cuerpo, eje y motor de la bomba se encuentran acoplados entre sí y situados sobre una bancada común.

El rendimiento de las bombas empleadas en instalaciones solares puede experimentar descensos significativos al producirse variaciones entre el punto de trabajo real y el de diseño. Con lo cual, la bomba trabaja en condiciones muy distintas a las de diseño y con un rendimiento muy bajo. Todo ello se debe a la aleatoriedad de la radiación solar, por lo que las bombas pueden experimentar arranques y paradas frecuentes por lo que han de estar preparadas para responder adecuadamente frente a estas situaciones.

Por ello, se utilizan las bombas de caudal variable, que permiten modificar el caudal de circulación impulsado por la bomba. Empleando este tipo de bombas junto con un sistema de regulación y control adecuado que mantenga funcionando la bomba dentro de la zona de rendimiento recomendada, permite una optimización del funcionamiento de una instalación solar. Permiten modificar el salto de temperaturas del fluido de trabajo a través del sistema de captación, controlar los saltos térmicos de los fluidos a ambos lados de los intercambiadores externos, etc.

En cuanto a los tres casos, el modo de bajo flujo en instalaciones provistas de intercambiadores de calor externos es el más crítico con respecto a las cargas térmicas. Esto se debe a que las temperaturas a que estará sometida la instalación, incluso la tubería de retorno, serán muy altas, superiores a los 90°C y con máximos de hasta 120°C. Por lo que las cargas térmicas a las que están sometidos los componentes de la instalación son superiores en bajo flujo que en flujo normal. Tras un período de estancamiento, que incluso se alcanzan temperaturas superiores, se aconseja reanudar mediante un sistema de control apropiado la operación de la bomba del circuito primario después de que se hayan enfriado los captadores a una temperatura notablemente inferior a la temperatura de estancamiento, como podría ser 140°C.

En cuanto a las pérdidas de carga relacionadas con el fluido de trabajo, éstas son importantes porque las mezclas anticongelantes tienen una viscosidad mayor que el agua pura. Se producirían pérdidas de carga elevadas en el circuito primario si el contenido en glicol superara el 50%, sobre todo, a temperaturas bajas. Además de producirse una disminución de la capacidad térmica del fluido.

Hay que evitar que la relación entre la pérdida de carga y el caudal de un circuito primario alcance valores excesivos, sobre todo en el modo de bajo flujo.

Un aumento de la pérdida de carga en la instalación implica un aumento del consumo de energía eléctrica de la bomba. Para optimizar el balance energético de una instalación este consumo eléctrico ha de minimizarse por lo que se recomienda tomar medidas encaminadas a reducir la pérdida de carga, como por ejemplo, la utilización de diámetros mayores de tuberías, etc. El consumo eléctrico normalmente es muy bajo en comparación con la energía térmica aportada por la instalación solar. Para instalaciones mayores de 50 m² el consumo de energía eléctrica supone menos del 5% de la energía térmica aportada por la instalación.

En cuanto al montaje de la bomba, se aconseja instalar la bomba con el eje en posición horizontal. En cambio, no es aconsejable colocar verticalmente por encima de la bomba accesorios tales como válvulas de compuerta o purgadores de aire automáticos, puesto que estos pueden llegar a sufrir fugas. Debido a estas fugas, se podrían originar daños en el interior de la bomba.

Los parámetros de operación de la bomba suelen trabajar con rendimientos bajos. Como es deseable alcanzar puntos de operación con un mejor rendimiento de la bomba, se prefiere hacerla trabajar al nivel más alto de velocidad con caudales moderados, es decir, un punto medio correspondiente a una relación óptima entre la potencia mecánica y la potencia eléctrica. Por lo general, las bombas de calefacción disponibles en este nivel de potencia, equivalente a $200 W_{el}$ – $500 W_{el}$, alcanzan un rendimiento entre el 25% y el 35% en el punto óptimo de operación. Aunque realmente, a día de hoy, no hay modelos de bombas que se puedan adaptar a las condiciones de operación en el circuito primario.

El acoplamiento de la bomba de circulación con la tubería se realiza utilizando racores, machones, entronques, etc. La bomba de circulación puede ser de tipo en línea y su montaje se realiza con el eje de rotación en posición horizontal con la superficie del suelo.

La ubicación dentro de la instalación solar se realizará preferentemente en la parte más fría del circuito hidráulico. En la instalación se colocarán válvulas de corte en la impulsión y la aspiración, para poder quitarse fácilmente en caso de avería. La bomba estará provista de un juego de racor para realizar la manipulación de la misma.

9.3.7. VASOS DE EXPANSIÓN

El vaso de expansión se utiliza para absorber las dilataciones y contracciones que experimenta el fluido contenido en un circuito cerrado con las variaciones de temperatura. En la imagen se puede observar:



Mediante la utilización de este elemento se evita la pérdida de fluido que tendría lugar al activarse la válvula de seguridad al alcanzarse presiones elevadas en el circuito durante los períodos de alta radiación solar, es decir, cuando el fluido se calienta. Al calentarse en el circuito primario, una parte del fluido entra en el vaso de expansión. Cuando el sistema se enfría, regresa al circuito. De esta manera el vaso de expansión sirve también para mantener la presión en el circuito dentro

del rango de presiones admisibles y siempre por encima de la atmosférica, impidiéndose así la introducción de aire en el circuito cuando el sistema vuelve a enfriarse.

Si no se instalara este elemento y hubiera pérdida del fluido, para solucionar ese problema, sería necesario rellenar el circuito para mantenerlo presurizado, aumentando de esta forma tanto el coste (debido a la sustitución del fluido y a la pérdida de energía asociada al fluido evacuado) como la probabilidad de creación de bolsas de aire (especialmente cuando el sistema se vuelve a enfriar).

La presencia de aire en el circuito primario puede conducir a un mal funcionamiento o paradas del sistema, que puede pasar inadvertido hasta que no se realice un control rutinario en caso de que el sistema convencional asuma automáticamente el suministro de agua caliente. Por este motivo, la instalación solar requiere un equipo de seguridad apropiado que garantice la operación bajo todo tipo de circunstancias, inclusive si ocurre un sobrecalentamiento temporal.

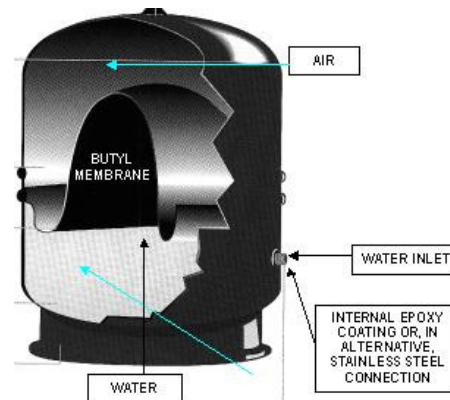
De acuerdo con las normas europeas EN 12976 y ENV 12977, es obligatoria la protección contra sobrecalentamiento. Según estas normas, “el sistema deberá estar diseñado de tal forma que con altas radiaciones solares prolongadas sin consumo de agua caliente no se produzca ninguna situación en la cual el usuario tenga que realizar alguna acción especial para llevar al sistema a su forma normal de operación”. Los sistemas diseñados de esa manera se denominan de “seguridad intrínseca”.

Hay un sistema alternativo a este sistema de seguridad intrínseca, y son los sistemas del tipo “drain-back”, que solucionan este requisito de seguridad de una manera más simple y sin necesidad de un vaso de expansión u otro despliegue de dispositivos técnicos, puesto que la dilatación térmica está compensada por el aire en el circuito primario. En caso de estancamiento el fluido de trabajo se acumula en la parte inferior de la instalación y no se haya afectado por las temperaturas elevadas en el campo de captadores.

El criterio de clasificación de los vasos de expansión atiende a que el fluido contenido en el circuito esté en comunicación directa con la atmósfera o no. Por tanto:

- a) Vasos abiertos: si el fluido contenido en el circuito está en comunicación directa con la atmósfera.
- b) Vasos cerrados: si el fluido contenido en el circuito no está en comunicación directa con la atmósfera.

En las instalaciones solares habitualmente se emplean vasos de expansión cerrados que consisten en depósitos metálicos divididos en el interior en dos partes a través de una membrana elástica impermeable, como se puede ver en la imagen siguiente.



Cada una de las partes contiene un fluido diferente: aire o gas inerte a la presión de trabajo, situado a un lado de la membrana, y el fluido de trabajo o líquido portador térmico, situado al otro lado de la membrana, que penetra en el vaso de expansión al aumentar su temperatura y presión.

El principio de funcionamiento de un vaso de expansión cerrado consiste en que al aumentar la temperatura del líquido portador térmico también aumenta la presión en el circuito y el líquido se expande en el vaso desplazando la membrana elástica hacia la parte inferior. En este proceso disminuye el volumen ocupado por el gas. Sin embargo, al disminuir la temperatura del líquido también disminuye la presión en el circuito, lo que permite aumentar el volumen ocupado por el gas y, por tanto, el desplazamiento de la membrana hacia la parte superior.

Es conveniente conectar el vaso de expansión por la parte superior, con tal de que la membrana y la cámara de gas se sitúen en la parte inferior. De este modo, la carga térmica de la membrana en el fondo del vaso será limitada gracias a la estratificación térmica del fluido. Además, de esta manera se logrará evitar que burbujas de vapor puedan alcanzar la membrana.

Un aspecto importante a tener en cuenta es que el vaso de expansión ha de conectarse al circuito hidráulico de forma que se facilite que la expansión del fluido siempre sea absorbida por el vaso. Por este motivo, no se debe instalar ningún elemento que impida la circulación del fluido de trabajo (válvula de corte) en el ramal de conexión entre el vaso de expansión y el circuito hidráulico.

A fin de impedir que el vaso de expansión se pueda desconectar del campo de captadores involuntariamente, es indispensable que cualquier válvula en las tuberías entre el vaso de expansión y el campo de captadores se asegure mediante tapas.

Los materiales del vaso de expansión han de ser resistentes al tipo de fluido empleado y a las altas temperaturas que se pueden alcanzar. Sobre todo, hay que prestar especial atención a la resistencia de la membrana elástica a los fluidos anticongelantes así como a su resistencia a la temperatura y a los esfuerzos mecánicos a los que se encuentra sometida.

En cuanto a su ubicación dentro de la instalación solar, preferentemente se colocará en la tubería de aspiración de la bomba del primario, de la cual debe suspenderse una tubería no aislada

en la que se ubicará el vaso. Se coloca en la aspiración para reducir la carga térmica de la membrana elástica. Sobre todo, cuando la bomba debe superar una gran pérdida de carga, un conexasionado en el lado de impulsión lleva a condiciones de presión poco favorables.

Para un funcionamiento correcto, debe ajustarse también la presión inicial en el lado del gas del vaso de expansión de acuerdo con la presión estática por diferencia de cotas entre el punto superior de la instalación y la posición del vaso. Para evitar que entre aire en el circuito, se suele ajustar la presión mínima en el mismo de tal manera que bajo condiciones frías quede un margen por encima de la presión atmosférica de unos 0,5 a 1 bar.

Para el dimensionado correcto del vaso de expansión, éste debe efectuarse para que sea capaz de absorber como mínimo la expansión térmica del fluido de trabajo contenido en el circuito hidráulico, es decir, debe efectuarse conforme al rango de temperaturas y presiones de trabajo previstas en el circuito primario. En una instalación solar el fluido de trabajo puede formar vapor cuya expansión térmica también ha de ser absorbida por el vaso, por lo que se recomienda considerar este efecto en el cálculo del vaso de expansión y, como regla general, sobredimensionar el vaso de expansión.

Además, el dimensionado debe cumplir los criterios de “seguridad intrínseca”, es decir, se asegurará de que la válvula de seguridad no responde aun cuando el sistema alcance la temperatura de estancamiento más alta posible. De otro modo, habría escape de fluido.

El dimensionado del volumen del vaso de expansión se efectúa de la siguiente manera:

- 1) Volumen total del fluido de trabajo en el circuito primario de la instalación (V_t). Se compone de la suma total de los contenidos de:
 - a. Los captadores
 - b. Las tuberías
 - c. El intercambiador de calor (si hay)
 - d. Los accesorios

Para el cálculo del volumen de los tubos de cobre, hay unas tablas en función del diámetro exterior:

Diámetro exterior x espesor de la pared (mm)

| | 6x1 | 8x1 | 10x1 | 12x1 | 15x1 | 18x1 | 22x1 | 28x1,5 | 35x1,5 | 42x1,5 |
|----------------------|-------|-------|------|-------|-------|-------|-------|--------|--------|--------|
| Volumen (L/m) | 0,013 | 0,028 | 0,05 | 0,079 | 0,133 | 0,201 | 0,314 | 0,491 | 0,0804 | 1,195 |

- 2) Volumen de dilatación (V_d). Al calentarse el circuito primario el fluido de trabajo se expande. Es la diferencia entre el volumen líquido en el estado caliente y frío del fluido de trabajo. Se calcula de esta forma:

$$V_d = V_t \cdot n$$

Siendo n el coeficiente de dilatación del fluido (%). Este se determina en función de las temperaturas que pueden presentarse en el circuito primario. Aunque el coeficiente de dilatación no varía proporcionalmente con la temperatura, es suficiente asumir un comportamiento lineal en este rango de temperaturas.

- 3) Volumen de reserva (V_r). El vaso de expansión se rellena con este volumen para compensar ciertas pérdidas de fluido (por ejemplo, debido a las purgas de aire), así como la contracción del fluido a temperaturas muy bajas. Para calcular la contracción se usa el coeficiente de dilatación y se supone un caso extremo referente a la diferencia de temperaturas de aproximadamente 44K entre el llenado a 20°C y la operación a la temperatura inferior, por ejemplo, -24°C. Es una suposición bastante segura, ya que algunas de las tuberías se encuentran en el interior del edificio y nunca estarán expuestas a esta temperatura extremadamente fría.

No es aconsejable utilizar el volumen de reserva para compensar escapes de fluido a través de las fugas, ya que las pérdidas de fluidos simplemente no deberían producirse en un sistema de "seguridad intrínseca". Sí que es bastante común que una parte del volumen de reserva sirva para compensar pérdidas de fluido debidas a la purga de aire durante la operación inicial.

El volumen de reserva debería ser de por lo menos tres litros.

$$V_r > 3 \text{ L}$$

- 4) Volumen de vapor (V_{vap}). Es igual a la suma del contenido líquido de los captadores y de una determinada parte del volumen en las tuberías del circuito primario. Es difícil de determinar el volumen de vapor presente en las tuberías.

El fluido de trabajo en las tuberías situadas en posición superior a los captadores suele ser desplazado por el vapor producido en estado de estancamiento. Aunque este problema se aplica a las instalaciones situadas en superficies no horizontales, es decir, sobre fachadas o cubiertas inclinadas.

Un mal comportamiento de evaporación en el campo de captadores, puede hacer que el vapor se propague por gran parte de la red de tuberías y en un caso extremo, podría producirse una evaporación total del contenido líquido del circuito primario. Si el vaso de expansión no está diseñado para este caso, la válvula de seguridad responde en consecuencia de este aumento de volumen y presión excesivo.

Para minimizar el problema de vaporación se deben seguir estos consejos:

- a. Mantener en un mínimo el contenido líquido de los captadores y los diámetros de las tuberías.
- b. Evitar cuando sea posible tuberías por encima de los captadores.

- c. Usar estrategias para el diseño del sistema que permitan un buen comportamiento de evaporación.

- 5) Volumen útil (V_u). Es igual a la suma del volumen de dilatación, del volumen de reserva y del volumen de vapor.

$$V_u = V_d + V_r + V_{vap}$$

- 6) Volumen nominal (V_n). Debe ser considerablemente mayor al volumen útil, debido a que la presión en el lado del gas aumenta al entrar el líquido proveniente del circuito primario y, por lo tanto, el vaso de expansión no puede llenarse por completo.

$$V_n = F_p \cdot V_u$$

Siendo F_p el factor de presión que se corresponde al cociente de la presión final (presión absoluta) y la diferencia entre la presión final y la presión inicial.

$$F_p = \frac{P_{final} + 1}{P_{final} - P_{gas}}$$

- 7) Presión estática (P_{est}). Se calcula en función de la diferencia de cotas (Δh) entre el vaso de expansión y el punto superior del circuito primario. Por lo general, el punto superior del circuito está definido por el borde superior del captador. La presión estática aumenta 1 bar por cada

$$P_{est} = \Delta h \cdot \left(\frac{1 \text{ bar}}{10 \text{ m}} \right)$$

- 8) Presión mínima en estado frío del sistema (P_{mf}) en el punto superior de la instalación, siempre por encima de la presión atmosférica. Por lo general, se recomienda un valor de 1,5 bar (superior a la atmosférica) para las instalaciones pequeñas, mientras que las de mayor tamaño suelen poseer un valor inferior.

- 9) Presión inicial en el lado del gas del vaso de expansión (P_{gas}). Se calcula al sumar la presión estática y la presión mínima en el estado frío.

$$P_{gas} = P_{mf} + P_{est}$$

- 10) Presión nominal de la válvula de seguridad (P_{vs}). Límite de presión que nunca se debe alcanzar durante todas las condiciones de operación, incluso en estado de estancamiento. La presión nominal se elige en función de las presiones nominales de los componentes del circuito primario. Variará entre 10 bar y 6 bar, ésta última, para instalaciones pequeñas

- 11) Margen entre la presión nominal de la válvula de seguridad y la presión máxima o presión final del sistema (ΔP_m).

Equivale al 10% de la presión nominal de la válvula de seguridad y al menos debe ser de 0,5 bar.

$$\Delta P_m \geq 0,1 \cdot P_{vs}$$

$$\Delta P_m > 0,5 \text{ bar}$$

- 12) Presión final o presión máxima en estado caliente del sistema, con evaporación máxima:

$$P_{final} = P_{vs} - \Delta P_m$$

- 13) Presión equivalente del volumen de reserva (P_{vr}). Sirve para establecer la presión inicial en el estado frío del sistema.

$$P_{vr} = (P_{final} - P_{gas}) \cdot V_r / V_u$$

- 14) Presión inicial ($P_{inicial}$). Especialmente en el caso de instalaciones de gran tamaño, se suministrará el valor de P_{vr} para ajustar la presión inicial correctamente durante el llenado y la presurización del circuito. La presión inicial en el estado frío del sistema equivaldrá entonces a la presión inicial en el lado del gas del vaso de expansión, a la que se suma la presión equivalente del volumen de reserva.

$$P_{inicial} = P_{gas} + P_{vr} = P_{mf} + P_{est} + P_{vr}$$

9.3.8. SISTEMA DE CONTROL

El objetivo principal de éste es optimizar el funcionamiento de la instalación solar, para ello, se encarga de regular el flujo de energía entre los distintos sistemas de la instalación (captación, acumulación, consumo, etc.)

Los componentes de un sistema de control son:

- El control del proceso de carga, que tiene la misión de regular la conversión de radiación solar en calor y transferirla al acumulador de manera eficaz.
- El control del proceso de descarga, cuya tarea es garantizar la mejor transferencia de energía posible del acumulador hacia el consumo.

Entre los requisitos más importantes que debe cumplir el control de una instalación solar o centralita diferencial, cabe mencionar los siguientes:

- Las temperaturas del circuito primario se deben mantener en un valor lo más bajo posible, a fin de lograr un alto rendimiento de los captadores.
- El control de la instalación solar no debe repercutir de manera negativa en la operación del sistema de calentamiento convencional y viceversa.
- El control debe ser capaz de tener en cuenta rasgos característicos del sistema, por ejemplo, la inclusión de fases de precalentamiento.

- Para las configuraciones sencillas, recomendables en general, se ha de evitar el uso innecesario de controles complejos.
- Los costes de inversión, el mantenimiento, así como el consumo de energía eléctrica auxiliar del control, de las bombas y de las válvulas reguladas, han de mantenerse dentro de unos límites razonables.
- Los valores umbral de conexión y desconexión, o uno de ellos, además de la histéresis respectiva y, en caso necesario, también los tiempos de retardo, deben ser adaptables sin dificultad a los rasgos característicos y peculiaridades del sistema.
- Los sensores se han de integrar en el sistema de tal manera que puedan ofrecer, en todo momento e independientemente del estado de operación, valores exactos de medida.
- La precisión de los componentes del control (sensores y electrónica) debe ser suficientemente alta a fin de evitar errores de conexión y desconexión, particularmente en el caso de que los valores de umbral ajustados tengan reducido margen.
- Además, el control debe incluir un sistema de revisión del funcionamiento de la instalación, siempre y cuando esta monitorización no se realice por separado.

9.3.8.1. FUNCIONAMIENTO BÁSICO DE LA CENTRALITA

Para realizar el control diferencial de temperaturas estándar indicado se emplean dos sensores de temperatura, situado uno de ellos en la parte superior de los captadores y el otro en la parte inferior del acumulador solar. Los valores de temperatura medidos por estos sensores son comparados en la centralita diferencial que, de acuerdo a la diferencia de temperaturas existente entre ambos sensores, activa o desactiva la bomba de circulación.

El valor de la diferencia de temperaturas que activa el funcionamiento de la bomba depende de varios factores si bien los valores estándar suelen estar comprendidos entre 5 y 8 K. Como regla general, se recomienda que a medida que sea mayor la longitud de tuberías entre el captador y el acumulador, mayor sea también esta diferencia de temperaturas. Habitualmente, la bomba se desactiva cuando esta diferencia de temperaturas disminuye a 2 ó 3 K.

Una función adicional es el control de la temperatura máxima en el acumulador, de forma que mediante un tercer sensor para desactivar la bomba cuando se alcance dicha temperatura que puede admitir el acumulador que, previamente ha debido ser consignada en la centralita. En estos casos, aunque la diferencia de temperaturas entre la sonda de captadores y la sonda situada en la parte inferior del acumulador sea superior a 8 K, la bomba ha de parar con objeto de evitar posibles deterioros en el acumulador originados por el exceso de temperatura en el mismo.

Otra función adicional es la protección frente a heladas, en la que el sensor de temperaturas situado en la parte superior de los captadores solares cuando detecta una temperatura ligeramente superior (aproximadamente 3 K) a la de congelación del fluido de trabajo, la centralita pone en funcionamiento la bomba de circulación, aprovechando la energía térmica

para evitar la congelación. El inconveniente que posee es que aumenta el consumo de energía eléctrica en la instalación debido al mayor tiempo de funcionamiento de la bomba.

Una función importante es el control de la temperatura máxima en los captadores, de forma que cuando se alcanza una temperatura elevada en el captador, inferior a la temperatura de evaporación del fluido de trabajo, se activa la bomba. De esta forma se consigue enfriar el captador al valor de consigna establecido. En este caso, la centralita diferencial no debe permitir el funcionamiento continuado de la bomba ya que sino el consumo eléctrico asociado puede ser muy elevado. Esta función debe permanecer desactivada mientras la temperatura en el captador sea inferior a la temperatura máxima admisible en el acumulador.

El sensor que mide la temperatura en el captador bien puede ser un sensor de inmersión, localizado en el interior de la parte superior o tubería de salida del captador, o un sensor de contacto fijado directamente sobre el absorbedor, también en la parte más caliente del captador. En este último caso ha de asegurarse un buen contacto térmico entre el sensor y el absorbedor y un adecuado aislamiento para impedir la realización de medidas incorrectas. El sensor que mide la temperatura en el acumulador solar se ha de instalar en la parte inferior del acumulador, recomendándose el empleo de un sensor de inmersión.

Para medir la cantidad de energía aprovechada por el usuario los elementos del contador de energía se han de instalar de la siguiente forma:

- El caudalímetro en la tubería de agua fría de alimentación al acumulador solar con objeto de cuantificar el caudal de agua consumido por el usuario.
- Una de las sondas de temperatura en la misma tubería de agua fría donde se coloca el caudalímetro y el otro sensor en la tubería de agua caliente que sale del acumulador solar hacia el consumo.

Si el objetivo principal es medir la producción energética del sistema solar:

- El caudalímetro se instala en el circuito primario, normalmente en la tubería que conecta el acumulador solar con los captadores.
- Los sensores de temperatura se instalan en las tuberías de entrada y de salida de los captadores solares.

En caso de emplear como fluido de trabajo una mezcla de agua con anticongelante para cuantificar correctamente la cantidad de energía captada es necesario consignar el porcentaje de anticongelante contenido en el fluido de trabajo.

10. TORRES DE REFRIGERACIÓN

10.1. INTRODUCCIÓN

Las máquinas de absorción deben conectarse a un circuito de agua de enfriamiento para disipar el calor del absorbedor y del condensador, siendo necesario mantener la temperatura de entrada a la máquina de absorción a un valor comprendido entre los 24°C y 31°C. Lo más usual es que para ello se utilice una torre de enfriamiento.

La función básica de una torre de refrigeración es asegurar una buena transferencia de calor y de materia entre la corriente refrigerante y el aire ambiental. La corriente de agua caliente entra por la parte superior de la torre donde es uniformemente distribuida a través del cuerpo de la torre por un sistema de pulverización y/o por la presencia de un relleno, aumentando la superficie de contacto entre el agua y el aire. En la parte baja de la torre el agua vuelve a recogerse de nuevo en un tanque. Para asegurar el suficiente flujo de aire en la torre se suele instalar un ventilador (flujo mecánico) que fuerza al aire a entrar en la torre (flujo mecánico forzado) o que lo absorbe para descargarlo hacia afuera (flujo mecánico inducido).

10.2. CLASIFICACION DE LAS TORRES DE REFRIGERACION

10.2.1. TIPOS DE TORRES SEGÚN EL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO.

Podemos encontrar básicamente, dos tipos de torres según el sistema de enfriamiento que utilizan:

10.2.2. SISTEMAS DE CIRCUITO ABIERTO

Existe contacto directo entre el circuito primario de agua refrigerante y el aire. Se les conoce como "Torres de refrigeración abiertas o húmedas" o simplemente "Torres de refrigeración".

Un elemento característico de este tipo de sistemas es que al efecto del calor sensible hay que sumarle el proveniente del calor latente, donde el fluido de refrigeración, que suele ser el agua, es refrigerado por evaporación de un 2%-3% del fluido en sí mismo. Esto produce una mejor eficiencia en la operación de enfriamiento, incluso a temperaturas por debajo de la temperatura ambiente y un menor coste en la inversión, aunque aumenta significativamente el consumo de agua durante la operación ya que hay que añadir una corriente de aporte que compense las pérdidas producidas por el proceso de evaporación.

Dentro de este grupo las más rudimentarias son aquellas que distribuyen el agua mediante pulverizadores sin hacerla pasar por ningún tipo de medio favorecedor del contacto, o relleno. Así la eficiencia del intercambio de calor dependerá directamente del rendimiento de los pulverizadores, y el tiempo de contacto de la altura y presión del sistema de pulverización de agua.

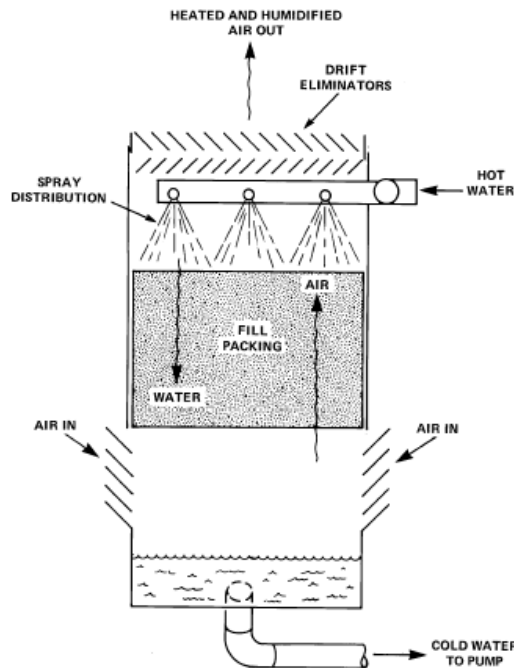


Fig. 10.1. Esquema de torre de refrigeración con pulverizadores de agua con relleno.

Para incrementar la superficie y el tiempo de contacto se introduce un medio de transferencia o relleno, por debajo del sistema de distribución de agua. Se utilizan dos tipos de rellenos.

10.2.2.1. RELLENO TIPO GOTEO

Maximiza el tiempo y la superficie de contacto forzando al agua a caer a través de superficies horizontales de goteo que se encuentran a distintas alturas formando filas. Al golpear los distintos listones el agua se va fraccionando en gotas cada vez más pequeñas. Cada pequeña gota experimentará en su superficie el intercambio de calor con el aire con el que entra en contacto.

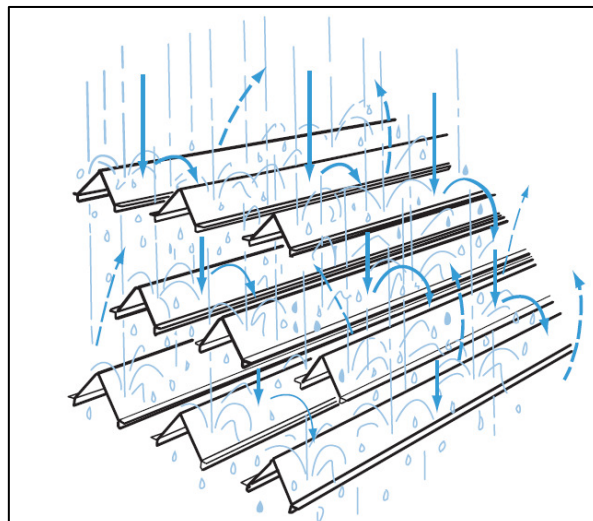


Fig.10 2. Ejemplo de relleno tipo goteo con barras triangulares.

Las barras normalmente son de sección triangular con lo que la parte del agua que golpea la parte superior de la estructura se fracciona en gotas pequeñas mientras la otra parte de la corriente resbala por los lados y se convierte en un flujo turbulento al llegar a la parte inferior de la superficie. La mayor parte de la transferencia de calor tiene lugar durante el camino de la corriente por la superficie lateral.

Como el movimiento del agua a lo largo de la torre es esencialmente vertical, el relleno de goteo debe ser instalado a lo ancho de la columna en el plano horizontal, proporcionando la menor oposición posible al flujo del aire en esa dirección por lo que este tipo de rellenos son fundamentalmente usados en torres de flujo cruzado.

La acción del goteo redistribuye la corriente en cada nivel del relleno, con lo que las torres que contengan este tipo de relleno están menos afectadas por posibles desviaciones que se puedan producir en el flujo de agua.

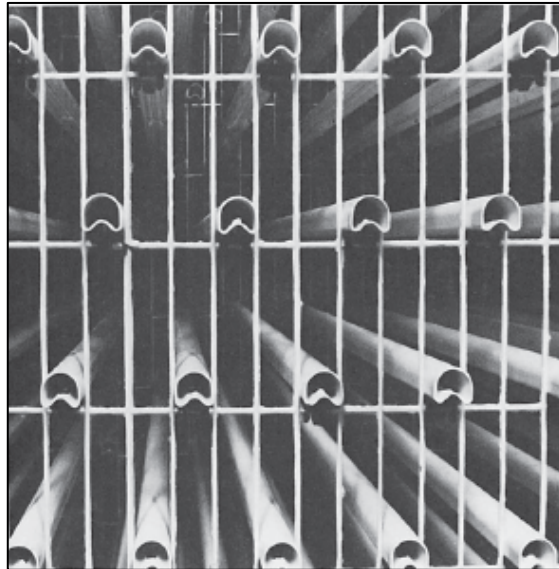


Fig.10.3. Ejemplo de relleno tipo goteo con barras

Si las barras no se distribuyen uniformemente el aire concentrara su flujo en aquellas zonas donde encuentre menos resistencia, dando lugar a la formación de camino preferenciales. Además el agua alcanzaría las zonas bajas de la torre sin entrar en contacto con el aire, y por tanto sin producirse transferencia de calor.

Este tipo de rellenos se utilizan sobre todo en las torres de flujo cruzado, donde la accesibilidad de las zonas de entrada del aire permite una inspección sencilla de las condiciones de flujo del agua y del tipo de relleno.

Uno de los principales inconvenientes de este tipo de rellenos es el arrastre de agua que se produce por la corriente de aire, que puede llegar a ser más de lo deseable, con lo que se hace indispensable la instalación de un separador de gotas que bloquee la salida de esta fracción de la corriente de agua y la devuelva al flujo.

Además este tipo de sistemas tienen una menor superficie de intercambio por unidad de volumen por lo que la altura necesaria del relleno y por tanto de la torre será mayor que si se optara por un relleno de tipo película.

10.2.2.2. RELLENO TIPO PELÍCULA

Alcanza el mismo efecto que el anterior pero haciendo pasar el agua a través de capas verticales, normalmente de PVC, que se encuentran muy cercanas entre sí. Es el más utilizado en los sistemas de refrigeración y climatización convencionales.

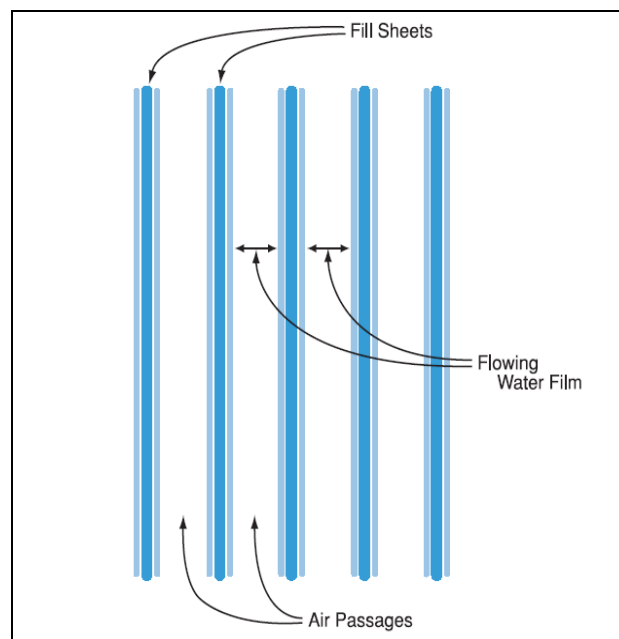


Fig. 10.4. Esquema de relleno tipo película

Es el más usado por su capacidad de incrementar la superficie de transferencia para un determinado volumen de relleno, estando presente en aproximadamente la mitad de las torres de refrigeración de flujo cruzado y la mayoría de las de flujo en contracorriente.

El agua fluye formando una película fina sobre las capas del relleno orientadas verticalmente y separadas aproximadamente 1'5 cm. Actualmente las capas de relleno se encuentran deformadas o moldeadas con el propósito de crear cierto grado de turbulencia en la corriente de aire y así aumentar el grado de exposición al contacto con el agua.

En la mayoría de los casos de operación el uso de relleno de tipo película permite a los proveedores alcanzar una capacidad de enfriamiento con una torre más pequeña de la que se necesitaría en el caso de una torre de relleno de tipo goteo.

A diferencia del relleno de tipo goteo, los de tipo película no permiten que el agua se redistribuya durante su recorrido vertical por la torre. Así, la distribución inicial de agua en la cabecera del relleno es de vital importancia, así como su mantenimiento.

Los pasajes estrechos formados por los espacios cerrados de las capas de relleno hacen que este sea muy sensible a la calidad del agua. Cualquier tipo de suciedad, cuerpos extraños o elementos presentes pueden disminuir el tamaño del pasaje y afectar a la transferencia de calor dando lugar a la formación de canales preferentes en la circulación del agua y rompiéndose la unidad de la película del agua.

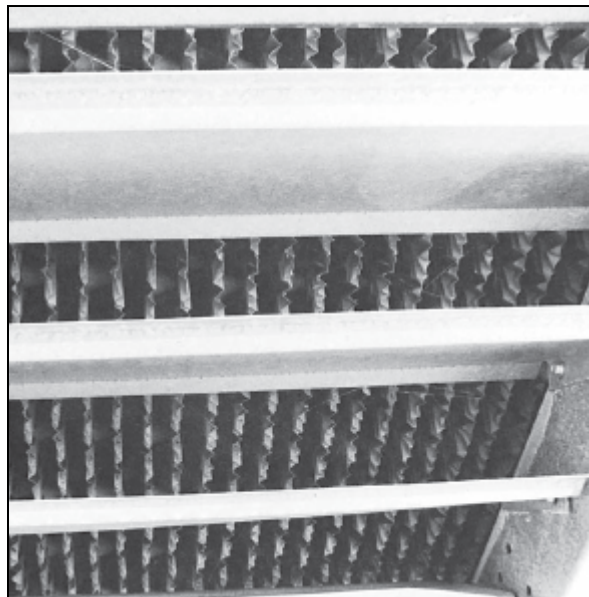


Fig. 10.5. Vista real de un relleno de película para una torre de refrigeración

Además del requerimiento inicial respecto a la distribución del agua, los rellenos de tipo película son también más exigentes en cuanto a la distribución del aire. Los componentes estructurales del relleno pueden bloquear la entrada de aire inicial distorsionando considerablemente las condiciones de la distribución del aire y disminuir el rendimiento teórico a una considerable distancia con respecto al lugar de la obstrucción.

Existen tres tipos de relleno de película:

- Relleno por acumulación de objetos: Constituidos por objetos de materiales inertes y ligeros con distintas formas. No se utilizan en torres de enfriamiento porque no dejan huecos provocando una gran pérdida de carga en la corriente de aire.
- Relleno laminar abierto: Son grupos de laminas colocadas de forma paralela y a corta distancia.

- Relleno laminar cerrado o de panel: Formado por paneles realizados en rejilla plástica de propileno o polietileno. Cada panel está constituido por una serie de conductos rectos de sección triangular u otra forma poligonal.

10.2.2.3. TORRES DE REFRIGERACION DE CICLO ABIERTO O DIRECTAS

Según la relación entre fluidos de aire y agua en las torres se clasifican en:

- **Flujo cruzado**: El aire entra por los lados de la torre fluyendo horizontalmente a través del agua que cae. Las corrientes de aire se unen en el interior de la torre y deja esta por la parte superior.
- **Flujo contracorriente**: El aire se mueve horizontalmente hacia arriba en dirección contraria a la corriente de agua que desciende.

Según el medio utilizado para suministrar aire a la torre :

- **Flujo mecánico**: Se utiliza un ventilador para mover el aire a través del cuerpo de la torre. El rendimiento de la torre es mejor en comparación con las de circulación natural ya que la influencia de variables psicométricas es menor. Además el ventilador permite realizar una función de regulación de caudal. Según la posición del ventilador, se distinguen entre las de tipo forzado (el ventilador fuerza al aire a entrar, se coloca en la entrada de la torre) o las de tipo inducido (el ventilador induce a renovar el aire mediante la evacuación del aire que se encuentra en el interior de la torre). La posición del ventilador depende de las necesidades energéticas, de los límites de ruido externos y las necesidades de presión externas.
 - *Tipo Forzado*: el ventilador se encuentra instalado en la parte inferior de la torre, de manera que el aire es empujado para que fluya a través de ella. Se caracterizan por elevadas velocidades de entrada de aire y bajas velocidades de salida, lo que puede llevar a que se pueda producir la recirculación del aire caliente y húmedo, debido a la baja velocidad de descarga, reduciendo así la efectividad de la torre

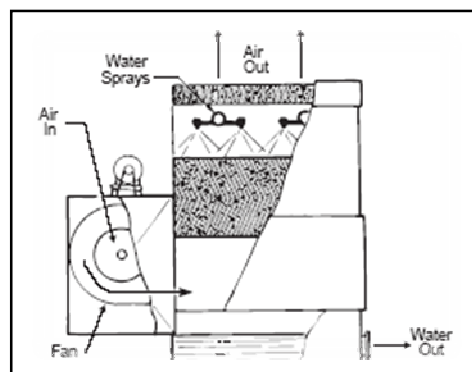


Fig. 10.6. Esquema de Torres de circulación mecánica, de flujo forzado cruzado

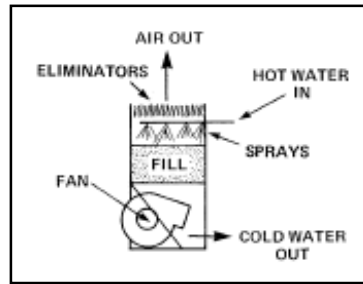


Fig10.7 Esquema de Torres de circulación mecánica, de flujo forzado contracorriente

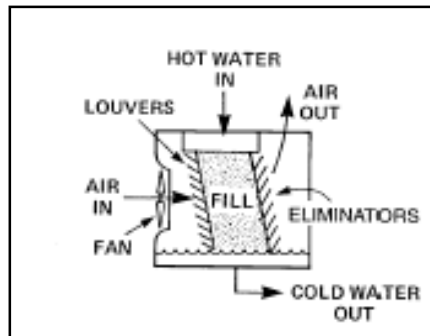


Fig. 10.8. Esquema de Torres de circulación mecánica, de flujo forzado cruzado

- *Tipo Inducido*: el ventilador se encuentra instalado en la parte superior de la torre, con lo cual el aire es succionado para que pase a través de la misma. Son las más utilizadas. Producen que la corriente de aire de salida tenga una velocidad tres o cuatro veces más rápida que la de entrada. Esto mejora la disipación del calor y reduce la posibilidad de la recirculación.

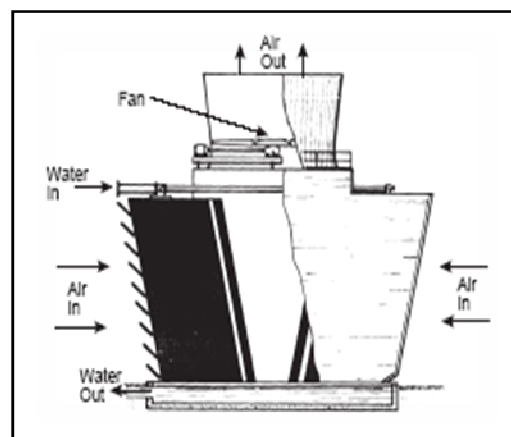


Fig. 10.9 Esquema de Torre de circulación mecánica, de flujo inducido cruzado.

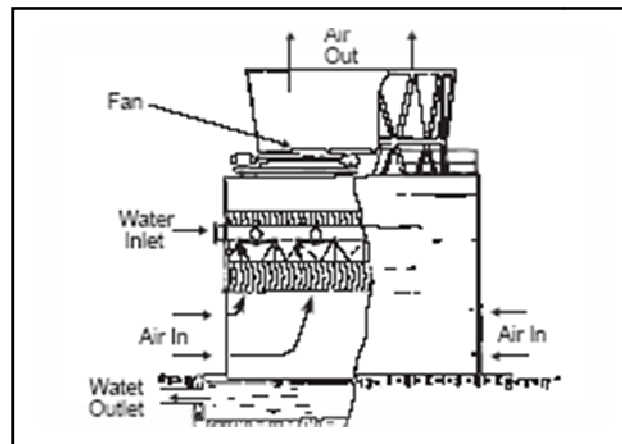


Fig. 10.10 Esquema de Torre de circulación mecánica, de flujo inducido contracorriente.

- **Circulación natural:** Este tipo de sistemas se caracterizan porque no utilizan ningún tipo de relleno como medio de transferencia y porque no existe ventilador, con lo que el flujo de aire es consecuencia de la diferencia de densidades según las condiciones del aire a distintas alturas de la torre, o bien del efecto de aspiración realizado por los sprays pulverizadores del agua.

- *De tipo "spray":* Este tipo de torres de refrigeración se usan cuando se necesitan pequeños tamaños y cuando son tolerables bajos rendimientos. El efecto de aspiración de los rociadores puede ser vertical u horizontal, pero en paralelo siempre a la dirección de flujo de la torre.

En las torres verticales las velocidades de aire que se alcanzan son bastante bajas, con lo que se ven afectadas por la acción del viento disminuyendo su rendimiento. Suelen usarse para condiciones en las que la temperatura de operación no es un factor crítico y cuando se requiere un coste bajo de inversión.

Las torres horizontales intentan paliar estos inconvenientes mediante el uso de pulverizadores de alta presión, que aumentan la cantidad de aire inducido y por tanto mejoran el contacto aire-agua.

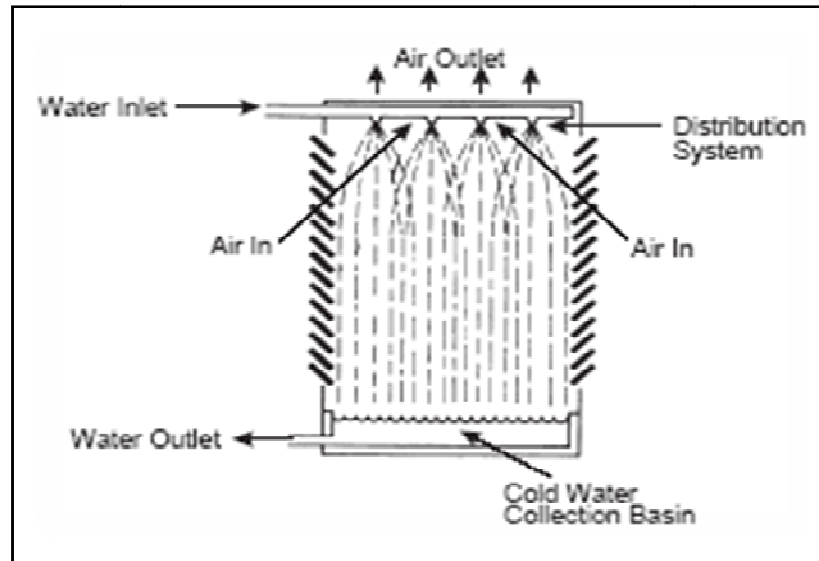


Fig.10.11 Esquema de Torre de circulación natural, de tipo atmosférico.

- **Flujo natural:** El movimiento del flujo del aire se obtiene como consecuencia de la diferencia de densidades entre el aire más frío del exterior y el húmedo del interior de la torre. La dirección de flujo de ambas corrientes puede ser en paralelo, cruzado o en contracorriente.

Utilizan chimeneas de gran altura para lograr el movimiento deseado, por tanto su ventaja principal es la reducción en los costes de utilización de energía auxiliar. Suelen utilizar algún tipo de relleno para mejorar la transferencia de energía.

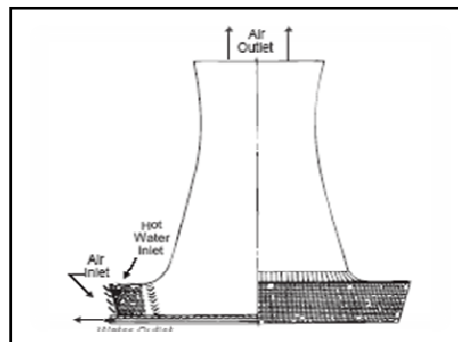


Fig. 10.12. Esquema de torre de circulación natural, de flujo natural.

Las torres más utilizadas en refrigeración son las de circuito abierto de flujo contracorriente, con la entrada de aire por la parte inferior de la torre y el ventilador en la parte superior, realizando un efecto de absorción en el cuerpo de la torre.

10.2.3. SISTEMAS DE CIRCUITO CERRADO

Las torres de refrigeración de circuito cerrado contienen dos circuitos de flujo diferenciados:

- **Circuito de flujo externo:** En este circuito el flujo de agua ascendente se pone en contacto con el ambiente al mismo tiempo que va cayendo encima del haz de tubos por el que circula el fluido refrigerante.
- **Circuito de flujo interno:** Realizado por el fluido refrigerante por dentro del haz de tubos.

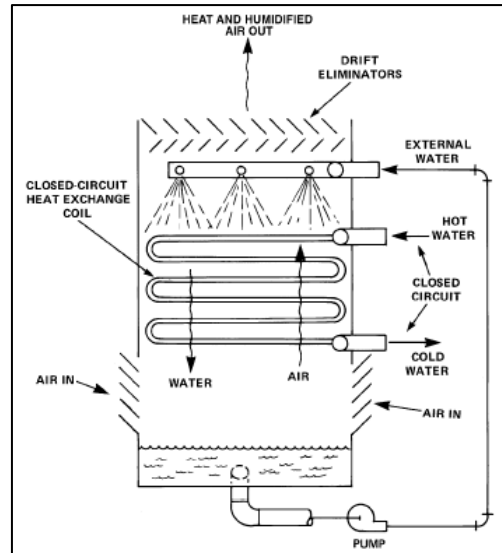


Fig.10.13. Esquema de circuito de flujo externo

Durante el proceso de funcionamiento, el calor se transfiere del circuito de flujo interno, a través de las paredes del haz tubular hacia el circuito externo auxiliar, por el que fluye el agua pulverizada. Dado que el circuito interno no entra en contacto nunca con el aire externo, se pueden utilizar estas unidades para refrigerar fluidos distintos del agua o para prevenir una posible contaminación del circuito primario.

Este tipo de sistemas muestran una gran variedad de tipo y modos operacionales. Incluyen desde sistemas en seco que funcionan transfiriendo calor sensible a la corriente de aire que incorporan, hasta un segundo tipo de torres húmedas que añaden un circuito de agua auxiliar donde se pulveriza, para que entre en contacto con el intercambiador y se produzca primero el enfriamiento por calor latente. Sin embargo hay sistemas híbridos que combinan ambos modos de enfriamiento, latente por evaporación del agua y sensible por contacto con el aire, o bien que permiten alternar entre ambos modos de enfriamiento según el modo de operación.

Sin embargo todos los sistemas cerrados ofrecen una menor eficiencia de operación, con un mayor consumo eléctrico debido a los ventiladores de mayor tamaño y hasta el doble de coste de inversión en comparación con los sistemas de circuito abierto.

10.3. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

10.3.1. TEORIA DE MERKEL DE TORRES DE REFRIGERACION

La teoría para la transferencia de masa y calor en una torre de enfriamiento contracorriente se fundamenta en la transferencia de masa y energía del agua a la interfase agua-aire, y de esta a la fase gaseosa.

Cuando el flujo cruza estas regiones cada una de ellas opone una resistencia a la transferencia de materia y energía, lo que da lugar a una variación de la temperatura, de la entalpía y de la humedad relativa.

Si consideramos una torre de refrigeración con las siguientes características:

- Área de 1 m^2
- V como volumen de refrigeración, en m^3
- Contiene agua con una superficie específica, a , en m^2/m^3
- L como caudal másico de líquido, en Kg/s
- G como caudal másico de gas en Kg/s

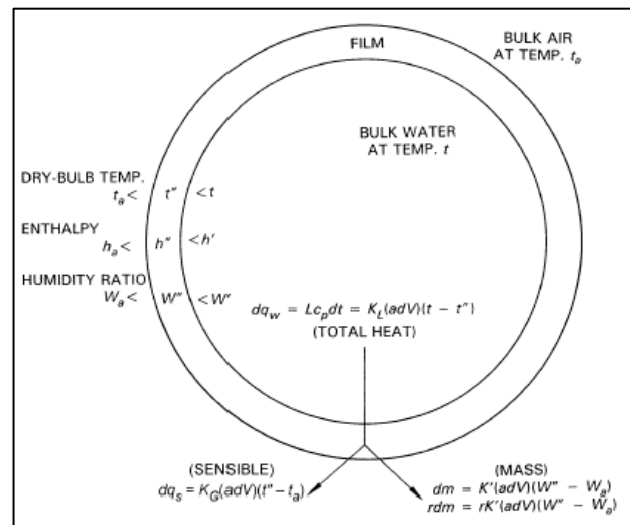


Fig. 10.14. Esquema del proceso de transferencia de masa y energía que tiene lugar en la torre de refrigeración.

Suponiendo que:

- La masa de agua se encuentra a una temperatura t y está rodeada completamente por una masa de aire de temperatura t_a , entalpía h_a y humedad relativa w_a
- La interfase es una película de aire saturado con una temperatura intermedia t'' , entalpía h'' y humedad relativa w''
- Que el calor específico del agua se mantiene constante en un valor de $4,18 \text{ Kj}/(\text{Kg} \cdot \text{K})$

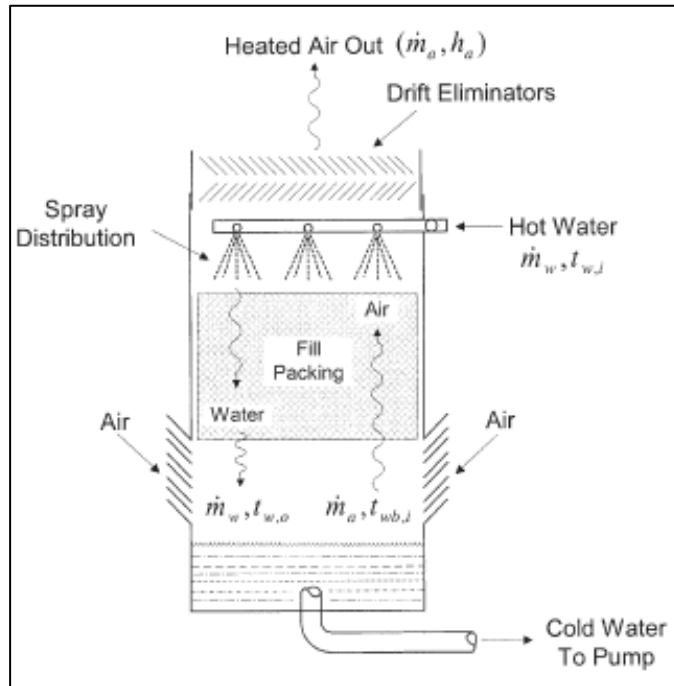


Fig. 10.15. Balance de energía de una torre de refrigeración

El calor total transferido del agua a la interfase es:

$$dq_w = Lc_p dt = K_L a (t - t'') dV$$

donde:

q_w = Cantidad de calor transferido de la masa de agua a la interfase, en W

K_L = Coeficiente de transferencia de calor del agua a la interfase, en $W/m^2 \cdot K$

El calor transferido de la interfase a la masa de aire es:

$$dq_s = K_G a (t'' - t_a) dV$$

con:

q_s = Cantidad de calor transferido de la interfase a la corriente de aire, en W

K_L = Coeficiente global de transferencia de calor sensible del aire a la interfase, en $W/m^2 \cdot K$

La difusión del vapor de agua de la película interfacial a la corriente de aire es:

$$dm = K' a (W'' - W_a) dV$$

Siendo:

- m = Flujo másico transferido de la interfase a la corriente de aire, en Kg/s
- K' = Coeficiente global de transferencia de calor sensible del aire a la interfase, en $W/m^2 \cdot K$
- W'' = Humedad relativa en la interfase, Kg/Kg
- W_a = Humedad relativa del aire, Kg/Kg

Si ya hemos definido el flujo másico que se produce de la interfase a la corriente de aire como consecuencia del fenómeno de transferencia de masa, podemos definir la cantidad de calor asociada al proceso de evaporación.

$$dq = r dm = r K'a(W'' - W_a)dV$$

Con:

r = Calor latente de evaporación, KJ/Kg

q_L = Flujo de calor latente de evaporación, de la interfase a la corriente de aire, W

El proceso alcanzara el equilibrio cuando la temperatura de la corriente de agua sea igual que la temperatura del aire, y el aire se encuentre en condiciones de saturación a esa temperatura. En condiciones adiabáticas el equilibrio se alcanza a la temperatura de saturación adiabática del aire, que es la temperatura más baja que se puede alcanzar en la torre de refrigeración.

Merkel supuso que la relación existente entre el coeficiente de transferencia de energía, para el calor sensible y un coeficiente global de transferencia de masa y energía, K' , basado en la diferencia de entalpía como fuerza impulsora, dada por la ecuación de Lewis:

$$\frac{K_G}{K' \cdot c_{pm}} = 1$$

donde:

c_{pm} = Calor específico del aire húmedo, $J/Kg \cdot K$

Si igualamos las pérdidas de calor de la corriente de agua con las ganancias de la corriente de aire:

$$Lc_p dt = Gdh = K'a(h'' - h_a)dV$$

Con:

h'' = Entalpía de aire saturado en la interfase, J/Kg

h_a = Entalpía del aire a la temperatura t_a , J/Kg

Si suponemos que la resistencia de la interfase es despreciable, podemos transformar esta ecuación basada en el coeficiente K' , considerando la entalpía a la temperatura t de la masa de agua:

$$Lc_p dt = Gdh = K'a(h' - h_a)dV$$

Si reordenamos la ecuación e integramos,

$$\frac{K'aV}{L} = \frac{K' \cdot S}{L} = \int_{t_1}^{t_2} \frac{c_p}{h_w - h_a} dt$$

O bien

$$\frac{K'aV}{L} = \frac{K' \cdot S}{L} = \int_{t_1}^{t_2} \frac{dh}{h_w - h_a}$$

Que constituye la ecuación de Merkel para torres de refrigeración. En la práctica esta ecuación nos proporciona el valor de NTU o *número de unidades de transferencia*, que no es más que el número de veces en el que la diferencia de entalpía como fuerza impulsora se transforma en una variación de temperatura, y no es más que una medida de la dificultad del proceso de refrigeración.

Para un sistema de refrigeración en contracorriente el diagrama de operación se basa en la curva de saturación aire-agua.

Si retomamos el balance de energía que se establece entre ambas corrientes,

$$L \cdot c_p \cdot dt = G \cdot dh$$

O lo que es lo mismo

$$\frac{L}{G} \cdot c_p \cdot dt = dh$$

Si aproximamos los incrementos diferenciales a incrementos finitos:

$$\frac{L}{G} \cdot c_p \cdot \Delta t = \Delta h$$

$$\frac{L}{G} \cdot c_p \cdot (t_{w2} - t_{w1}) = (h_{a2} - h_{a1})$$

Esta ecuación estaría referida realmente a las condiciones de la interfase, pero teniendo en cuenta que el coeficiente de transmisión de calor de la fase líquida es mucho mayor que el de la fase gaseosa, podemos suponer que la temperatura de la interfase es igual a la temperatura del líquido a lo largo de la columna. Además podemos suponer que la película del aire se encuentra en condiciones de saturación a la temperatura del agua en ese punto. Así la curva de saturación representaría la relación entre la entalpía del aire y la temperatura en la interfase.

$$\frac{L}{G} \cdot c_p \cdot (t_{w2} - t_{w1}) + h_{a1} = h_{a2}$$

Esta ecuación nos permite definir una recta en la curva de saturación que relaciona la entalpía del aire con la temperatura del agua en cada punto de la torre, a través de lo que llamamos recta de operación

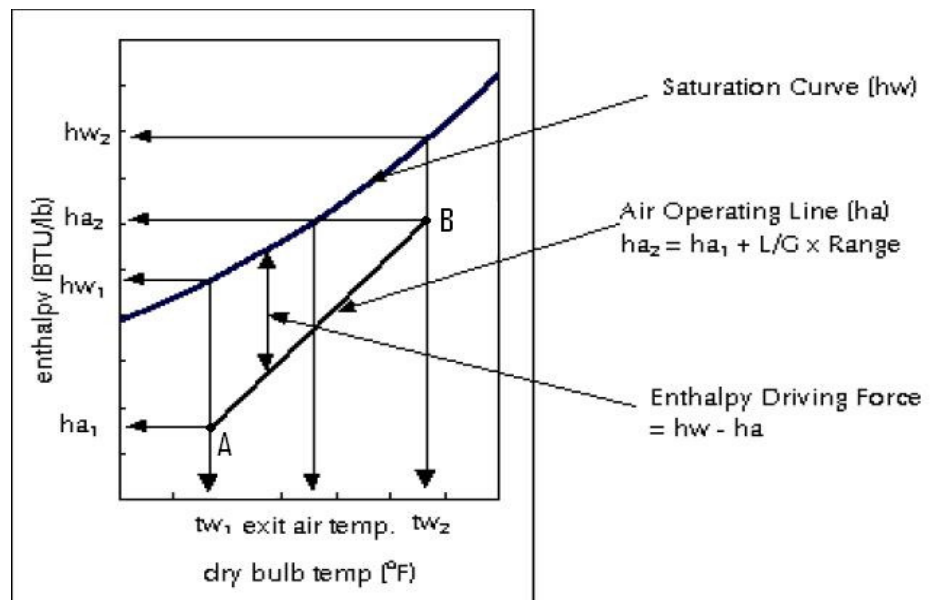


Fig. 10.16. Recta de operación

Esta recta iría desde un punto A, de coordenadas (h_{a1}, t_{w1}) donde:

- h_{a1} = entalpía del aire a la temperatura de bulbo húmedo de entrada (que equivale a la entalpía de saturación a esa misma temperatura) a un punto B que corresponde a la entalpía de salida del aire y la temperatura de entrada del agua y que se fija por la intersección de la abscisa de la temperatura con la recta de pendiente L/G .

La fuerza impulsora del proceso corresponde con la diferencia existente entre la curva de saturación y la recta de operación antes definida.

10.3.2. PROCEDIMIENTOS DE RESOLUCION DE LA ECUACION DE MERKEL: Obtención de NTU

10.3.2.1. 1^{ER} PROCEDIMIENTO: MÉTODO DE TCHEBYCHEV

Existen distintos procedimientos para la resolución de la integral dada por la ecuación de Merkel, de los cuales nosotros vamos a elegir el método de Tchebychev, por su sencillez y su exactitud.

Si suponemos una integral de la siguiente forma:

$$\int_a^b y dx$$

El método basa su resolución en la obtención de los valores de y correspondientes a unos valores de x determinados, dentro del intervalo de resolución de la integral $(b-a)$. La suma de los valores de y multiplicados por el intervalo anterior nos proporciona la resolución de la integral.

Los valores de y son los que se obtienen para los percentiles $x_1 = 0.102673$, $x_2=0.406204$, $x_3=0.593796$ y $x_4=0.8973$ dentro del intervalo $(b-a)$. Estos valores los podemos aproximar al entero más cercano sin que esto suponga una pérdida de exactitud a tener en cuenta, con lo que la fórmula de resolución se convierte en:

$$\int_a^b y dx = (b - a) \cdot \frac{(y_1 + y_2 + y_3 + y_4)}{4}$$

$$y_1 = \text{valor de } y \text{ cuando } x = a + 0.1 \cdot (b - a)$$

$$y_2 = \text{valor de } y \text{ cuando } x = a + 0.4 \cdot (b - a)$$

$$y_3 = \text{valor de } y \text{ cuando } x = a + 0.6 \cdot (b - a)$$

$$y_4 = \text{valor de } y \text{ cuando } x = a + 0.9 \cdot (b - a)$$

Si lo adaptamos a la expresión de Merkel, tenemos que:

$$\frac{K \cdot a \cdot V}{L} = \int_{t_{w1}}^{t_{w2}} \frac{C_p dt_w}{h_w - h_a} = \frac{(t_{w2} - t_{w1})}{4} \cdot \frac{1}{(Dh_1 + Dh_2 + Dh_3 + Dh_4)}$$

$$Dh_1 = \text{valor de } (h_w - h_a) \text{ cuando } t_w = t_{w1} + 0.1 \cdot (t_{w2} - t_{w1})$$

$$Dh_2 = \text{valor de } (h_w - h_a) \text{ cuando } t_w = t_{w1} + 0.4 \cdot (t_{w2} - t_{w1})$$

$$Dh_3 = \text{valor de } (h_w - h_a) \text{ cuando } t_w = t_{w1} + 0.6 \cdot (t_{w2} - t_{w1})$$

$$Dh_4 = \text{valor de } (h_w - h_a) \text{ cuando } t_w = t_{w1} + 0.9 \cdot (t_{w2} - t_{w1})$$

10.3.2.2. 2^{DO} MÉTODO: PROCEDIMIENTO INTEGRAL ESTÁNDAR

Una segunda posibilidad es la resolución de la integral mediante un método de resolución gráfico como el de los rectángulos o el de los trapezios. Éstos se fundamentan en la división del intervalo de evaluación en una serie de subintervalos que se aproximan a la figura geométrica en la que se basan. Mediante la combinación de la curva de saturación y de la línea de operación del aire, obtenemos la entalpía de saturación o de la interfase y la entalpía del aire para cada valor de temperatura.

Al final la tabla de valores que necesitamos será tal que así:

| Temperatura del agua T_w | Entalpía en la película h_w | Entalpía del aire h_a | Diferencia de entalpía $h_w - h_a$ | $\frac{1}{(h_w - h_a)}$ | Δt | $\left(\frac{1}{(h_w - h_a)}\right)_{avg}$ | NTU | NTU |
|-------------------------------|----------------------------------|----------------------------|---------------------------------------|-------------------------|------------------|--|-----------------------|-------------|
| T_{w1} | H_{w1} | H_{a1} | Dh_1 | $1/Dh_1$ | $(t_1 - t_{w1})$ | $Dh_2 + Dh_1/2$ | $C_p \Delta t_1 Dh_1$ | NTU_1 |
| T_1 | H_{w2} | H_{a2} | Dh_2 | $1/Dh_2$ | $(t_2 - t_1)$ | $Dh_3 + Dh_2/2$ | $C_p \Delta t_2 Dh_2$ | NTU_{1+2} |
| T_2 | H_{w3} | H_{a3} | Dh_3 | $1/Dh_3$ | $(t_3 - t_2)$ | ... | ... | ... |
| T_3 | H_{w4} | H_{a4} | Dh_4 | $1/Dh_4$ | ... | | | |
| T_4 | H_{w5} | H_{a5} | Dh_5 | $1/Dh_5$ | | | | |
| T_{w2} | H_{w6} | H_{a6} | Dh_6 | $1/Dh_6$ | | | | |

Fig.17. Tabla de valores que vamos a necesitar para los cálculos de este segundo método.

10.3.3. PROCEDIMIENTO DE OBTENCIÓN DE L/G_{min}

Para determinar el caudal másico mínimo de aire, G_{min} , necesario para unas determinadas condiciones de operación, es necesario conocer la recta que une el punto A (h_{a1} , t_{w1}) con el punto de la curva de saturación que corresponde a la temperatura del agua en la torre. La pendiente de esa recta nos da la relación L/G_{min} que a su vez es el valor máximo para esta relación. En el caso de que la recta intersecte la curva de saturación, la pendiente que buscamos corresponderá a la tangente geométrica de la curva de saturación trazada por el punto A.

10.3.4. PROCEDIMIENTO PARA LA OBTENCIÓN DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DEL AIRE

Para determinar la temperatura de salida del aire hemos de tener en cuenta que a lo largo de la torre el aire va humidificándose y su temperatura se va elevando desde las condiciones de entrada, representadas por el punto **C** ($h_{aire\ sat}, t_{aire1}$) con:

$h_{aire\ sat}$: Entalpía del aire para temperatura bulbo húmedo, t_{bh}

t_{aire1} : Temperatura de entrada del aire en la torre, en base seca.

La variación de la entalpía del aire con la temperatura viene dada por:

$$\frac{dh}{dt_g} = \frac{h_{w2} - h_{airesat}}{t_{w2} - t_{a1}}$$

Con:

h_{w2} = Entalpía en la interfase (en condiciones de saturación), a la temperatura de salida de la corriente de agua

t_{w2} = Temperatura de salida de la corriente de agua, que además corresponde a la temperatura de la interfase en ese punto

Definiendo ambas coordenadas el punto **E**.

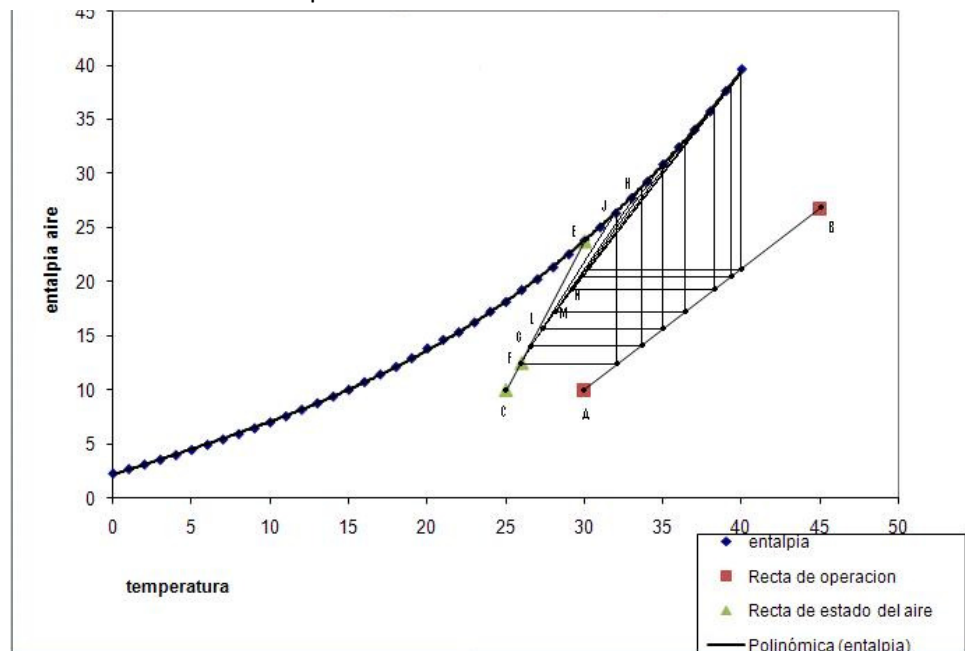


Fig. 10.17. Procedimiento de estimación de la temperatura del aire

La recta EC definida por la pendiente anterior nos sirve como base para la resolución gráfica del problema. Si tomamos sobre esta recta un punto F próximo a C, que corresponde a un punto de la torre próximo al fondo, la temperatura del agua para ese punto se determina por la intersección de su ordenada con la recta de operación AB. La ordenada de ese punto de intersección, nos

proporciona cuando la prolongamos hasta la curva de saturación las condiciones existentes en la interfase (punto J).

La pendiente de la nueva recta FJ mide la variación de la entalpía con la temperatura del aire en esa zona. Si consideramos que esta permanece constante para una pequeña altura de la torre podemos determinar las condiciones del agua en otro punto G próximo a F y determinar luego las condiciones del aire. Si seguimos este procedimiento obtenemos una curva con las condiciones del aire en diversos puntos de la torre, siendo las condiciones de salida del aire las marcadas por el punto en el que su valor de temperatura este por encima de la temperatura de entrada del agua.

10.3.5. PROCEDIMIENTO PARA LA OBTENCION DE LA ALTURA TEÓRICA DE LA COLUMNA

Para poder dimensionar correctamente una torre de refrigeración, es indispensable la ecuación característica del relleno.

Los fabricantes de relleno calculan de manera experimental estas ecuaciones para sus propios rellenos. Para ello montan la disposición del relleno con la que se va a ensayar una torre de refrigeración de pequeñas dimensiones dotadas de sensores de temperatura, medidores de caudal y otros instrumentos de medida. Dejando constantes ciertos parámetros y haciendo variar otros se calculan por integración numérica los sucesivos valores de KaV/L . Tras esto, se adapta una ecuación a los valores obtenidos llegando a una expresión que permite conocer el comportamiento del relleno ensayado dentro de una amplia gama de condiciones de funcionamiento, consiguiéndose la ecuación característica del relleno.

El factor KaV/L de un relleno depende de la relación de caudales agua-aire, de la geometría y la forma del relleno así como de la temperatura del agua caliente. Por ello, es prácticamente imposible encontrar bibliografía sobre las ecuaciones características de relleno utilizados actualmente.

10.3.5.1. ECUACIONES CARACTERÍSTICAS DEL RELLENO

La altura del relleno depende de las características del relleno y de la relación de flujo L/G de la torre de refrigeración, y se computa a través de la siguiente relación:

$$\frac{KaV}{L} = C \cdot H \cdot \left(\frac{L}{G}\right)^n$$

Donde:

C = Constante relacionada con el diseño de la torre de refrigeración o bien la intersección de la curva característica del relleno cuando $L/G=1$

m = Exponente relacionado con el diseño de la torre de refrigeración

El exponente n se encuentra en el rango de -0.35 a -1.1 aunque normalmente los valores suelen estar entre -0.55 y -0.65.

Aunque esta ecuación se viene utilizando desde hace tiempo como una buena aproximación, estudios más recientes han desarrollado ecuaciones que se ajustan a los resultados experimentales.

Así podemos definir una nueva relación de tal forma que:

$$\frac{KaV}{L} = C_1 \cdot H \cdot \left(\frac{L}{L_0}\right)^{n_1} \cdot \left(\frac{G}{G_0}\right)^{n_2} \cdot T_{hw}^{n_3}$$

Donde C_1, n_1, n_2, n_3 son coeficientes característicos del relleno que deben ser suministrados por los fabricantes. El resto de parámetros que aparecen:

H = Altura del relleno

L = Flujo de la corriente líquida por unidad de superficie transversal del relleno $Kg/m \cdot s$

L_0 = Flujo de la corriente líquida de referencia por unidad de superficie, 3,391 $Kg/m \cdot s$

G = Flujo de la corriente gaseosa por unidad de superficie transversal del relleno $Kg/m \cdot s$

G_0 = Flujo de la corriente gaseosa de referencia por unidad de superficie, 3,391 $Kg/m \cdot s$

T_{hw} = Corrección por efecto de la temperatura = $\frac{1.8 \cdot T_w + 32}{110}$

T_w = Temperatura de entrada del agua, $^{\circ}C$

Otra posibilidad es la estimación teórica del coeficiente global de transferencia de materia, K_L teniendo en cuenta la disposición espacial de los rellenos de tipo estructurado y utilizando correlaciones teóricas para el cálculo de los coeficientes de transferencia de materia y energía.

Si suponemos que el relleno de tipo estructural tiene una configuración similar a la que muestra la siguiente figura:



Fig. 10.19. Esquema del relleno de tipo estructural.

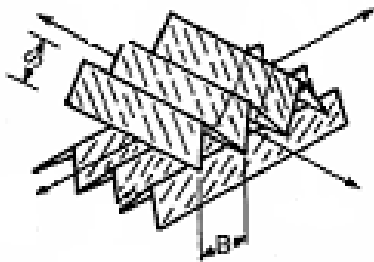


Fig. 10.20a. Esquema del relleno;

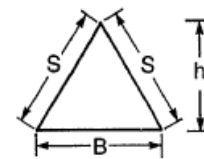


Fig.10.20b. Gráfico de los datos del relleno

Para calcular los coeficientes de transferencia definimos un diámetro hidráulico equivalente para el flujo de fluido, de forma que:

$$d_{\text{eq}} = \frac{4 \cdot A}{P} = B \cdot h \cdot \left(\frac{1}{B + 2S} + \frac{1}{2S} \right)$$

Donde A es el área de flujo, y P es el perímetro de mojado del canal. Para empaquetamientos hechos con capas sólidas el área de contacto entre las capas adyacentes representa una pérdida de área disponible.

El espesor de las capas produce una pequeña pero apreciable disminución del volumen disponible y en la fracción de vacío, de forma que este viene dado por:

$$\epsilon = 1 - \frac{4t}{d_{\text{eq}}}$$

t = espesor de capa.

En base a esto podemos definir el área de contacto por unidad de volumen como:

$$a_p = \frac{4 \epsilon}{d_{\text{eq}}}$$

La correlación que se usa supone que el líquido cae mediante percolación a lo largo de la superficie del material de empaquetamiento, poniéndose en contacto con la corriente de aire que asciende en sentido contrario, mediante flujo turbulento

$$Sh = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Sc^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3}$$

Aunque en la película de contacto el Reynolds no es mayor de 2100, se usa esta correlación. Desde el punto de vista de la fase acuosa, la situación es distinta ya que la velocidad de la fase es mucho más lenta con lo que tanto el Reynold como el Nusselt serán también muy pequeños. Para esta situación, la correlación que se usa es:

$$Nu = 2.0 + 0.5Re^{1/2}Pr^{1/3}$$

Recordemos que los números adimensionales a los que se hace referencia son:

$$Sc = \frac{\eta}{\rho D_{AB}}$$

| | | | |
|---------------------------------------|--|---|---|
| $Sc \rightarrow$ Número de Schmidt | $\eta \rightarrow$ viscosidad (Kg/ms) | $\rho \rightarrow$ densidad (Kg/m ³) | $D_{AB} \rightarrow$ difusividad (m ² /s) |
|---------------------------------------|--|---|---|

$$Sh = \frac{k d_p}{c D_{AB}}$$

| | | | |
|--|--|---|--|
| $Sh \rightarrow$ Número de Sherwood | $k \rightarrow$ Coeficiente de transferencia de masa (m/s) | $d_p \rightarrow$ diámetro equivalente, (m) | $c \rightarrow$ concentración molar, (mol/m ³) |
|--|--|---|--|

$$Pr = \frac{\eta c_p}{\lambda}$$

| | | |
|--------------------------|---|---|
| $Pr \rightarrow$ Prandtl | $c_p \rightarrow$ calor específico, (Kj/KgK) | $\lambda \rightarrow$ conductividad térmica, (J/msK) |
|--------------------------|---|---|

$$Nu == \frac{hd_p}{\lambda}$$

| | |
|------------------------------------|--|
| $Nu \rightarrow$ Número de Nusselt | $h \rightarrow$ coeficiente de transferencia de calor, J/m^2Ks |
|------------------------------------|--|

$$St_M == \frac{Sh}{Re \cdot Sc}$$

| | |
|---|---------------------------|
| $St_M \rightarrow$ Número de Stanton para transferencia de masa | $Re \rightarrow$ Reynolds |
|---|---------------------------|

$$St_H == \frac{Nu}{Re \cdot Sc}$$

| |
|--|
| $St_H \rightarrow$ Número de Stanton para transferencia de calor |
|--|

11. ESTUDIO DE UN CASO PRÁCTICO

A continuación se aplicarán los cálculos realizados a un caso real como el que se presenta. Se comprobará la influencia de la superficie disponible, en la zona habilitada para la instalación solar, en el rendimiento del sistema y en la cobertura solar que puede conseguirse según las distintas conexiones que se realicen entre los captadores solares. Habrá unas conexiones entre captadores que aprovecharán el espacio disponible más que otras, y ello influirá en la potencia calorífica que se pueda obtener, luego será un aspecto importante a tener en cuenta.

Además, se indicarán todos los modelos de equipos y accesorios del mercado que forman parte de la instalación. Los cálculos para obtener los requisitos de todos los elementos se encuentran en el apartado de Planos.

La instalación se dividirá en cuatro circuitos:

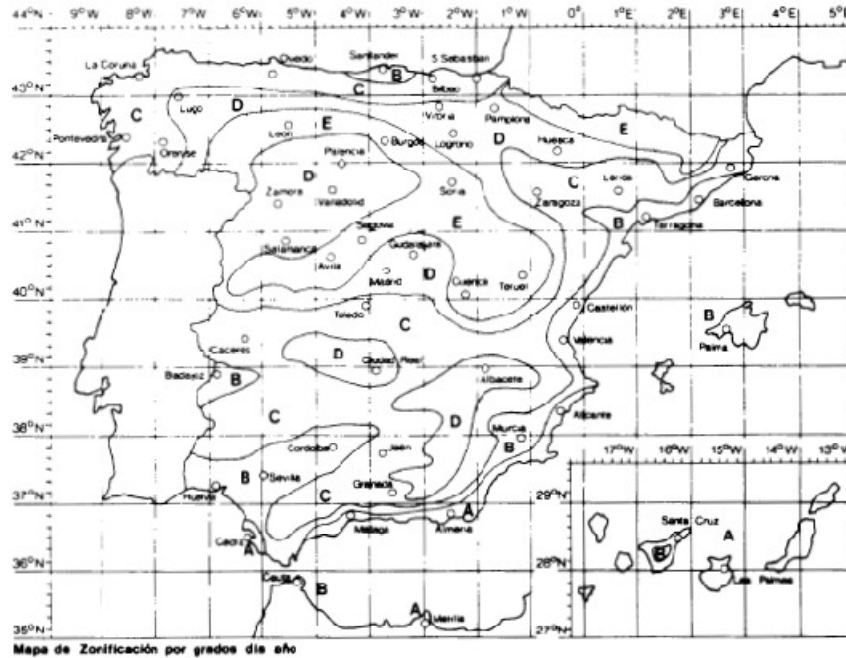
- Circuito 1º: comprende el subsistema de captación y la zona del intercambiador que recorre el fluido caloportador, y el subsistema hidráulico correspondiente.
- Circuito 2º: comprende el subsistema de acumulación y la zona del intercambiador que recorre el agua, y el subsistema hidráulico correspondiente.
- Circuito 3º: comprende el subsistema de acumulación y la máquina de absorción, además del subsistema hidráulico correspondiente.
- Circuito máquina de absorción-torre de refrigeración: comprende el circuito que recorre la máquina de absorción y la torre de refrigeración.

11.1. EMPLAZAMIENTO

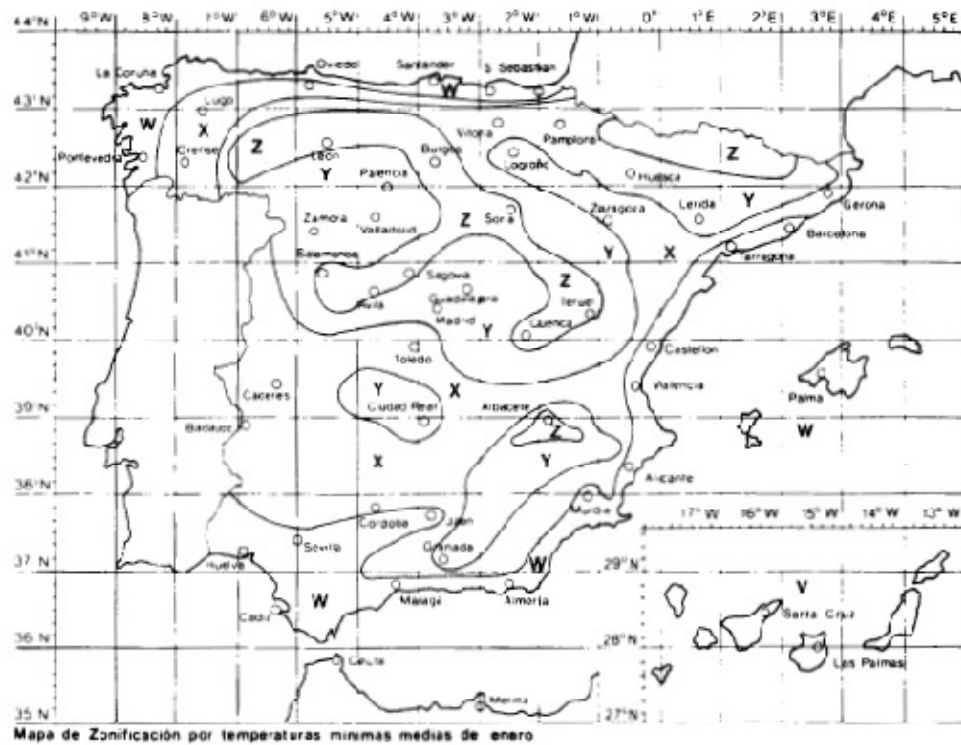
El estudio que se ha realizado se aplica en la Biblioteca del Campus de Puerto Real de la Universidad de Cádiz. A continuación se realiza una breve descripción de las instalaciones en cuestión.



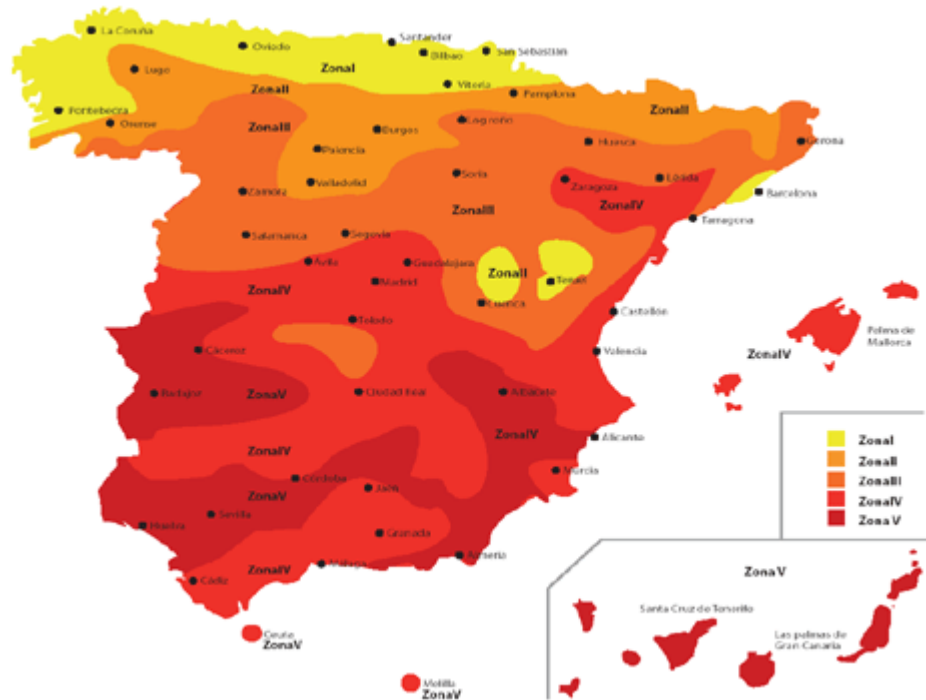
El edificio se encuentra situado en la localidad de Puerto Real, con una localización geográfica de latitud $36,5^{\circ}\text{N}$ y de longitud $6,4^{\circ}\text{W}$. Las zonas climáticas a las que corresponde esta localidad, son la A según el Mapa 1 del NBE.CT-79 y la W según el Mapa 2 del NBE.CT-79.



Mapa 1



Mapa 2



Otras condiciones relacionadas situación geográfica son la radiación máxima según la orientación:

- Norte: 63 W/m²
- Sur: 522 W/m²
- Este: 518 W/m²
- Oeste: 518 W/m²
- Horizontal: 786 W/m²

Con lo cual se comprueba que la radiación en la dirección sur es la mayor que se puede obtener.

11.2. DESCRIPCIÓN

El edificio consta de tres plantas y la planta de cubierta. Debido a la configuración del edificio en forma de "L", y por tanto, muy estrecho con respecto a lo largo del edificio, se vislumbra una dificultad en la disposición de los captadores solares en la planta de cubierta, pero esto se comentará más adelante.



Dos de las caras (orientación este y norte) del edificio poseen la pared casi totalmente acristalada para aprovechar la iluminación natural, aunque a su vez presenta un problema con las cargas térmicas, ya que una superficie acristalada demasiado amplia va en contra de los principios de la bioclimatización, al ser la conductividad térmica del vidrio muy alta y por tanto, las condiciones climatológicas externas influyen notablemente en el interior del habitáculo.

La otra cara del edificio (orientación sur), la que normalmente recibe los rayos del Sol, posee unas ventanas muy estrechas, con lo que mayor parte de la cara del edificio está construida con hormigón. Debido a esto,

La cara del edificio que se encuentra en la orientación oeste, apenas recibe rayos del Sol.



En la zona del edificio que se encuentra situada la superficie acristalada, hay un falso techo, que consiste en unas vigas de hormigón entrecruzadas unas con otras, con el fin de que los rayos del Sol no pasen directamente al interior del edificio. Estas vigas se han colocado en la parte más alta del edificio, por encima de la superficie acristalada y superando en altura el edificio en sí. Luego, a pesar de que la construcción de paredes a base de vidrio no es la mejor opción de cara a la climatización interna, con esta disposición de las vigas se reduce la exposición al Sol, y por tanto, tampoco calentará el interior del edificio apreciablemente.



El edificio dispone de la planta de cubierta, donde la gran parte de esta zona está libre de equipos y obras, lo que hace posible la instalación de un conjunto de captadores solares térmicos.

La superficie libre útil de la planta de cubierta del edificio es aproximadamente de 658 m², siendo la superficie total de 784 m², estando ocupados 126 m² por los equipos de climatización existentes en el edificio.

Descrito de una forma somera el edificio, se analizarán cuales son las necesidades energéticas del edificio mediante el estudio sobre cargas térmicas que se ilustra en el proyecto de la Biblioteca, realizado por arquitectos de una oficina técnica. Dicho proyecto divide los datos obtenidos según condiciones de verano y de invierno. Como el objeto de estudio es la climatización en verano, los datos ofrecidos en éste proyecto sobre cargas térmicas se referirán siempre a las condiciones de verano.

Los equipos presentes en la planta de cubierta y que se encargan del acondicionamiento de la mayor parte de los habitáculos de la Biblioteca son unas bombas de calor del tipo aire-aire del fabricante Trane. La potencia que indica el proyecto es superior a 64 kW de frío cada una, pero no se especifica cuál es exactamente, aunque deben de cubrir las necesidades energéticas del edificio. Hay que tener en cuenta que además de estas dos bombas de calor, se utilizan para el acondicionamiento del aire varios splits en los despachos, por lo cual toda la potencia frigorífica requerida no es ofrecida por las dos bombas de calor aire-aire necesariamente.

Según los planos del edificio de la Biblioteca, sus dimensiones son:

- Paredes exteriores: 34,96 metros y 35 metros
- Paredes interiores: 20,96 metros cada una
- Ancho: 14,04 metros y 14 metros
- 13,12 metros de altura

Con estos datos la planta del edificio queda representada en el Plano nº 1. Donde la zona cuadrículada es la superficie ocupada por los equipos de acondicionamiento de aire existente.

11.3. NECESIDADES FRIGORÍFICAS DE LA BIBLIOTECA

Según el estudio de cargas térmicas totales realizado en la Biblioteca, las necesidades de refrigeración son de 367 kW. Esto quiere decir que sería necesaria una máquina de refrigeración cuya potencia frigorífica fuera de 367 KW para mantener el edificio en unas condiciones de confort adecuadas.

Estas necesidades desglosadas para las distintas plantas del edificio son:

- Planta baja: 113,50 kW
- Planta primera: 129,76 kW
- Planta segunda: 124,08 Kw

Según el proyecto oficial de la Biblioteca, se utilizan unos splits que funcionan con independencia de las bombas de calor. La potencia frigorífica de cada uno de ellos es de 3 kW, encontrándose 5 unidades ubicadas en dos salas de la segunda planta, por tanto, la potencia total es de 15 kW. Ésta se resta a la potencia de 367 kW, con lo que la potencia frigorífica restante a generar por la instalación solar es 352 kW.

Por tanto, ya hay suficientes variables para poder elegir una máquina de absorción y los captadores solares térmicos que le suministrarán la energía.

Teniendo los datos de superficie disponible en la planta de cubierta y de potencia de refrigeración necesaria, y además, con los datos obtenidos del estudio realizado de superficie de captadores necesaria para cada modelo de máquina de absorción, se decide cuál es el caso óptimo.

11.4. ESTUDIO DE EQUIPOS Y ACCESORIOS

11.4.1. MÁQUINA DE ABSORCIÓN Y SUBSISTEMA DE CAPTACIÓN

La variable que determina los distintos equipos a elegir es la superficie disponible para colocar captadores solares en la planta de cubierta. Dependiendo de la superficie que se disponga, se podrá estimar que potencia frigorífica se obtendrá en la máquina de absorción.

Se realizan planos a escala para las conexiones posibles entre captadores para cada uno de los modelos seleccionados, como se vio en la teoría de captadores solares. Estas conexiones pueden ser de tres tipos:

- Captadores solares conectados en paralelo (P)
- Captadores solares conectados en serie-paralelo:
 - o Baterías de dos captadores solares en serie (SP2)
 - o Baterías de tres captadores solares en serie (SP3)

Los planos se encuentran en el capítulo de Planos, que abarcan desde el plano nº 2 hasta el plano nº 10.

Tras observar los resultados de los planos, la superficie bruta (m²) de captadores solares que se puede instalar en la planta de cubierta para cada uno de los modelos y para cada una de las configuraciones citadas, son:

| | SEIDO 10 | VITOSOL 200-F | AP-10 |
|------------|-----------------|----------------------|--------------|
| P | 201,6 | 220,8 | 163,28 |
| SP2 | 201,6 | 252,3 | 207,4 |
| SP3 | 194,4 | 220,8 | 197,82 |

A continuación se compararán las superficies disponibles para cada una de las configuraciones con las superficies requeridas por las máquinas de absorción. Para el cálculo de estas superficies, se han tenido en cuenta las distancias mínimas entre filas de captadores y entre las filas de captadores más exteriores y los bordes del edificio u obstáculos de altura considerable.

Las superficies brutas requeridas de captadores solares térmicos para los modelos de máquinas de absorción de Yazaki WFC-SC30 y Entropie Single Effect son:

| | | SEIDO 10 | | VITOSOL 200-F | | AP-10 | |
|----------------------|------------|-----------------|-----|----------------------|------|--------------|-----|
| WFC-SC30 | P | 667 | 707 | 825 | 1097 | 683 | 729 |
| | SP2 | 665 | 704 | 831 | 1124 | 683 | 729 |
| | SP3 | 665 | 703 | 831 | 1127 | 683 | 728 |
| SINGLE EFFECT | P | 889 | 942 | 1100 | 1462 | 911 | 972 |
| | SP2 | 887 | 939 | 1108 | 1498 | 910 | 971 |
| | SP3 | 886 | 938 | 1109 | 1502 | 910 | 971 |

Para cada configuración y captador solar aparecen dos valores de superficie, el menor es el correspondiente a la requerida para 80°C de entrada en el captador solar y 90°C de salida del captador solar, y el mayor se corresponde con la requerida para 85°C de entrada en el captador

solar y 100°C de salida del captador solar. Son respectivamente el valor menor y el valor mayor de superficies requeridas para cada configuración.

Debido a la dificultad de la comparación con los datos ofrecidos, se muestra a continuación una tabla resumen en la que se ilustra la relación entre la superficie disponible y la superficie requerida, con lo cual se simplifica la elección del modelo de captador y la configuración de estos. Para cada configuración de captadores y modelo de captador aparecen dos valores, que se corresponden de igual forma que en la tabla anterior, al valor menor y mayor de superficies requeridas para cada configuración. La tabla se muestra a continuación:

| | | SEIDO 10 | | VITOSOL 200-F | | AP-10 | |
|---------------|-----|----------|------|---------------|------|-------|------|
| WFC-SC30 | P | 0,30 | 0,29 | 0,27 | 0,20 | 0,28 | 0,26 |
| | SP2 | 0,30 | 0,29 | 0,30 | 0,22 | 0,30 | 0,28 |
| | SP3 | 0,29 | 0,28 | 0,27 | 0,20 | 0,29 | 0,27 |
| SINGLE EFFECT | P | 0,23 | 0,21 | 0,20 | 0,15 | 0,21 | 0,19 |
| | SP2 | 0,23 | 0,21 | 0,23 | 0,17 | 0,23 | 0,21 |
| | SP3 | 0,22 | 0,21 | 0,20 | 0,15 | 0,22 | 0,20 |

De las dos máquinas de absorción, tiene mayor superficie disponible para la planta de cubierta el modelo Yazaki. De todas formas no son ninguna de las dos una buena opción, ya que se observa que las fracciones de potencia que cubrirían serían muy bajas y las máquinas de absorción ni siquiera trabajarían a una carga parcial del 50%. Es evidente que no es conveniente usar estos modelos ya que sería rentable una inversión por unas máquinas de esas envergaduras para que ofrecieran, a lo sumo, una potencia frigorífica del 30% respecto de la potencia nominal en el caso concreto de Yazaki WFC-SC30.

Con un cálculo aproximado, ya que no es preciso pero si orientativo, la potencia frigorífica que podría ofrecer como máximo el modelo de Yazaki, siendo la potencia frigorífica que esta máquina puede ofrecer de 105 kW, si se multiplica por el porcentaje de carga al que podría operar:

$$105 \text{ kW} \times 0,30 = 31,5 \text{ kW de refrigeración}$$

El fabricante Yazaki posee otros modelos que operan con potencias nominales menores:

- Yazaki WFC-SC20: 70 kW de refrigeración
- Yazaki WFC-SC10: 35 kW de refrigeración

A la vista de lo expuesto, es posible que el modelo Yazaki WFC-SC10 cumpla con las necesidades de refrigeración operando con una carga próxima al 100%, lo cual es ideal, ya que se consigue obtener una potencia frigorífica cercana a la potencia nominal.

Para cada uno de los modelos de Yazaki existen dos modos de funcionamiento, en función del rango de operación del circuito de refrigeración:

- 31°C de entrada en la máquina de absorción y 35°C de salida, lo que provoca al generador que funcione con el siguiente rango de temperaturas: 88°C de entrada y 83°C de salida.
- 27°C de entrada en la máquina de absorción y 31°C de salida, lo que provoca al generador que funcione con el siguiente rango de temperaturas: 82°C de entrada y 77°C de salida.

Para conseguir la misma potencia frigorífica, es preferible operar con 27-31 en el circuito de refrigeración, ya que según el fabricante cuanto más baja sea la temperatura del agua de enfriamiento, mejor será el rendimiento. En este caso es conveniente ya que mientras menores sean las temperaturas a aportar, mejor rendimiento tendrá la instalación solar, por lo tanto, se requerirá una superficie de captadores necesaria menor.

Comprobando realizando el mismo procedimiento de cálculo que para los modelos de Yazaki y Entropie, se obtienen los siguientes resultados en cuanto a superficie requerida para el funcionamiento de la máquina de absorción Yazaki WFC-SC10:

| | | SEIDO 10 | | VITOSOL 200-F | | AP-10 | |
|----------|-----|----------|-----|---------------|-----|-------|-----|
| WFC-SC10 | P | 228 | 243 | 275 | 366 | 222 | 235 |
| | SP2 | 225 | 239 | 267 | 348 | 222 | 235 |
| | SP3 | 228 | 245 | 277 | 376 | 222 | 234 |

Lógicamente, al igual que anteriormente, debido a la dificultad de la comparación con los datos ofrecidos, se muestra a continuación una tabla resumen en la que se ilustra la relación entre la superficie disponible y la superficie requerida, con lo cual se simplifica la elección del modelo de captador y la configuración de estos:

| | | SEIDO 10 | | VITOSOL 200-F | | AP-10 | |
|----------|-----|----------|------|---------------|------|-------|------|
| WFC-SC10 | P | 0,88 | 0,83 | 0,80 | 0,60 | 0,85 | 0,80 |
| | SP2 | 0,90 | 0,84 | 0,94 | 0,73 | 0,93 | 0,88 |
| | SP3 | 0,85 | 0,79 | 0,80 | 0,59 | 0,89 | 0,85 |

Observando la tabla, se determina que para las configuraciones en paralelo y en serie-paralelo con baterías de tres captadores en serie, las fracciones en la mayoría de los casos, son inferiores con diferencia respecto a la configuración en serie-paralelo con dos captadores en serie, para los tres modelos Seido, Vitosol y AP.

Para ajustar más los datos para poder realizar una comparación se determina el punto medio entre el mínimo valor y el máximo valor para cada captador solar y para cada configuración de estos:

| | | SEIDO 10 | VITOSOL 200-F | AP-10 |
|----------|-----|----------|---------------|-------|
| WFC-SC10 | P | 0,85 | 0,70 | 0,82 |
| | SP2 | 0,87 | 0,84 | 0,91 |
| | SP3 | 0,82 | 0,70 | 0,87 |

Con estos resultados, se aclara que para cualquier rango de temperaturas que se elija entre 80°C y 85°C de entrada al captador solar y entre 90°C y 100°C de salida del captador solar, la configuración que ofrecerá la mayor proporción de superficie disponible-superficie requerida será la serie-paralelo con dos captadores por batería, siendo estos captadores del modelo AP-10.

Claramente, el modelo que se elige para la instalación solar es AP-10.

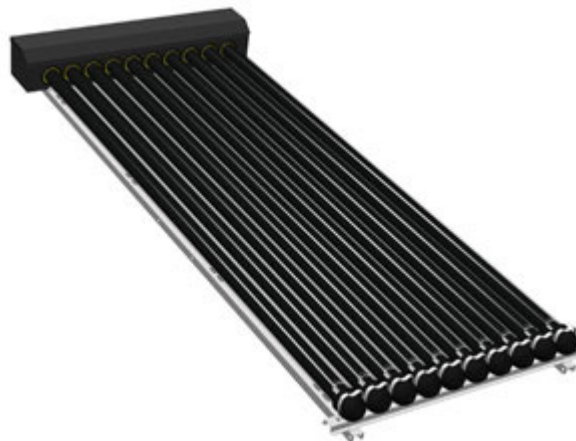
Comparando captadores planos y de tubo de vacío, se observa una aproximación, sobre todo a potencias de refrigeración bajas, en cuanto a la relación entre la superficie disponible y la superficie requerida. Se debe en gran parte a la alta relación que existe en el captador plano entre el área de bruta y el área de absorción, lo que hace que se aproveche en gran medida el espacio disponible en la parcela destinada a la instalación. Aún así, debido a los rendimientos tan altos de los tubos de vacío, en comparación con los captadores planos, los tubos de vacío son más eficientes. Aunque bien es verdad, que si se trabajara a temperaturas de operación más bajas, posiblemente el rendimiento global de los captadores planos se equipararía al de los tubos de vacío, y serían los óptimos a instalar debido a su menor coste económico y al mayor aprovechamiento en cuanto a superficie.

Como conclusión, se hace una pequeña descripción de los modelos elegidos tanto de máquina de absorción como de captador solar:

- Máquina de absorción: Yazaki, modelo WFC-SC10
 - Potencia calorífica necesaria en el generador: 50 kW
 - Potencia frigorífica aportada en el evaporador: 35 kW
 - Rango de temperaturas en el generador: 82 - 77°C
 - Rango de temperaturas en el circuito de refrigeración: 27 - 31°C



- Captador solar: Apricus Solar, modelo AP-10 (distribuidos por la empresa Salvador Escoda, S.A.)
 - Captación solar mediante tubos de vacío
 - Cesión de calor del absorbedor al fluido caloportador mediante Heat Pipe



La instalación de los captadores solares conlleva algunos aspectos a tener en cuenta para proceder a su ubicación en la zona habilitada para ello, a tener en cuenta:

- Separación entre captadores más exteriores y borde del edificio
- Separación entre filas de captadores
- Separación entre equipos existentes y captadores más exteriores
- Inclinación de los captadores

En cuanto a la separación entre las filas de captadores más cercanas al borde del edificio y el mismo borde del edificio, según bibliografía, la distancia mínima debe ser de 1,5 metros. Básicamente este requisito atiende a facilitar las labores de mantenimiento, para poder dejar una distancia de seguridad que no entrañe peligro al personal encargado de mantener las instalaciones.

La separación entre filas horizontales de captadores es de 60 centímetros, de forma que el personal pueda situarse en cualquier zona entre los captadores sin problemas, para realizar las maniobras que correspondan.

La separación entre filas verticales de captadores es de 1,037 metros, calculado en base a las exigencias del RITE. En este caso pueden dejar sin radiación solar unas filas de captadores a otras al actuar como obstáculos unos a otros produciéndose sombras, ya que se encuentran inclinados y por tanto deben cumplir una distancia mínima entre ellos para que las sombras no afecten a la recepción de los rayos solares en ningún momento del día.

El cálculo para los tres captadores solares se encuentra en el Anexo nº 3.

La separación entre los equipos existentes, los cuáles son las bombas de calor aire-aire existentes actualmente además de sus conductos encargados de circular el aire, y los captadores solares es distinta en función de la zona que consideremos:

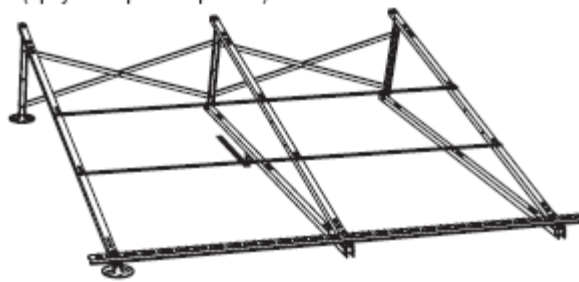
- Entre los equipos existentes y la primera fila vertical de captadores la distancia mínima debe ser de 2,598 metros, según el RITE. La distancia que hay realmente es de 4,15 metros, superando con creces la distancia requerida.
- Entre los equipos existentes y la primera fila horizontal de captadores, no hay exigencias por sombras, ya que éstas no afectan a este grupo de captadores, aunque sí debe de haber una distancia que haga posible las labores de mantenimiento, como mínimo que se superen los 1,5 metros referidos a la distancia al borde del edificio. La distancia realmente es de 1,88 metros, luego cumple con las exigencias.

Al ubicar los captadores solares en la superficie de la planta de cubierta con una configuración en serie-paralelo con dos captadores en serie por cada batería, la disposición de estos queda reflejada en el plano nº 13.

Los captadores se instalarán con una inclinación de 20° respecto al suelo que está dispuesto en posición horizontal. Se utilizarán unos soportes inclinados en apoyos con patas, especialmente diseñados por el fabricante para los captadores AP-10, y distribuidos por Salvador Escoda S.A. El cálculo y la construcción de la estructura y el sistema de fijación de captadores permitirán las necesarias dilataciones térmicas, sin transferir cargas que puedan afectar a la integridad de los captadores o al circuito hidráulico. Los puntos de sujeción de captadores y la propia estructura no arrojarán sombra sobre los captadores.

Las estructuras metálicas que soportarán a los captadores solares se colocarán sobre un solera continua de hormigón, mediante la fijación más adecuada de forma que la estructura no sea vea afectada por factores externos.

La inclinación de los captadores hace que la vista de la planta de los captadores tenga una longitud menor que la que realmente tienen. Al estar inclinados su longitud desde una vista superior es de 1,86 metros, siendo realmente 1,98 metros la longitud del captador solar.



Para el conexionado entre captadores solares, y de estos con el sistema de tuberías, el distribuidor Salvador Escoda S.A. facilita todos los complementos:

- Racord de conexión de compresión 22 x 22 (acoplamiento entre colectores)
- Racords para la conexión del colector a la instalación $\frac{3}{4}$ " x 22 mm

Además, se le incorporan unos accesorios al captador solar, tales como:

- Purgador con T de acoplamiento del distribuidor Salvador Escoda S.A. Se instalan para eliminar burbujas de aire que puedan permanecer dentro de la instalación después de la carga del fluido caloportador. Se ubican en la tubería de entrada al captador, en el punto más alto de sistema. El modelo es SO03511.
- Válvulas de corte: se utilizan para aislar la batería de captadores solares por causas de mantenimiento o de avería. En concreto es una válvula de esfera. Se ubican una en la tubería de entrada al captador y otra en la tubería de salida del captador.
- Válvula de seguridad: se utiliza para liberar presión del sistema en caso de que se sobrepasase el máximo permitido. Se distribuye también por Salvador Escoda S.A., el código de modelo es SO07222, el opera como máximo a una presión nominal de 6 bar. Es apta para una mezcla glicol-agua de hasta el 50% y la temperatura máxima de operación es 160°C. Se ubica en la tubería de salida del captador.

11.4.2. SUBSISTEMA DE ACUMULACIÓN

Se elige un acumulador de inercia de agua caliente por las ventajas del agua, ya que el agua no es para consumo humano y no es necesario que cumpla la normativa sobre agua potable. El material del que está compuesto el depósito es de acero vitrificado. La disposición elegida es en vertical, para operar con una estratificación de temperaturas óptima.

El acumulador posee en su interior tubos estratificadores, para favorecer la estratificación del agua según a la temperatura que se encuentre.

La elección del caudal y temperaturas a las que trabajará el fluido caloportador del circuito primario, depende del calor necesario en el circuito secundario y de la potencia del intercambiador de calor. Por ello, lo principal es describir las exigencias de la máquina de absorción, de los

acumuladores y del intercambiador de calor, para después imponer un rango de temperaturas y caudal en el circuito primario y en los captadores solares.

La máquina de absorción Yazaki WFC-SC10 trabaja en el generador con una temperatura de entrada 82°C y una temperatura de salida de 77°C. Para ello requiere un caudal de 2,4 L/s de agua a esas temperaturas, o lo que es lo mismo, 8.640 L/h.

En cuanto a la acumulación, se recomienda en alguna bibliografía realizar la acumulación de un volumen tal que la máquina de absorción funcionara, sin necesidad de aporte solar de los captadores solares térmicos, durante un día, es decir, 24 horas. Entonces el volumen de acumulación necesario sería de:

$$8.640 \text{ L/h} \times 10 \text{ h} = 86.400 \text{ L}$$

Esta cantidad sería exagerada, ya que aún encontrando acumuladores de 5.000 litros de capacidad, el número de acumuladores a instalar sería:

$$86.400 \text{ L} / (5.000 \text{ L/acumulador}) = 17,28 \text{ acumuladores}$$

Y si fueran acumuladores de 2.000 litros de capacidad:

$$86.400 \text{ L} / (2.000 \text{ L/acumulador}) = 43,2 \text{ acumuladores}$$

Es decir, harían falta 18 acumuladores si estos tuvieran una capacidad de 5.000 litros, y 44 acumuladores si estos tuvieran una capacidad de 2.000 litros, para lo cual ocuparían una superficie inmensa y no sería viable de ninguna forma.

Desde otro punto de vista, si el diámetro de cada acumulador fuera de 1,5 metros, el área ocupada por 18 acumuladores sería:

$$A = A_{\text{acumuladores}} \cdot 18 \text{ acumuladores}$$

$$A = \pi \cdot 0,75^2 \cdot 18 \text{ acumuladores} = 31,8 \text{ m}^2$$

En el caso de que fueran 44 acumuladores:

$$A = \pi \cdot 0,75^2 \cdot 44 \text{ acumuladores} = 71,7 \text{ m}^2$$

Luego, se acepta que una acumulación de agua caliente con un volumen igual al que se consume durante 24 horas ocuparía una superficie desorbitada.

Se confirma prácticamente la coincidencia entre los períodos de captación y el de consumo, en este caso el volumen específico del acumulador será de 35 a 50 litros por m² de captador solar, por lo tanto el volumen estará aproximadamente entre 7.245 (35x207) y 10.350 (50x207).

Como solución, en principio, se aceptará un volumen de acumulación correspondiente a una hora, es decir, el volumen que se almacenará en todo momento será de 8.640 litros. Si en algún momento hubiera problemas derivados de la nubosidad, se tendría un volumen de agua caliente

para que la máquina de absorción funcionara durante una hora con total autonomía sin recibir fluido caliente desde los captadores. Si aún así no fuera suficiente, la bomba de calor existente aportaría la potencia de los captadores solares no ofrecida. Lo más probable es que en la latitud que se encuentra el emplazamiento de la instalación y con la media de temperaturas presentes en los meses de estudio, no habrá apenas problemas en que no se reciba la radiación solar necesaria casi continuamente.

Resumiendo, el acumulador que se ha elegido es un acumulador vertical con estratificadores, de esta forma se puede conseguir una estratificación de las temperaturas del fluido óptima. El acumulador no posee intercambiador interno, ya que para grandes instalaciones se utiliza intercambiador externo.

El fabricante elegido que distribuye este equipo es Solvis, y el modelo es el SolvisStrato SR-1856, cuyas características principales son:

- Volumen nominal: 1.850 litros
- Pérdidas de calor: 4,52 W/K
- Altura con aislamiento: 2.810 mm
- Diámetro con aislamiento: 1.220 mm
- Material del depósito: St 37-2, exterior imprimado, interior sin recubrimiento
- Caudal máximo por lanza de estratificación: 2.000 L/h
- Caudal máximo por tubo estratificador (5 lanzas de estratificación): 10.000 L/h



Atendiendo a las características de este modelo, el número de acumuladores del que habrá que disponer es de:

$$8.640 \text{ L} / 1.850 \text{ (L/acumulador)} = 4,67 \text{ acumuladores} \approx 5 \text{ acumuladores}$$

A cada acumulador se le instalarán dos válvulas de corte, una en la entrada y otra en la salida del circuito secundario, y una en la entrada y otra en la salida del circuito terciario.

Cada acumulador estará dotado de un sensor de temperaturas, colocándose en la parte inferior de éste.

El aislamiento que posee es de espuma de poliuretano.

Esta cantidad de acumuladores se puede considerar normal, ya que no se trata de cantidades tan desorbitadas como las expuestas anteriormente.

La conexión entre acumuladores se realiza según la configuración en paralelo, debido a un bajo caudal en los acumuladores (1.728 L/h por acumulador, siendo el máximo admisible de 10.000 L/h) y siendo la más apropiada para la instalación de tubos estratificadores. El trazado de tuberías se coloca en retorno invertido, de esta forma no es necesaria la utilización de válvulas de equilibrado. Se puede observar en el plano nº 18.

Debido al volumen y peso de los acumuladores y la máquina de absorción, y de la necesidad de espacio para su colocación, se descarta la planta de cubierta tanto por la no disponibilidad de espacio físico después de colocar los captadores solares como por protegerlos y que no se desgasten por el efecto de estar situados a la intemperie. Por ello se construye un habitáculo fuera de la Biblioteca, pero pegado a la pared de la orientación este, en el que se colocarán todos los equipos necesarios.

Los equipos que se describen a continuación han sido calculados teniendo en cuenta su ubicación en la caseta y la diferencia de altura entre la planta de cubierta y la parte más baja del edificio. A continuación, en el apartado 4, se describirán en detalle sus características más relevantes.

Los cálculos de pérdidas de carga nocturnas se reflejan en el Anexo nº 4.

11.4.3. SUBSISTEMA DE INTERCAMBIO DE CALOR

Se utiliza un intercambiador de calor externo debido a que el acumulador no lo posee, ya que en instalaciones solares grandes nunca se usa intercambiador interno de serpentín.

En cuanto al tipo de intercambiador de calor, se opta por uno de placas, ya que en instalaciones solares es el más utilizado, debido a la reducción en las dimensiones del intercambiador con respecto a las dimensiones del intercambiador de carcasa y tubos.

La pérdida de carga es mayor en los de placas, pero se compensa con una mayor potencia en la bomba de circulación.

En la elección de éste habrá que tener en cuenta las temperaturas de entrada y salida del acumulador, y a su vez, de la máquina de absorción. Siendo las temperaturas requeridas en éste último de 82°C y 77°C, el acumulador deberá tener en su parte superior una temperatura de fluido de 83°C como mínimo, para compensar ciertas pérdidas imprevistas que se originaran en su llegada al generador. En la parte inferior se puede considerar que podría alcanzar hasta 78°C el fluido debido a pequeñas mezclas con zonas inmediatamente superiores en el acumulador.

Para comprobar que esta suposición es correcta, consultando el CTE HE-4, en el apartado 3.3.5.1.2 se dice que el caudal del fluido caloportador se determinará de acuerdo con las especificaciones del fabricante como consecuencia de su diseño, y en su defecto su valor estará comprendido entre 43 L/hm² y 72 L/hm².

Realizando algunos cálculos, se obtienen los valores de caudal específico para varias temperaturas de entrada y de salida. Se elige el caudal intermedio del intervalo que recomienda el CTE, es decir, 57 L/hm². A este valor de caudal específico le corresponde la temperatura de entrada al captador de 84°C. Como la temperatura de salida del intercambiador de fluido del circuito secundario será 83°C para compensar ciertas pérdidas de calor imprevistas, la temperatura de salida del intercambiador del fluido del circuito primario saldría a 83°C en un caso ideal, pero al no ser así, se supone que sale al menos a un grado más, es decir, 84°C. Por tanto el caudal específico idóneo es 57,25 L/hm².

La temperatura de entrada al captador solar que le corresponde es de 84°C, y si además se conoce el caudal específico, la temperatura de salida es 91°C. Se comprueba con las expresiones de intercambio de calor que la temperatura de entrada del captador se acondiciona al funcionamiento del intercambiador.

Con esto, el rango de trabajo del intercambiador queda más limitado. La temperatura de salida del intercambiador de fluido del circuito primario será como mínimo igual a la temperatura de entrada en el intercambiador de fluido del circuito secundario, pero suponiendo que será un caso demasiado ideal, se considera que la temperatura de salida del intercambiador de fluido del circuito primario será de un grado superior a la temperatura de entrada en el intercambiador de fluido del circuito secundario, es decir, la temperatura será de 84°C.

Por lo tanto, ya tan sólo queda conocer la temperatura de entrada en el intercambiador de fluido del circuito primario. Para ello realizando el cálculo de la potencia de calor transferido en el circuito secundario se halla la temperatura buscada.

La potencia de calor transferido en el circuito secundario es:

$$Q_{\text{CIRCUITO 2º}} = 48,9 \text{ kW}$$

Esta potencia será la potencia limitante, la que se intercambiará realmente en el intercambiador, y determinará el comportamiento en éste. La temperatura de entrada es:

$$T_{\text{ent}} = 90,79^{\circ}\text{C} \approx 91^{\circ}\text{C}$$

De acuerdo con los cálculos realizados anteriormente para obtener los requisitos de una máquina de absorción, y con el rango de temperaturas obtenido desde el intercambiador, el sistema elegido trabajará en los siguientes rangos:

- Temperatura de entrada a captadores: 84°C
- Temperatura de salida de captadores: 91°C
- Caudal total del sistema: 1,81 L/s ó 6.516 L/h
- Caudal por cada batería: 0,0383 L/s ó 137,88 L/h
- Caudal específico: $57,376 \text{ L/hm}^2$
- Superficie instalada: $105,6 \text{ m}^2$ (área de absorción) ó $207,24 \text{ m}^2$ (área bruta)
- Número de colectores: 132

Los cálculos de superficie necesaria de captadores AP-10 del modelo WFC-SC10 de Yazaki para estas condiciones, se encuentran reflejados en el Anexo nº 2.

Después de haber aclarado las condiciones en las que trabajará el sistema, tanto de temperaturas como de caudal, se puede proceder a la elección del intercambiador adecuado. De acuerdo con las necesidades planteadas, se ha elegido un fabricante con mucha experiencia en el campo de las instalaciones solares como Alfa Laval. Para su elección habrá que tener en cuenta aspectos como el caudal de circulación tanto en el circuito primario como en el circuito secundario, área de intercambio y materiales de construcción del intercambiador de forma que resista la presencia del propilenglicol.

Si se atiende a aspectos como la temperatura máxima de trabajo del intercambiador de calor, el caudal máximo de trabajo y los materiales de las placas y las juntas, la elección más adecuada es el modelo M3FM de Alfa Laval, cuyas características técnicas son:

- Bastidor: acero al carbono pintado con pintura epoxi.
- Placas: acero inoxidable AISI 316, titanio
- Superficie de transferencia por placa: $0,032 \text{ m}^2$
- Sistema de placas desmontables
- Máxima superficie de intercambio: $3,9 \text{ m}^2$
- Juntas: NBR Clip-on, EPDM Clip-on.
- Temperatura máxima de trabajo: 140°C
- Presión máxima de trabajo: 1.0 MPa ó 10 bar

- Caudal máximo de trabajo: 14 m³/h ó 14.000 L/h
- Coeficiente de transferencia de calor: 3.500 – 5.500 W/m²°C



La transferencia de calor máxima que se podría producir en el intercambiador sería la ideal, y sería aquella en el fluido frío saliera a la temperatura de entrada del fluido caliente:

$$Q_{\text{máx}} = 93,54 \text{ kW}$$

Por lo tanto, la eficiencia del intercambiador resulta ser:

$$E = 48,9 / 93,54 = 0,52 = 52 \%$$

Si suponemos que el coeficiente de transferencia de calor es el valor medio del rango permitido por el modelo M3FM, es decir, 4.500 W/m²°C, el área de intercambio es:

$$A = 1,56 \text{ m}^2$$

Se comprueba que no se supera la superficie máxima permitida del intercambiador.

Atendiendo la superficie de transferencia por placa, el número de placas que necesitará el intercambiador será de:

$$\text{Número de placas} = 1,56 / 0,032 = 48,75 \text{ placas} \approx 49 \text{ placas}$$

Los requisitos que deben cumplir los intercambiadores de calor según el RITE son:

- Para el caso de intercambiador independiente, la potencia mínima de diseño del intercambiador P , se determinará para las condiciones de trabajo en las horas centrales del día suponiendo una radiación solar de 615 W/m^2 y un rendimiento de la conversión de energía solar a calor del 71,76% cumpliéndose la condición:

$$P \geq 441,32 \cdot A$$

Siendo P la potencia mínima del intercambiador y A el área de captadores en función del área de absorción:

$$P \geq 46,60 \text{ kW}$$

La potencia que se calculó del intercambiador es de 48,90 kW que, por lo tanto, es mayor que la potencia mínima de 46,60 kW.

- La transferencia de calor del intercambiador de calor por unidad de área de captador no debería ser menor de $40 \text{ W/m}^2\text{C}$

Para las condiciones del estudio, se obtiene un valor de $66,47 \text{ W/m}^2\text{C}$. Se comprueba que la transferencia del intercambiador de calor por unidad de área de captador es mayor que la exigida de $40 \text{ W/m}^2\text{C}$.

En cada entrada y salida del intercambiador de calor se acopla una válvula de corte o de esfera, para poder aislarlo por tareas de mantenimiento o por avería.

Los cálculos se reflejan en el Anexo nº 5.

11.4.4. SUBSISTEMA HIDRÁULICO

Conocido el sistema de captación, el sistema de acumulación y el sistema de intercambio de calor, tan sólo resta conocer el sistema hidráulico.

11.4.4.1. TUBERÍAS

Las tuberías a utilizar serán de cobre tanto para el circuito primario como para el circuito secundario, ya que las temperaturas elevadas a las que se trabajará, requerirán de un material que soporte adecuadamente las condiciones de trabajo. Además, debido a los caudales con los que se trabajará, donde en algunas zonas del sistema serán elevados, se requerirá de un material con alta resistencia mecánica. Por último, se elige este material por ser el más económico.

Debido a que en momentos puntuales se pueden alcanzar temperaturas elevadas, incluso de 120°C, debido al estancamiento, se realizarán soldaduras fuertes entre las tuberías y si se uniera algún accesorio a la tubería por soldadura, se utilizaría también este tipo de soldadura. De todas formas, está totalmente prohibido el uso de soldadura blanda en instalaciones que trabajen con captadores de tubo de vacío.

El trazado de las tuberías se realiza siguiendo el sistema de retorno invertido, para procurar que las pérdidas de carga sean las mismas en todas las baterías presentes en la instalación, y así la transferencia de calor en los captadores se mantenga homogénea en cada uno de ellos. Éste trazado se ha realizado en el sistema de tuberías de retorno desde el intercambiador, ya que si se realizara en el sistema de tuberías de ida al intercambiador, el tramo se alargaría y podría favorecer la aparición de pérdidas de calor por las tuberías no deseadas.

Además, con esta configuración no es necesario el uso de válvulas de equilibrado en cada una de las baterías, lo cual acarrearía un aumento de costes significativo, ya que son accesorios caros.

Los tramos horizontales tendrán siempre una pendiente mínima del 1% en el sentido de la circulación.

La configuración del sistema de tuberías se ilustra en el plano nº 11.

Las baterías de captadores están compuestas por dos captadores en serie. En las baterías se produce la entrada de agua fría por uno de los lados de un captador y sale el agua caliente por el lado opuesto del otro captador. La separación entre los captadores será de 5 centímetros. Entre los dos captadores en serie hay un racord que hace de unión entre ellos.

En el plano nº 12 se puede observar el perfil y el frontal del captador AP-10 inclinado 20°.

El cálculo de los diámetros de las tuberías se hace en función de:

- caudal (m^3/s) que circula por el tramo en cuestión
- velocidad (m/s) a la que sea impulsado el fluido caloportador en el circuito primario, o agua en el circuito secundario

La velocidad elegida por cada tramo de tubería será inferior a 3 m/s, ya que el trazado se realiza por el exterior. Además, el dimensionado de las tuberías se realizará de forma que la pérdida de carga unitaria en tuberías nunca sea superior a 40 mm de columna de agua por metro lineal.

El diámetro calculado se contrastará con las tablas de diámetros y espesores de las tuberías de cobre según la norma UNE EN 1.057. La elección del diámetro de tubería se hará con el diámetro interior según la norma UNE inmediatamente superior al calculado que haya disponible.

Con el diámetro interior, se calcula la pérdida de carga para el caso de tuberías de cobre. Los cálculos se reflejan en el Anexo 6.

11.4.4.2. ACCESORIOS

En el sistema de tuberías se colocan una serie de accesorios los cuales se pueden localizar en el plano 12 y el plano 18:

- Purgador automático
- Válvulas de corte
- Válvula de retención
- Válvula de seguridad
- Válvula termostática
- Válvula de regulación
- Válvula de llenado y vaciado
- Codos de 90°
- Uniones en T sin reducción y con reducción de $\frac{1}{4}$
- Contracciones de $\frac{1}{2}$ y $\frac{3}{4}$
- Ensanchamientos de $\frac{1}{2}$ y $\frac{3}{4}$

11.4.4.3. PÉRDIDAS DE CARGA

Si la pérdida de carga unitaria es superior a 40 mm de columna de agua por metro lineal, se elegirá un diámetro interior mayor hasta que la pérdida de carga unitaria quede por debajo del máximo estipulado.

La longitud de tubería incluye tanto el tramo de tubería en cuestión como la longitud equivalente correspondiente a los accesorios que se encuentran incluidos en el tramo, y cuya pérdida de carga unitaria se considera como un tramo de tubería más, igual a la pérdida de carga que producirían los accesorios en cuestión.

Las pérdidas de carga que se producen en algunos equipos o accesorios especiales son:

- Intercambiador de calor:
 - o según el catálogo del distribuidor, la pérdida de carga en el circuito primario para el modelo M3FM de 43 placas para un caudal de 6.000 L/h es de 2,64 mca. Luego, al ser el caudal del circuito primario del estudio 6.516 L/h y el número de placas usadas 49, se tomará la pérdida de carga como 3 mca.
 - o Según el catálogo del distribuidor, la pérdida de carga en el circuito secundario para el mismo modelo que en el circuito primario, para un caudal también de 6.000 L/h es 2,33 mca. El caudal del circuito secundario del estudio es 8.640 L/h y el número de placas usadas 49, se tomará la pérdida de carga como 3,5 mca.
- Acumulador: según el fabricante no hay pérdida de carga apreciable en el interior del mismo.

- Máquina de absorción: según el fabricante la pérdida de carga en el circuito de agua caliente del generador es de 9 mca.

Las pérdidas de carga del circuito primario de la instalación pueden contemplarse en EL Anexo 6 y en los planos nº 14, 15 y 16 se observan los tramos numerados de las tuberías.

11.4.4.4. AISLAMIENTO

El aislamiento de las tuberías se selecciona según las exigencias del RITE (ITE 02.10):

- Para diámetros nominales menores de 35 mm y para temperatura del fluido comprendida entre 66 y 100°C, el espesor del aislamiento será de 20 mm.
 - o Si se encuentran en interior el espesor del aislamiento será de 20 mm
 - o Si se encuentran en el exterior, el espesor se incrementa en 10 mm. Luego el espesor total será de 30 mm
- Para diámetros nominales que se sitúen entre 35 y 60 mm y para temperatura del fluido de 66 a 100°C, el espesor del aislamiento será de 30 mm.
 - o Si se encuentran en interior el espesor del aislamiento será de 30 mm
 - o Si se encuentran en el exterior, el espesor se incrementa en 10 mm. Luego el espesor total será de 40 mm
- Para diámetros nominales que se sitúen entre 60 y 90 mm y para temperatura del fluido de 66 a 100°C, el espesor del aislamiento será de 30 mm.
 - o Si se encuentran en interior el espesor del aislamiento será de 30 mm
 - o Si se encuentran en el exterior, el espesor se incrementa en 10 mm. Luego el espesor total será de 40 mm

El material del que estarán fabricados los aislamientos para exteriores es de espuma elastomérica, para interiores es de lana mineral. La conductividad térmica del aislamiento es menor de 0,04 W/m°C.

El recubrimiento del aislamiento de exteriores es de aluminio.

11.4.4.5. SOPORTES DE TUBERÍAS

Los soportes para las tuberías se colocarán a una distancia entre unos y otros dependiendo del diámetro:

- Posición horizontal:
 - o DN 22: 1,4 metros

- DN 35: 1,7 metros
 - DN 42: 1,9 metros
 - DN 54: 2,1 metros
 - DN 66,7: 2,3 metros
- Posición vertical:
- DN 66,7: 2,3 metros (se ha elegido el DN de 64 mm por seguridad)

11.4.4.6. BOMBA DE CIRCULACIÓN

Con todas las pérdidas de carga calculadas para cada uno de los tramos existentes, se localiza el ramal, desde que sale del intercambiador hasta que entra en éste, que produce la mayor pérdida de carga. Se realiza tanto para el circuito primario como para el circuito secundario y terciario. Con el valor de pérdida de carga que se obtiene, se calcula la potencia de la bomba que se utilizará para impulsar el fluido a lo largo de las tuberías, venciendo las pérdidas de carga existentes y manteniendo un flujo constante a lo largo de todo el recorrido del fluido por cada uno de los ramales.

El fabricante de bombas hidráulicas elegido ha sido Wilo, por su alta experiencia en el sector y distribución de bombas de circulación con gran potencia y para una altura manométrica considerable. En vista de las curvas de funcionamiento de la bomba:

- Circuito primario: se ha elegido el modelo Wilo IL-E 65/6-24. Según los datos de la instalación el rango de operación que ofrece es:

Potencia absorbida por el líquido: 2,90 kW

Estos resultados son ofrecidos por el fabricante, de forma que introduciendo el caudal aproximado y la pérdida de carga, ofrece este dato para la elección de la bomba hidráulica.



Otras características de este modelo son:

- Número de velocidades: 3

- Altura máxima: 24 metros
- Presión de trabajo máxima: 16 bar

Para el circuito secundario y terciario se utilizarán las bombas del fabricante Grundfos, el cual tiene mucha experiencia en el sector, aunque ofrece bombas de circulación con una potencia menor a las de Wilo:

- Circuito secundario: se ha elegido el modelo UPS 50-60/2 F. Según los datos de la instalación el rango de operación que ofrece es, según el fabricante:

Potencia absorbida por el líquido: 322 W

Rendimiento: 32,4 %



Otras características de este modelo son:

- Número de velocidades: 3
 - Altura máxima: 6 metros
 - Presión de trabajo máxima: 10 bar
 - Rango de temperatura del líquido: -10°C hasta 120°C
 - Potencia de entrada de la velocidad 2: 380 W
- Circuito terciario: se ha elegido el modelo UPS 50-180 F. Según los datos de la instalación el rango de operación que ofrece es, según el fabricante:

Potencia absorbida por el líquido: 592 W

Rendimiento: 41,3 %



Otras características de este modelo son:

- Número de velocidades: 3
 - Altura máxima: 18 metros
 - Presión de trabajo máxima: 10 bar
 - Rango de temperatura del líquido: -10°C hasta 120°C
 - Potencia de entrada de la velocidad 1: 760 W
- Circuito máquina de absorción-torre de refrigeración: se ha elegido el modelo Wilo IL-E 65/6-24. Según los datos de la instalación el rango de operación que ofrece es, según el fabricante:

Potencia absorbida por el líquido: 3,25 kW



Otras características de este modelo son:

- Número de velocidades: 3

- Altura máxima: 24 metros
- Presión de trabajo máxima: 16 bar

Las cuatro bombas se instalarán por duplicado en paralelo, según exige el RITE. De forma que si una bomba del circuito falla o hay que realizar el mantenimiento de la misma, siempre se pueda utilizar la que esté colocada en paralelo para que no sea necesario que la instalación se detenga en caso de que ocurra alguna de estos imprevistos. Cada bomba se podrá aislar del resto de la instalación mediante válvulas de corte dispuestas en la entrada y en la salida de ésta por si hubiera que manipular alguna de las ellas. Además, se instala una válvula de retención en la impulsión de la bomba, para que no se produzca retorno de fluido hacia la bomba de forma que pueda producirle averías. Se coloca también una válvula de regulación en la impulsión de la bomba, para regular el caudal de la bomba.

En el plano nº 19 se puede ver en detalle los accesorios que acompañan a la bomba y las dos bombas en paralelo que se mencionaba antes.

Los cálculos se reflejan en el Anexo nº 7.

11.4.4.7. VASO DE EXPANSIÓN

El volumen del vaso de expansión según las condiciones del sistema es de 92,79 litros. El fabricante elegido para el suministro de éste es Salvador Escoda, y el modelo que se suministrará será el 100 SMR-P, que posee un volumen de 100 litros, es decir, el inmediatamente superior al volumen calculado.



Algunas características de este equipo son:

- Membrana intercambiable
- Temperatura máxima: 130°C
- Apto para el uso de hasta 50% de anticongelante en la mezcla

El vaso de expansión se unirá a la línea del circuito primario mediante una válvula de corte para aislarlo en caso de mantenimiento o avería. Se ubica en la aspiración de la bomba para no dañar la membrana que se encuentra en su interior.

Los cálculos se reflejan en el Anexo nº 9.

11.4.4.8. SISTEMA DE CONTROL

El modelo elegido es el RD-MU del distribuidor Salvador Escoda S.A.

La bomba de circulación del circuito primario se activa cuando detecta una diferencia de temperaturas de 8°C, por defecto, entre la parte superior de los captadores y la parte inferior de los acumuladores.

El controlador posee dos alarmas:

- Si la sonda de temperatura de captación excede de 140°C se activa la alarma.
- Si la sonda del acumulador excede de 90°C se activa la alarma.

En este caso, aunque la diferencia sea mayor de 8°C, la bomba de circulación se parará con el fin de evitar deterioros tanto en el acumulador como en los captadores.

En cuanto a la protección frente a heladas, cuando la sonda de captación detecta 5°C en el ambiente, la centralita pone en funcionamiento la bomba de circulación.

Los sensores utilizados son del tipo inmersión, siguiendo las recomendaciones de la bibliografía consultada.

11.4.5. TORRE DE REFRIGERACIÓN

Dentro de las instalaciones de refrigeración por energía solar térmica, la torre de refrigeración constituye un equipo de apoyo necesario para el correcto funcionamiento de la instalación. Además la temperatura de entrada del agua de refrigeración es una variable que nos permite, en caso de que tengamos problemas para suministrar la energía en condiciones nominales de temperatura, ajustar los requerimientos de temperatura de la máquina de absorción a nuestras necesidades.

La potencia calorífica nominal a disipar, normalmente por la torre de enfriamiento, para cada uno de los modelos es la que se indica en la tabla siguiente,

| Modelos | Calor a disipar en kW |
|-----------------|-----------------------|
| WFC SC10 | 85,4 |
| WFC SC20 | 171,0 |
| WFC SC30 | 256,0 |

Se recomienda dimensionar y seleccionar la torre de acuerdo a los siguientes criterios:

1. Informarse con rigurosidad sobre el valor más probable y frecuente de la temperatura húmeda del lugar donde debe instalarse la torre y hacer el estudio y selección del equipo en base a el
2. Tener presente que la temperatura máxima de entrada del agua de refrigeración no debe superar en ningún caso los 31°C.
3. Dejar un margen de potencia suficiente para cubrir el ensuciamiento del relleno y del circuito a lo largo del tiempo. Se aconseja seleccionar la torre para una potencia superior al menos en un 15% respecto a la potencia necesaria.

De todas las tecnologías existentes en torres de refrigeración, la que mantiene una mejor relación coste-rendimiento para este tipo de instalaciones son las torres de refrigeración por circuito abierto. Dentro de éstas optamos por las de flujo contracorriente, que son los modelos de mayor difusión para estas aplicaciones y de las que tenemos una mayor información.

De todos los proveedores encontrados y con información suficiente, dos son los que ofrecen una mayor variedad y gama de potencias, además de que utilizan rellenos con una gran superficie de contacto y tratamiento antilegionella. Estos proveedores son TEVA y SULZER, de los cuales hemos comprobado en el estudio teórico que son los que proporcionan un mayor área de contacto aire-agua

El modelo de máquina de absorción elegida, Yazaki de 35Kw, tiene unas necesidades de refrigeración de 85.4 Kw, con un caudal en torno a 5.1 Kg/s en condiciones nominales de funcionamiento. Nosotros vamos a introducir un factor de seguridad de un 25%, por variaciones que se puedan producir en el funcionamiento real de la instalación, con lo que la potencia sería 106.75 KW. Según esto, los modelos a considerar serían

- Teva
 - TVA 010 113 KW
 - Potencia: 113 Kw
 - Área: 0.8281 m²
 - TVA 012
 - Potencia: 127 KW
 - Área: 0.8281 m²
- SULZER
 - EWK 064
 - Potencia :103 KW
 - Área: 0.3715 m²
 - EWK 100
 - Potencia:174 KW
 - Área de paso: 1.040 m²

Otro criterio que va a limitar la selección de la torre de refrigeración es el caudal de aire. Como valor de diseño óptimo vamos a considerar que la relación $L/G=1.5$, valor que está bastante por debajo del mínimo teórico calculado para nuestras condiciones de operación, que recordemos en todos los casos estaba por encima de 2. Todos estos datos se encuentran en el Anexo de Cálculos.

Para un caudal de refrigeración de 5.1 Kg/s,

$$\bullet \frac{L}{G} = 1.5 \Rightarrow G = 3.4 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \xrightarrow{\rho_{\text{aire}}=1.18 \text{ Kg/m}^3} G = 2.881 \text{ m}^3/\text{s}$$

Si aplicamos esta condición de caudal a las torres seleccionadas, vamos a poder calcular la velocidad de paso del aire a través de la torre de refrigeración. La teoría nos dice que el rango normal de operación para una torre de refrigeración tiene que ir de 1.8 a 3.5 m/s, así que vamos a comprobar cual sería la velocidad del modo de operación seleccionado para cada una de las torres:

- Teva

- TVA 010/012 113 KW

- Área: 0.8281 m²

- Velocidad

$$v = 2.881 \text{ m}^3/\text{s} / 0.8281 \text{ m}^2 =$$

3.48 m/s

- SULZER

- EWK 064

- Área: 0.3715 m²

- Velocidad

$$v = 2.881 \text{ m}^3/\text{s} / 0.3715 \text{ m}^2 =$$

7.75 m/s

- EWK 100

- Área de paso: 1.040 m²

- Velocidad

$$v = 2.881 \text{ m}^3/\text{s} / 1.040 \text{ m}^2 =$$

2.77 m/s

Si en vez de este criterio aplicamos el de limitar la velocidad de paso del aire a 2m/s, el resultado sería:

- Teva

- TVA 010/012 113 KW

- Área: 0.8281 m²

- Caudal de aire

$$G = \frac{2\text{m}}{\text{s}} \cdot 0.8281 \text{ m}^2 = 1.6562 \text{ m}^3/\text{s}$$

- SULZER
 - EWK 064
 - Área: 0.3715 m²
 - Caudal de aire
$$G = \frac{2m}{s} \cdot 0.3715 m^2 = 0.743 m^3/s$$
 - EWK 100
 - Área de paso: 1.040 m²
 - Velocidad
 - $G = \frac{2m}{s} \cdot 1.040 m^2 = 2. \frac{m^3}{s}$

De todas las torres estudiadas, seleccionamos el modelo TEVA 012, ya que aunque estamos cerca del límite superior de velocidad recomendado, siempre se puede aumentar la relación L/G mientras nos mantengamos por debajo de los límites teóricos calculados en el estudio teórico, así como hay que considerar que hemos introducido un factor de un 25% de potencia necesaria, lo que hace que cumplamos las necesidades de nuestra instalación.

11.5. EDIFICIO AUXILIAR

Descritos los equipos que se colocarán, se conoce de qué espacio se ha de disponer.

Al colocar el sistema de captadores solares en la planta de cubierta no queda espacio para ninguna zona libre para colocar los equipos necesarios.

Otro impedimento a la hora de colocar equipos en la planta de cubierta es el número de acumuladores de agua caliente que se utilizan. Son 5 acumuladores con un gran volumen cada uno de ellos, y posiblemente su ubicación en la cubierta, pusiera en peligro la estructura correspondiente a esa zona por superar la máxima carga permisible. No se ha hecho el estudio ya que físicamente es imposible colocarlos en la cubierta, pero seguramente esta zona no está habilitada para soportar un peso de esas dimensiones.

La solución es construir un habitáculo que albergue los acumuladores, intercambiador de calor, bombas hidráulicas, vaso de expansión, principalmente. Con ello además se protegen los equipos de las condiciones climáticas.

Se puede ver representado en los planos 17 y 18, tanto la situación del edificio auxiliar como los equipos que se hallan en su interior.

El edificio auxiliar se coloca junto a la pared de la cara este, por cierto, zona en la quedaría oculta ya que no se vería apenas, con lo que no afectaría a la estética de la Biblioteca.

El único inconveniente que se puede observar, es la subida y bajada de las tuberías del circuito primario a desde la zona superior del edificio hasta la zona más baja, que es de 13,12 metros. En cuanto a pérdidas de carga no debería verse demasiado afectado, ya que con el aislamiento adecuado las pérdidas serán insignificantes. En cuanto a longitud de tubería se

encarecerá algo más, pero no es opción que descarte esta configuración, ya que en relación con el presupuesto general, el porcentaje de encarecimiento no será elevado. La impulsión del fluido en el tramo ascendente no es un problema ya que en la bomba del circuito primario se ha tenido en cuenta esta altura.

Las dimensiones que tiene son:

- Ancho: 6,5 metros
- Alto: 4 metros
- Largo: 14,5 metros

Los acumuladores se colocarán en línea, ya que es la configuración óptima para el trazado del sistema de tuberías, tanto secundario como terciario, por ello se construye con una gran longitud.

La altura se ha decidido en función de la altura de los acumuladores que son los equipos con más altura que se ubicarán. La altura de estos es de 2,80 metros, por lo que se construirá con 4 metros de altura para que haya un metro de margen para posibles maniobras de mantenimiento o instalación.

La puerta también tiene unas dimensiones acordes con los equipos a instalar, teniendo una longitud en apertura total de 3 metros, con lo que las maniobras que haya que realizar con los acumuladores se pueden realizar con holgura.

Además, queda una zona libre en la que se puede instalar algún otro equipo en el caso de que fuera necesario para el funcionamiento de la instalación.

12. MÉTODOS DE CÁLCULO Y PROGRAMAS DE SIMULACIÓN:

12.1. INTRODUCCIÓN

En la actualidad con anterioridad a la instalación de un sistema solar térmico normalmente se emplea algún método de cálculo y/o programa de simulación que al menos estime los aportes energéticos de la instalación. Este tipo de herramientas se emplean con frecuencia en la fase de dimensionado debido a que permiten determinar de forma relativamente rápida y cómoda el comportamiento energético de una instalación.

Los programas más simples no requieren grandes conocimientos sobre el funcionamiento de las instalaciones solares por parte del usuario y, por lo general, aportan resultados adecuados para el nivel de detalle requerido y los datos de entrada aportados al programa.

La calidad de los resultados obtenidos en un programa de simulación depende fundamentalmente de la fiabilidad del método empleado y de los datos de entrada suministrados. Con objeto de minimizar errores algunos programas de simulación integran controles de admisibilidad que evitan la utilización de datos de entrada incorrectos.

El cálculo de la producción energética, viabilidad económica y ahorro de emisiones contaminantes (CO₂, etc....) muestran algunas de las características de la instalación solar. Algunos programas disponen de herramientas gráficas que permiten representar el trazado básico de la instalación, mostrar los valores de entrada y los resultados obtenidos en forma de informe, etc....

12.2. BREVE DESCRIPCIÓN DE LOS PROGRAMAS DE SIMULACIÓN:

12.2.1. PROGRAMAS DE SIMULACIÓN

Se diferencia entre programas no modulares y modulares. En ambos casos se simula el comportamiento de una instalación a partir de los modelos matemáticos establecidos para cada componente. Estos programas permiten realizar evaluaciones en diferentes periodos de tiempo mediante la resolución de las ecuaciones características de los distintos componentes de una instalación solar.

Los programas *no modulares* disponen de una librería que contiene configuraciones predeterminadas de instalaciones solares térmicas para que el usuario pueda seleccionar la configuración que mejor se adapte a cada caso e introducir los parámetros requeridos. No se puede variar la configuración de la instalación ni ampliar la librería disponible con nuevas configuraciones.

Los programas *modulares* permiten la posibilidad de realizar análisis dinámicos y, debido a su elevada flexibilidad, simular prácticamente cualquier tipo de configuración y condiciones de operación, aunque no son de fácil utilización.

12.2.1.1. T*SOL

Actualmente se encuentra a disponible la versión 4.0 para profesionales, en esta versión se puede realizar la simulación prácticamente en cualquier periodo de tiempo y, durante la misma, se puede visualizar la evolución de las temperaturas mediante un display. Los resultados aportados se pueden mostrar en tablas o en graficas para periodos de tiempo de hasta una hora. Al tener la capacidad de importar y exportar datos permite realizar simulaciones con datos medidos o procedentes de diversas fuentes.

Entre las ventajas de la importación de datos destaca la posibilidad de realizar simulaciones con datos previamente medidos en una instalación y, a partir de los resultados reales obtenidos de la instalación y su comparación con los aportados en la simulación, validar el correspondiente modelo de simulación. Además de las librerías de captadores y de datos climáticos de las localidades, también incorpora librerías con distintas configuraciones de acumuladores y de sistemas de energía de apoyo.

T*SOL 4.0 no permite que el usuario genere nuevas configuraciones aunque, bajo pedido, existe la oportunidad de producir sistemas particulares específicos y adaptados al producto.

Presenta la posibilidad de simular instalaciones destinadas a satisfacer la demanda energética de calefacción y, mediante la adquisición de un modulo adicional, también se puede simular el comportamiento de piscinas. Permite la simulación de aplicaciones mixtas: agua caliente sanitaria, calefacción y/o calentamiento del vaso de la piscina.

12.2.1.2. POLYSUN

Es un programa de simulación no modular de instalaciones solares térmicas de producción de agua caliente sanitaria que realiza una simulación “paso a paso” durante un periodo de 1 año. Contiene una extensa base de datos meteorológicos, disponibles en distribución horaria, y permite además que el usuario introduzca una base de datos personalizada. Presenta los resultados de manera extendida en forma de tabla y en formato resumido en un informe con valores medios anuales.

La versión 3.3 dispone de once configuraciones posibles de instalaciones y, presenta la opción de realizar pequeñas modificaciones en estas configuraciones mediante la eliminación de ciertos elementos preestablecidos.

El usuario puede elegir el perfil de consumo diario de agua caliente sanitaria entre 4 perfiles tipo e incluso definir los periodos en los que este consumo es nulo, también permite definir de forma individual la conexiones de entrada y salida de los acumuladores así como el sistema de energía de apoyo y la situación de los sensores de temperatura. El usuario puede también especificar las horas de funcionamiento del sistema de energía auxiliar y de la bomba del circuito de recirculación.

El consumo energético de la bomba de circulación se puede definir en tanto por ciento, al igual que el contenido de anticongelante en el fluido de trabajo.

Un modulo adicional de la versión 3.3 permite disponer de información de carácter medioambiental ya que calcula el ahorro de emisiones de 8 de las gases responsables del efecto invernadero.

Realiza análisis económicos de forma rápida y simple, permitiendo introducir en cada caso los precios energéticos, tasas de interés, etc. Este programa está dirigido a empresas instaladoras, ingenierías, centros de formación,...

12.2.1.3. TRNSYS

Programa de simulación en régimen transitorio absolutamente modular que, está enfocado a los sistemas de energía solar, aunque también permite modelar y simular cualquier tipo de instalación energética. Calcula la evolución de la instalación de tiempo tan pequeños como se desee.

Esta naturaleza modular proporciona al programa una gran flexibilidad y facilita la adición de modelos matemáticos no incluidos en la librería estándar. TRNSYS se adapta bien al análisis de sistemas cuyo comportamiento depende del paso del tiempo, como los sistemas térmicos en general y sistemas de energía solar en particular.

El programa TRNSYS ha sido desarrollado en el Solar Energy Laboratory (SEL) de la Universidad de Wisconsin-Madison. Desde la primera aparición del programa en 1975, han aparecido multitud de nuevas versiones hasta llegar a la versión 15 que es con la que se ha trabajado para la elaboración del proyecto.

Dispone de una extensa base de datos climáticos de EE.UU. aunque el usuario tiene total libertad para usar sus propios datos climáticos. Se caracteriza por su flexibilidad y la gran cantidad de componentes y sistemas predefinidos incluidos en su librería, además de permitir incorporar nuevos modelos.

El usuario dispone de una interfaz gráfica que permite conectar entre si los distintos componentes de la instalación mediante una serie de variables de entrada y de salida, aspecto que le hace ser muy versátil. Presenta la posibilidad de utilizar otros programas.

El principal inconveniente que presenta es su complejidad, siendo necesario un alto grado de formación en modelos de simulación, en los componentes de las instalaciones solares y en el funcionamiento de las mismas. Estos conocimientos son necesarios para construir los modelos, realizar las simulaciones e interpretar los diferentes resultados generados.

TRNSYS es utilizado normalmente por ingenierías especializadas en simulación de edificios y sistemas, centros dedicados a I+D, universidades, etc.

12.3. OBJETIVOS DEL PROCESO DE SIMULACIÓN

Durante el presente capítulo se simula utilizando el programa TRNSYS, los subsistemas que forman parte de la instalación de producción de frío mediante energía solar desarrollada en el presente proyecto. El objetivo de la simulación es caracterizar el comportamiento de los

distintos subsistemas estudiados así como el contrastar los valores característicos de los parámetros definidos con anterioridad en cada uno de ellos. Nos permitirá además, seleccionar las condiciones más óptimas de funcionamiento y comprobar la evolución del sistema durante un periodo de tiempo determinado.

La metodología seguida para realizar la simulación es la de simular inicialmente distintos tipos de instalaciones y seleccionar aquel que presente unos mejores resultados para unas condiciones fijas. Una vez tenemos el tipo de instalación, simulamos los aspectos claves de la misma, como son:

- **Modelos de captadores**
 - AP-10
 - SEIDO 10
- **Distribución del campo de captadores**
 - Paralelo
 - Serie 2 captadores
 - Serie 3 Captadores
- **Modelo de máquina de absorción**
 - Yazaki 35 KW

El objetivo final es obtener resultados comparativos de las distintas configuraciones que nos permitan tomar una decisión sobre cuál es el sistema óptimo según nuestras condiciones de partida, así como poder comprobar cómo afectan a la potencia de frío final producida, las variaciones en las variables de entrada más características del sistema.

12.4. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE SIMULACIÓN

12.4.1. FICHERO METEOROLÓGICO

La base de la simulación es la obtención de un fichero meteorológico que nos proporciona los datos que necesitamos sobre temperatura, situación y radiación solar de

nuestra localización. Para ello hacemos uso del programa meteorológico que hemos comentado en secciones anteriores, que nos devuelve un archivo procesable por TRNSYS.

El fichero meteorológico suministrado tiene los siguientes datos:

- MES
- Día
- Hora
- Temperatura seca
- Temperatura de cielo
- Radiación horizontal directa
- Radiación horizontal difusa
- Humedad absoluta
- Humedad relativa
- Velocidad del viento
- Dirección del viento
- Ángulo acimutal solar
- Ángulo cenital solar

Estos datos se han generado en un archivo de extensión *.tmy2, el cual será procesado por la rutina específica de TRNSYS para este tipo de archivos.

12.4.2. SUBRUTINAS UTILIZADAS

- Type109Tmy2: Procesador de datos meteorológicos de tipo *.Tmy2
- Type 71: Captador solar de tubo de vacío evacuado
- Type3: Bomba de impulsión
- Type5: Intercambiador de calor
- Type4a: Depósito acumulador estratificado
- Type107: Equipo de refrigeración por absorción
- Type51a: Torre de refrigeración
- Type33e: Diagrama psicométrico
- Type57: Cambio de unidades
- Type25: Representación y exportación de resultados
- Type55: Integración periódica de datos
- Equation: Elemento que se utiliza para el procesado temporal de datos

Ahora pasamos a describir la función de cada una de estas rutinas dentro del esquema de simulación así como los parámetros, entradas y salidas de cada una de ellas.

12.4.2.1.

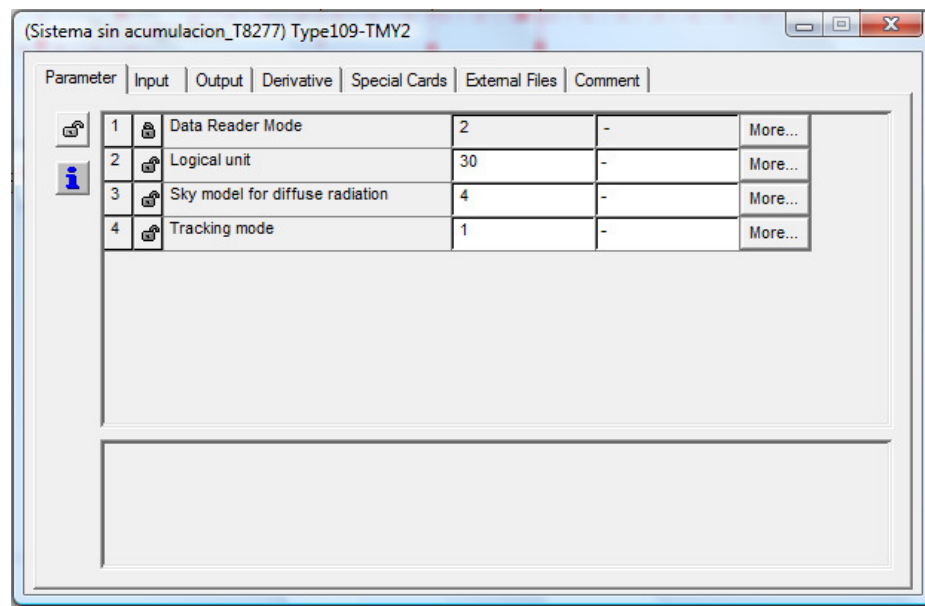


Type109-TMY2

Este componente tiene como principal función el obtener datos meteorológicos en intervalos regulares de tiempo de un archivo fuente, convirtiéndolo en el deseado sistema de unidades y procesando los datos de radiación para obtener la radiación incidente y el ángulo de incidencia sobre una superficie con un determinado ángulo de inclinación.

El archivo fuente esta en formato tmy2. Este tipo de formato es usado por Base de Datos Nacional de Estados Unidos pero también es generada por muchos programas de simulación meteorológica como METEONORM

- **Parámetros más relevantes:**

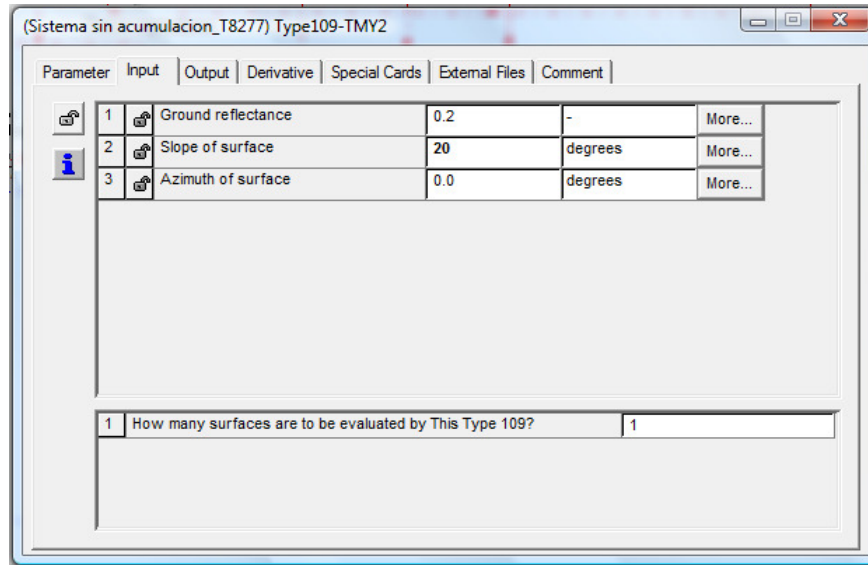


a. Modelo de cielo para la radiación difusa: Este parámetro selecciona el modelo de cielo que se usa para calcular la radiación difusa en superficies inclinadas. Para la mayor parte de las superficies es necesario calcular la radiación total incidente, la cual se calcula de manera general como la suma de una componente directa, una componente difusa y una reflejada. Esta subrutina proporciona cuatro modelos teóricos distintos para obtener estos valores, que son:

- Modelo isotrópico
- Modelo de Hays y Davies
- Modelo de Reindl
- Modelo de Pérez

En general cualquier modelo de carácter anisotrópico es aceptado en simulación, diferenciándose los 3 referidos en el grado de complejidad. En nuestro caso elegimos el modelo Pérez, que es por defecto el que nos recomienda TRNSYS

- **Variables de entrada**



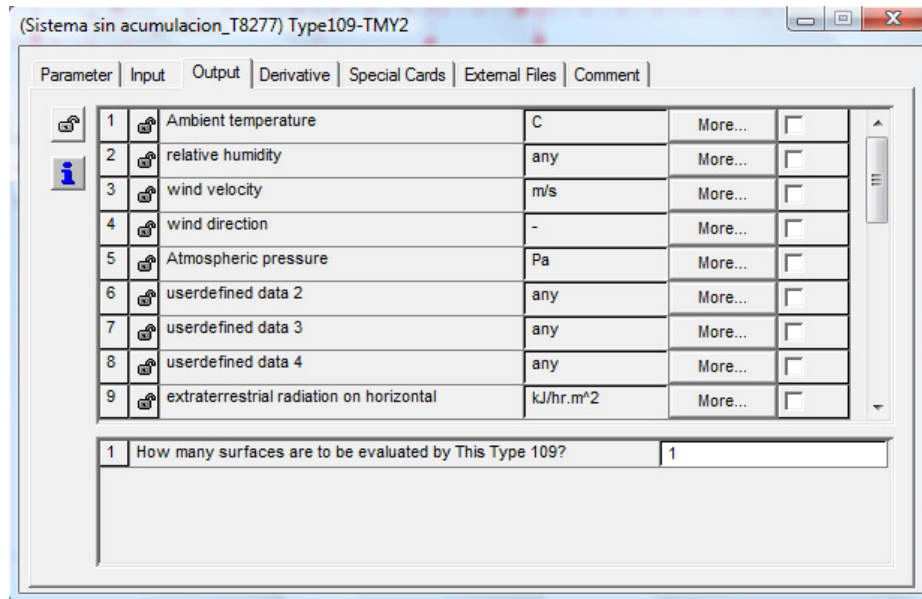
a. **Reflectancia superficial:** La reflectancia del terreno sobre el que se encuentra colocada la superficie inclinada. Los valores típicos de esta variable son:

- Zonas cubiertas de nieve: 0.7
- Zonas no cubiertas: 0.2

b. **Inclinación de la superficie:** Es el ángulo de inclinación de la superficie siendo horizontal cuando es 0° y vertical cuando 90° . Para nuestro caso, tal y como demostramos en la sección del estudio de la radiación incidente el ángulo de inclinación óptimo es de 20° .

c. **Azimut de la superficie:** Es la orientación de la superficie con respecto al ángulo acimutal solar, teniendo en cuenta que el ángulo de azimut solar es el formado entre el meridiano local y la proyección de la trayectoria sobre el plano horizontal. Es 0° cuando se orienta sobre el ecuador, 90° si la orientación es oeste, 180° con orientación norte y 270° si es este. El valor óptimo por defecto es la orientación sur, con lo que optamos por ésta en nuestra instalación y en el proceso de simulación

- **Principales variables de salida**



1. Temperatura ambiente (°C)
2. Humedad relativa (%)
3. Velocidad del viento (m/s)
4. Presión atmosférica (Pa)
5. Angulo cenital solar (grados)
6. Angulo acimutal solar (grados)
7. Radiación extraterrestre incidente superficie horizontal (Kj/hr*m²)
8. Angulo de la superficie inclinada (grados)
9. Radiación total sobre la superficie horizontal e inclinada (Kj/hr*m²)
10. Radiación directa sobre la horizontal e inclinada (Kj/hr*m²)
11. Radiación difusa sobre la horizontal e inclinada (Kj/hr*m²)
12. Radiación reflejada sobre la horizontal e inclinada (Kj/hr*m²)
13. Angulo de incidencia sobre la superficie horizontal e inclinada (grados)

De todas las variables de salida que hemos enumerado, existen algunas de ellas que consideramos más relevantes para el funcionamiento de una instalación de estas características, y que están relacionadas directamente con el rendimiento del campo de captadores. Son:

1. Radiación total sobre la superficie inclinada
2. Radiación difusa sobre la superficie inclinada
3. Angulo de incidencia sobre la superficie inclinada



12.4.2.2. Type71

Esta subrutina modela el comportamiento de un colector solar de tubo de vacío, en todas las variedades existentes en el mercado. Para ello utiliza las mismas ecuaciones que en el caso de los colectores de placa plana, aunque existe una diferencia principal desde el punto de vista del modelizado y esa es la inclusión y el tratamiento del modificador del ángulo de incidencia (IAM), ya que en la propia subrutina se incluye como archivo externo los datos de IAM del captador que se pretende simular.

El rendimiento térmico de la instalación total de captadores solares se determina mediante el número de módulos en serie y de las características de cada módulo. Se aplican las correcciones necesarias a los parámetros de rendimiento que afectan a la pendiente, intersección y a la curvatura para tener en cuenta la posible instalación de colectores idénticos en serie, y flujos distintos a los que se han utilizado en las condiciones del test.

La clave de la simulación de esta subrutina es proporcionar una información fiable y suficiente del comportamiento óptico del captador que se simula. Los datos que se suministran consisten entre 2 y 10 valores de ángulos de incidencia en dirección longitudinal y transversal, así como sus valores de modificadores. Un ejemplo de los datos de los que partiríamos serían:

| Direction | | 0° | 15° | 30° | 45° | 60° | 75° | 90° |
|------------------|--|------|------|------|------|------|------|------|
| Transversal IAM | | 1.00 | 1.01 | 1.03 | 1.05 | 1.04 | 1.02 | 0.00 |
| Longitudinal IAM | | 1.00 | 1.00 | 0.98 | 0.96 | 0.90 | 0.71 | 0.00 |

Y los datos se suministrarían al programa en forma de una sola columna, multiplicando en primer lugar un valor determinado de IAM transversal por cada uno de los valores IAM longitudinales, de forma que se obtiene una matriz de una sola columna línea tras línea, quedando:

1 st valor: IAM for Transversal angle = 0° * Longitudinal angle = 0

2 nd valor: IAM for Transversal angle = 0° * Longitudinal angle = 15

3 rd valor: IAM for Transversal angle = 0° * Longitudinal angle = 30

Etc.

8th value: IAM for Transversal angle = 15° * Longitudinal angle = 0

9th value: IAM for Transversal angle = 15° * Longitudinal angle = 15

10th value: IAM for Transversal angle = 15° * Longitudinal angle = 30

Etc.

- **Parámetros más relevantes**

| Parameter | Input | Output | Derivative | Special Cards | External Files | Comment |
|-----------|---|--------|----------------------------------|---------------|----------------|---------|
| 1 | Number in series | 2 | - | | | More... |
| 2 | Collector area | Acol | m ² | | | More... |
| 3 | Fluid specific heat | 4 | kJ/kg.K | | | More... |
| 4 | Efficiency mode | 2 | - | | | More... |
| 5 | Flow rate at test conditions | 66.65 | kg/hr.m ² | | | More... |
| 6 | Intercept efficiency | 0.339 | - | | | More... |
| 7 | Negative of first order efficiency coefficient | 0.85 | W/m ² .K | | | More... |
| 8 | Negative of second order efficiency coefficient | 0.0047 | W/m ² .K ² | | | More... |
| 9 | Logical unit of file containing hiaxial | 34 | | | | |

a. **Number in series:** Parámetro que permite simular al programa una batería de N colectores idénticos en serie. Nos permite seleccionar cuantos colectores están conectados en serie, coincidiendo la salida de fluido de anterior con la entrada del siguiente. Puede ser 1, si están en paralelo, 2, para dos colectores en serie y 3 en el caso de 3 colectores en serie.

b. **Collector Area (m²):** El área total de la instalación solar, ya sea en su valor bruto, neto o de absorción, pero que siempre debe estar acorde al área en el que se basan los parámetros de rendimiento teóricos que se suministran.

c. **Calor específico de fluido calorportador (Kj/Kg*K):** Valor de calor específico del fluido que circula por el interior de la instalación. En nuestro caso, para una mezcla al 33% de glicol el calor específico se puede aproximar a 4 Kj/Kg*K.

d. **Modo de eficiencia:** Determina en qué modo se expresan las ecuaciones de rendimiento en las que se basa el funcionamiento del captador solar. Pueden estar en función de la temperatura de entrada en el colector (T_{en}), de la de salida (T_{sal}) o bien de la temperatura promedio (T_{avg}), que es nuestro caso.

e. **Caudal en las condiciones de test:** Valor del caudal por unidad de área para el cual se realizó el ensayo de rendimiento y estabilidad de los captadores.

f. **Eficiencia óptica:** Es el valor de la ordenada que toma la curva de rendimiento del captador, η_0 , cuando hacemos cero la diferencia de temperatura de la curva de rendimiento. En la ecuación siguiente ese valor sería η_0 .

$$\eta = \eta_0 - a * \frac{(T_{avg} - T_a)}{G} - b * \frac{(T_{avg} - T_a)^2}{G}$$

g. **Coefficiente negativo de primer orden (W/m²*K):** Primer parámetro de pérdidas de la ecuación de rendimiento del captador, en el caso anterior sería a o la pendiente de la misma.

h. **Coefficiente negativo de segundo orden (W/m²*K²):** Segundo parámetro de pérdidas de la ecuación de rendimiento del captador, b , o parámetro de curvatura.

i. **Numero de ángulos longitudinales para los que se proporcionan datos del valor de IAM**

j. **Número de ángulos transversales para los que se proporcionan datos del valor de IAM**

- **Variables de entrada:**

| Parameter | Input | Output | Derivative | Special Cards | External Files | Comment |
|-----------|----------------------------|--------|----------------------|---------------|----------------|---------|
| 1 | Inlet temperature | 20.0 | C | More... | | |
| 2 | Inlet flowrate | 100.0 | kg/hr | More... | | |
| 3 | Ambient temperature | 10.0 | C | More... | | |
| 4 | Incident radiation | 0. | kJ/hr.m ² | More... | | |
| 5 | Incident diffuse radiation | 0.0 | W/m ² | More... | | |
| 6 | Solar incidence angle | 0.0 | degrees | More... | | |
| 7 | Solar zenith angle | 0.0 | degrees | More... | | |
| 8 | Solar azimuth angle | 0.0 | degrees | More... | | |
| 9 | Collector slope | 45 | degrees | More... | | |

- a. **Temperatura de entrada (°C):** Temperatura del fluido entrante en el captador solar.
 - b. **Caudal de entrada (Kg/h) :** Flujo de entrada en el captador solar
 - c. **Temperatura ambiente (°C):** Temperatura ambiental de la zona en la que se encuentra instalada la instalación solar. Viene fijada por la salida obtenida de la subrutina type109.
 - d. **Radiación incidente (Kj/hr*m²):** Radiación total incidente (directa y difusa) que incide en el plano del captador por unidad de área. Fijada por la subrutina type109.
 - e. **Radiación difusa incidente (Kj/hr*m²):** Radiación difusa incidente por unidad de área .Fijada por la subrutina type109.
 - f. **Ángulo de incidencia solar (Grados):** Ángulo de incidencia de la radiación solar directa en la superficie del captador. Fijada por la subrutina type109.
 - g. **Angulo cenital solar (Grados):** Ángulo cenital solar formado por la vertical y la línea de visión del Sol. Fijada por la subrutina type109.
 - h. **Ángulo acimutal solar (Grados):** Ángulo formado por la proyección de la línea de visión del sol en el plano horizontal y el meridiano local. Fijada por la subrutina type109.
 - i. **Inclinación colector solar (Grados):** Ángulo de inclinación sobre la superficie horizontal, que es positivo cuando el captador está orientado hacia el sur. Fijada por la subrutina type109 y en nuestro caso igual a 20°.
 - j. **Ángulo de orientación captador (Grados):** Orientación del colector, o ángulo formado por la proyección en el plano horizontal de la normal a la superficie del captador, y que viene fijado por la subrutina type109.
- **Variables de salida más relevantes:**

| Parameter | Input | Output | Derivative | Special Cards | External Files | Comment |
|-----------|-------|--------------------|------------|---------------|--------------------------|---------|
| 1 | | Outlet temperature | C | More... | <input type="checkbox"/> | |
| 2 | | Outlet flowrate | kg/hr | More... | <input type="checkbox"/> | |
| 3 | | Useful energy gain | kJ/hr | More... | <input type="checkbox"/> | |

a. **Temperatura de salida del colector (°C):** Nos proporciona la temperatura de salida del fluido calorportador a la salida del campo de captadores.

b. **Flujo de salida del colector (Kg/hr):** Caudal de salida del fluido circulante por la instalación solar, que en nuestra simulación coincide con el caudal de entrada.

c. **Ganancia de energía útil (Kj/hr):** La cantidad de energía ganada por el fluido calorportador, que es igual a:

$$Q_u = m_{out} \cdot C_p \cdot (T_{out} - T_{in})$$



12.4.2.3. Type5g

Esta rutina modela un intercambiador de calor de carcasa y tubo, de manera que suministrando los valores de temperatura de entrada y de salida tanto de lado frío como del caliente se calcula la efectividad del intercambiador para un valor fijo de coeficiente de transferencia de calor promedio. El modelo determina cual de los dos lados es el de menor capacitancia calorífica y calcula la efectividad del intercambiador basándose en el UA y en la configuración del flujo. La capacitancia de cada uno de los lados se calcula de acuerdo a la expresión:

$$C_c = m_c \cdot C_p$$

$$C_h = m_h \cdot C_p$$

$$C_{max} = \text{maximo valor de } C_c \text{ y } C_h$$

$$C_{min} = \text{minimo valor de } C_c \text{ y } C_h$$

Las ecuaciones que sigue el modelo para calcular las variables de salida son

$$T_{ho} = T_{hi} - \varepsilon \cdot \frac{C_{min}}{C_h} \cdot (T_{hi} - T_{ci})$$

$$Q_T = \varepsilon \cdot C_{min} \cdot (T_{hi} - T_{ci})$$

$$\varepsilon_1 = 2 \cdot \left\{ 1 + \frac{C_{min}}{C_{max}} + \left(1 + \left(\frac{C_{min}}{C_{max}} \right)^2 \right)^{0.5} \cdot \frac{1 + \exp \left[-\frac{UA}{C_{min}} \left(1 + \left(\frac{C_{min}}{C_{max}} \right)^2 \right)^{0.5} \right]}{1 - \exp \left[-\frac{UA}{C_{min}} \left(1 + \left(\frac{C_{min}}{C_{max}} \right)^2 \right)^{0.5} \right]} \right\}$$

$$\varepsilon = \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 \frac{C_{min}}{C_{max}}}{1 - \varepsilon_1} \right)^N - 1 \right] \cdot \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 \frac{C_{min}}{C_{max}}}{1 - \varepsilon_1} \right)^N - \frac{C_{min}}{C_{max}} \right]$$

Con la condición de que si:

$$\frac{C_{min}}{C_{max}} \leq 0.01$$

Entonces

$$\varepsilon = 1.0 - \exp \left(-\frac{UA}{C_{min}} \right)$$

- **Parámetros más relevantes:**

| Parameter | Input | Output | Derivative | Special Cards | External Files | Comment |
|-----------|----------------------------------|--------|------------|---------------|----------------|---------|
| 1 | Shell and Tube mode | 7 | - | More... | | |
| 2 | Specific heat of hot side fluid | 4 | kJ/kg.K | More... | | |
| 3 | Specific heat of cold side fluid | 4.19 | kJ/kg.K | More... | | |
| 4 | Number of Shell Passes | 2 | - | More... | | |

a. **Calor específico del fluido caliente (Kj/Kg*K):** Valor del calor específico procedente del campo de captadores, es decir, del fluido calorportador, que en nuestro y como habíamos dicho anteriormente vamos a aproximar a 4 Kj/Kg*K

b. **Calor específico del fluido frío (Kj/Kg*K):** Valor del calor específico del fluido del circuito intercambiador- depósito, en nuestro caso agua, y que es igual a 4.19 Kj/Kg*K.

c. **Número de pasos de carcasa**

- **Variables de entrada:**

a. **Temperatura de entrada del fluido caliente (°C):** Valor de temperatura del agua caliente procedente del campo de captadores. En nuestra simulación este valor va a venir fijado en todo momento por la subrutina Type71, de forma que cualquier variación en la temperatura de salida del fluido de los colectores va a comunicarse a la entrada del intercambiador.

| Parameter | Input | Output | Derivative | Special Cards | External Files | Comment |
|-----------|--|--------|------------|---------------|----------------|---------|
| 1 | Hot side inlet temperature | 20.0 | C | More... | | |
| 2 | Hot side flow rate | 0 | kg/hr | More... | | |
| 3 | Cold side inlet temperature | 20.0 | C | More... | | |
| 4 | Cold side flow rate | 8648 | kg/hr | More... | | |
| 5 | Overall heat transfer coefficient of exchanger | 7217 | W/K | More... | | |

b. Caudal de entrada del fluido caliente (Kg/hr): Valor de flujo del fluido calorportador procedente del campo de captadores, y que vendrá fijado como en el caso anterior por la subrutina Type79.

c. Temperatura de entrada del fluido frio (°C): Temperatura de entrada del fluido procedente del depósito de acumulación que entra en el intercambiador, que también vendrá fijada por una subrutina de simulación.

d. Coeficiente de transferencia de calor promedio (W/K): Valor del coeficiente promedio de transferencia de calor del intercambiador, que según las estimaciones que realizamos en el estudio teórico del mismo debe tener un valor mínimo de 7217 W/K

- **Variables de salida más relevantes:**

| Parameter | Input | Output | Derivative | Special Cards | External Files | Comment |
|-----------|-------|------------------------------|------------|---------------|--------------------------|---------|
| 1 | | Hot-side outlet temperature | C | More... | <input type="checkbox"/> | |
| 2 | | Hot-side flow rate | kg/hr | More... | <input type="checkbox"/> | |
| 3 | | Cold-side outlet temperature | C | More... | <input type="checkbox"/> | |
| 4 | | Cold-side flow rate | kg/hr | More... | <input type="checkbox"/> | |
| 5 | | Heat transfer rate | kJ/hr | More... | <input type="checkbox"/> | |
| 6 | | Effectiveness | - | More... | <input type="checkbox"/> | |

a. **Temperatura de salida del fluido caliente (°C):** Valor de salida del fluido caliente tras su paso por el intercambiador, y que a su vez conectaremos con la temperatura de entrada en el campo de captadores de la rutina Type79.

b. **Temperatura de salida del fluido frío (°C):** Valor de salida del fluido procedente del depósito de acumulación tras su paso por el intercambiador.

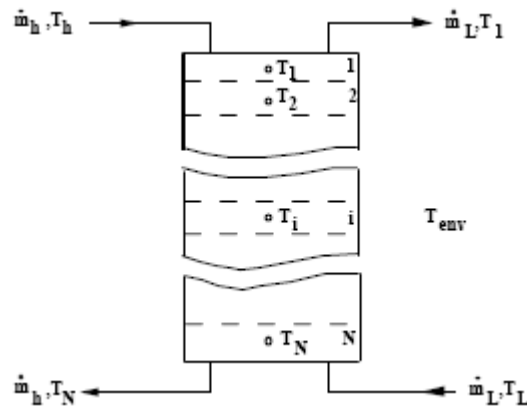
c. **Calor total transferido (Kj/hr):** Cantidad de calor transferido del fluido caliente al fluido frío durante la operación de intercambio de calor.

d. **Efectividad del intercambiador:** Valor de efectividad ε del intercambiador de calor, que vendrá dada por la expresión descrita en la página 12.



12.4.2.4. Type4a

El rendimiento térmico de un tanque de almacenamiento de un fluido caliente sujeto a estratificación térmica puede ser modelado suponiendo que el tanque está formado por un conjunto N finito de elementos de volumen totalmente mezclados, con $N \leq 15$. El grado de estratificación térmica se fija mediante el número de nodos en los que se supone se divide el tanque de almacenamiento. Si este valor es uno, el tanque se simula como si estuviera completamente mezclado sin ningún grado de estratificación.



Si realizamos un balance de energía a un segmento de i del tanque,

$$M_i \cdot C_{pf} \cdot \frac{dT_i}{dt} = \alpha_i \cdot m_h \cdot C_{pf} \cdot (T_h - T_i) + \beta_i \cdot m_L \cdot C_{pf} \cdot (T_L - T_i) + UA_i \cdot (T_{env} - T_i) + \gamma_i \cdot (T_{i-1} - T_i) \cdot C_{pf}$$

Donde:

M_i = cantidad de fluido en la sección i

C_{pf} = calor específico del fluido contenido en el tanque

T_i = Temperatura del fluido en la sección i

T_h = Temperatura del fluido entrante en el tanque procedente de la fuente de energía

T_L = Temperatura del fluido entrante que retorna de la carga de consumo

U_i coeficiente de pérdidas entre el tanque y el entorno por unidad de área

α_i función de control que marca el lugar de entrada del fluido caliente

, y que es igual a 1 cuando i es la sección de entrada

β_i = función de control que refleja el lugar de salida del fluido frío,

, y que es igual a 1 cuando i es la sección de salida del mismo

γ_i = función de control igual a $m_h \sum_{j=1}^{i-1} \alpha_j - m_L \sum_{j=i+1}^N \beta_j$

- **Parámetros más relevantes:**

| Parameter | | | | | | |
|-----------|-------|-----------------------|------------|---------------------|----------------|---------|
| | Input | Output | Derivative | Special Cards | External Files | Comment |
| 1 | 🔒 | Fixed inlet positions | 1 | - | | More... |
| 2 | 🔒 | Tank volume | 8.6 | m ³ | | More... |
| 3 | 🔒 | Fluid specific heat | 4.19 | kJ/kg.K | | More... |
| 4 | 🔒 | Fluid density | 1000.0 | kg/m ³ | | More... |
| 5 | 🔒 | Tank loss coefficient | 1.368 | W/m ² .K | | More... |
| 6 | 🔒 | Height of node-1 | 0.5 | m | | More... |
| 7 | 🔒 | Height of node-2 | 0.5 | m | | More... |
| 8 | 🔒 | Height of node-3 | 0.5 | m | | More... |
| 9 | 🔒 | Height of node-4 | 0.5 | m | | More... |

| | | |
|---|---|---|
| 1 | How many temperature levels (nodes) should be used in the tank? | 5 |
|---|---|---|

a. **Volumen del tanque (m³):** Volumen del equipo de acumulación, en nuestro caso 8.6 m³.

b. **Calor específico del fluido (Kj/Kg*K):** Calor específico del fluido de acumulación, en nuestro caso agua, con un valor que aproximamos a 4.19 Kj/Kg*K

c. **Densidad del fluido (Kg/m³):** densidad del fluido de acumulación, que aproximamos a un 1 Kg/m³

d. **Coefficiente de pérdidas del tanque (W/m²*K):** Valor del coeficiente promedio de pérdidas del tanque. Para el modelo de tanque de acumulación elegido este coeficiente tiene un valor de 0.41962 W/m²*K.

e. **Altura de cada nodo (m):** Este parámetro fija la altura de cada nodo, dentro de la altura total del tanque y que por tanto delimita la extensión en la que la temperatura del nodo i de mantiene constante. La altura total del tanque es igual al total de la suma de todos los nodos.

f. **Numero de nodos:** Delimitamos el numero de regiones de estratificadas que vamos a tener en nuestro tanque de acumulación. Se recomienda un valor entre 2 y 5 nodos sin tener en cuenta los correspondientes a la entrada y salida del tanque, con lo que tomamos 3 nodos intermedios.

- **Variables de entrada:**

a. **Temperatura de entrada caliente (°C):** Temperatura de entrada de la corriente procedente de la fuente de calor, en nuestro caso del intercambiador. Esta entrada estará conectada con la salida correspondiente del intercambiador, lo que nos proporciona en todo momento la evolución real de la temperatura durante la simulación.

b. **Caudal de fluido caliente (Kg/hr):** Caudal de fluido procedente de la fuente de calor, que abandonará en igual cantidad por la parte baja del mismo para retornar a la fuente de energía térmica. Al igual que en el caso anterior igualamos esta variable con la salida procedente del intercambiador.

c. **Temperatura de entrada fría (°C):** Temperatura de fluido procedente del sumidero de energía térmica, entrante por la parte inferior del tanque de acumulación. Esta variable estará conectada en nuestro caso, a la salida procedente de la máquina de absorción.

d. **Caudal de fluido frío (Kg/hr):** El caudal de fluido entrante procedente del sumidero de energía térmica, en nuestro caso la máquina de absorción. Una cantidad igual de fluido abandonará el tanque por la parte superior hacia la máquina de absorción. Al igual que el caso anterior, estará conectado a la salida procedente de la máquina de absorción.

- **Variables de salida más relevantes:**

a. **Temperatura a fuente de calor (°C):** Es la temperatura del fluido saliente de la parte inferior del tanque y que retorna a la fuente de energía, o lo que es lo mismo la temperatura del último nodo. Esta variable estará conectada a la temperatura de entrada al intercambiador de calor.

b. **Temperatura a punto de consumo (°C):** Temperatura del fluido con destino al punto de consumo de energía térmica que sale por la parte superior del tanque de acumulación, o lo que es lo mismo, del primer nodo. Será igual a la temperatura de entrada en la máquina de absorción.

c. **Pérdidas térmicas (Kj/hr):** La cantidad de energía térmica que se pierde al ambiente.

d. **Cantidad de energía suministrada al punto de consumo (Kj/hr):** Cantidad de energía térmica que se extrae del tanque de acumulación y se suministra al punto de consumo y que es calculada a través de:

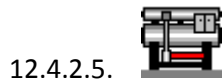
$$Q_{load} = m_{load} \cdot C_p \cdot (T_{load} - T_{inload})$$

e. **Cantidad de energía suministrada por la fuente térmica (Kj/hr):** La cantidad de energía entrante procedente de la fuente térmica, en nuestro caso procedente del intercambiador. Se calcula mediante:

$$Q_{in} = m_{in} \cdot C_p \cdot (T_h - T_{otsource})$$

f. **Temperatura promedio del tanque (°C)**

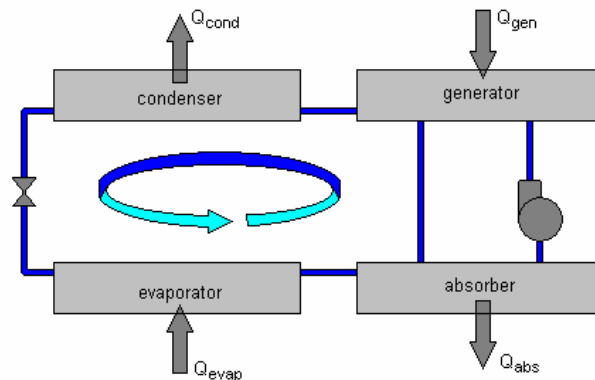
g. **Temperatura del nodo i (°C):** Temperatura de cada nodo para cada instante de tiempo. En nuestro caso, serian 3 niveles de temperatura intermedios, además del de la parte superior e inferior del tanque de acumulación.



Type107

La subrutina Type107 utiliza una aproximación a los datos teóricos de catálogo para predecir el rendimiento de una maquina de absorción de simple efecto teórica.

Como describimos en mayor profundidad en la memoria descriptiva de este proyecto, en un ciclo de refrigeración convencional, el fluido refrigerante retorna como un fluido a muy baja presión procedente del evaporador. Este vapor pasa a través de un compresor eléctrico en el que vuelve a transformarse en un gas a alta presión previo a su paso a través del condensador. En un ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto, el vapor refrigerante que vuelve procedente del evaporador es absorbido por un medio (normalmente una solución de Li-Br o bien una disolución acuosa de de NH₃) enfriándose hasta llegar al estado liquido, retirándose el calor por la acción de un fluido refrigerante. El fluido en estado líquido es bombeado hasta la región del circuito correspondiente al generador, donde el calor es añadido procedente de una fuente de energía térmica (en nuestro caso una corriente de agua caliente) y que permite la desorción del refrigerante de la solución absorbente. Una vez el refrigerante es revaporizado, éste entra en el condensador para seguir un circuito de refrigeración estándar (condensador, válvula de expansión, evaporador).



El beneficio de un ciclo de refrigeración por absorción es que la energía requerida para el bombeo del líquido refrigerante a partir de una baja presión en el absorbedor a una presión alta en el generador, es muy pequeña si la comparamos con un ciclo de refrigeración habitual, además de que el trabajo restante de absorción y desorción es realizado por aporte de calor en vez de electricidad.

Esta subrutina utiliza los datos teóricos de funcionamiento de una máquina de absorción para predecir de manera fiable el rendimiento de una máquina de absorción alimentada por agua caliente como fuente de energía térmica. La energía del proceso de absorción del refrigerante es eliminada mediante una corriente de refrigeración, estando la máquina diseñada para enfriar una tercera corriente de agua hasta el nivel de temperatura fijado, que nosotros establecemos en 8 °C grados. Una limitación de esta rutina es que puede simular el comportamiento de la máquina interpolando dentro del rango de datos que se le suministran, pero no puede extrapolar fuera del rango, con lo que hay que ser muy riguroso en la introducción de los datos necesarios para una simulación fiable.

El método de introducción de los datos esta normalizado, de forma que una vez creado y suministrados no hace falta modificarlos para cada tipo de máquina, sino que esta puede simular comportamientos para máquinas de distinta potencia del especificado inicialmente.

Los principios en los que se basa el funcionamiento de esta subrutina, son los que rigen la transferencia de energía en una maquina de refrigeración. Para la estimación de la fracción de carga, lo primero es calcular la cantidad de energía que es necesario retirar en base a las condiciones de temperatura fijadas, según esta expresión:

$$\dot{Q}_{frio} = m_{frio} \cdot Cp_{frio} \cdot (T_{fria,en} - T_{fria,sal})$$

Con lo que la fracción de carga, viene dada por:

$$f_{carga} = \frac{\dot{Q}_{frio}}{Capacidad_{nominal}}$$

Una vez tenemos la fracción de carga, la subrutina recurre al archivo de datos dinámicos y devuelve el valor de la fracción de la capacidad de funcionamiento según la temperatura de entrada del agua caliente. Además también nos proporciona la fracción de energía térmica necesaria, a partir del cual podemos calcular el valor de calor suministrado por el flujo:

$$\dot{Q}_{hw} = \frac{Capacidad_{no\ min\ al}}{COP_{no\ min\ al}} \cdot f_{diseño\ energía\ entrante}$$

La temperatura de salida de la corriente de agua caliente vendrá dada por:

$$T_{hw,out} = T_{hw,in} - \frac{\dot{Q}_{hw}}{\dot{m}_{hw} \cdot Cp_{hw}}$$

La cantidad total de calor a disipar por la corriente de refrigeración, vendrá dada por el balance general a la máquina de absorción, con lo que:

$$\dot{Q}_{cw} = \dot{Q}_{chw} + \dot{Q}_{hw}$$

Donde el término de la izquierda corresponde con el calor total a disipar y el de la derecha incluye el calor aportado por la corriente de agua caliente y el absorbida de la corriente de agua a enfriar.

Por lo tanto el COP resultante vendrá dado por:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{chw}}{\dot{Q}_{hw}}$$

- **Archivo de datos de rendimiento:**

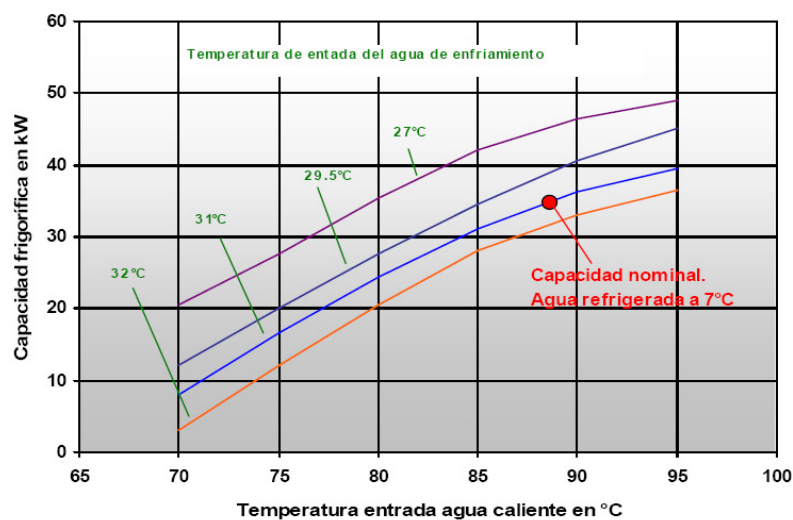
La subrutina requiere el suministro de un archivo de datos de rendimiento en distintas condiciones de funcionamiento. Este archivo va a contener valores de la fracción de capacidad nominal que suministra la máquina para distintos valores de fracción de energía térmica suministrada, de temperatura de refrigeración, de temperatura de enfriamiento y de temperatura de agua caliente de entrada.

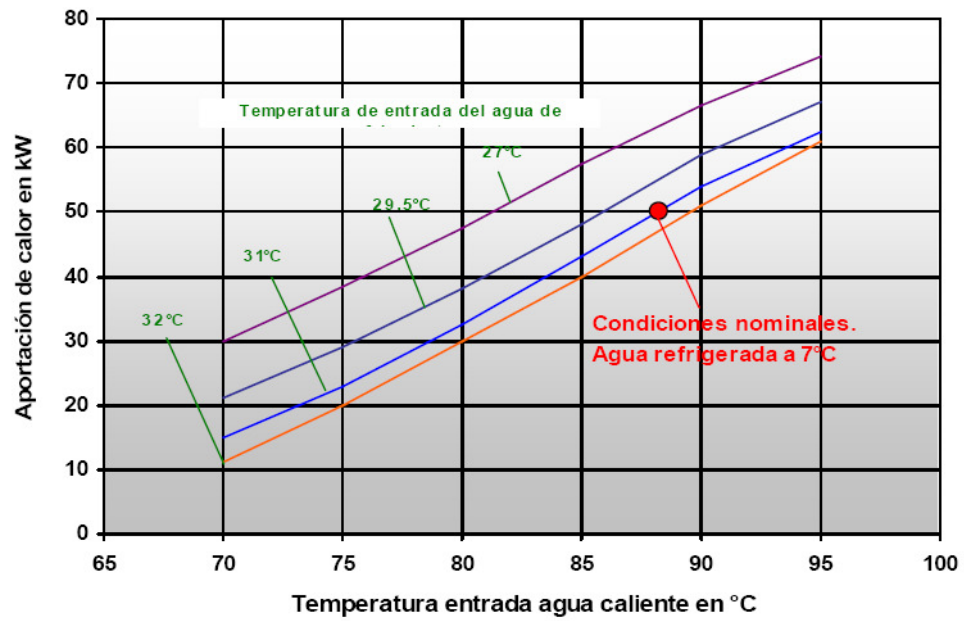
La estructura del archivo sería la siguiente:

| | | | | | |
|-----|-----|-----|-----|-----|---|
| 0.0 | 0.1 | 0.2 | 0.3 | ... | Fraccion de caudal de agua caliente entrante |
| A1 | B1 | C1 | D1 | ... | Temperatura de refrigeración objetivo |
| A2 | B2 | C2 | ... | | Temperatura de entrada agua refrigeración |
| A3 | B3 | C3 | D3 | ... | Temperatura de entrada agua caliente |
| x1 | y1 | | | | COP y fraccion de energía entrante a 0.0,A1,A2,A3 |
| x2 | y2 | | | | COP y fraccion de energía entrante a 0.0,A1,A2,B3 |
| x3 | y3 | | | | COP y fraccion de energía entrante a 0.0,A1,A2,C3 |
| x4 | y4 | | | | COP y fraccion de energía entrante a 0.0,A1,B2,A3 |
| ... | ... | | | | ... |
| xn | yn | | | | COP y fraccion de energía entrante a 0.0,B1,A2,A3 |
| ... | ... | | | | ... |
| xm | ym | | | | COP y fraccion de energía entrante a 0.1,A1,A2,A3 |

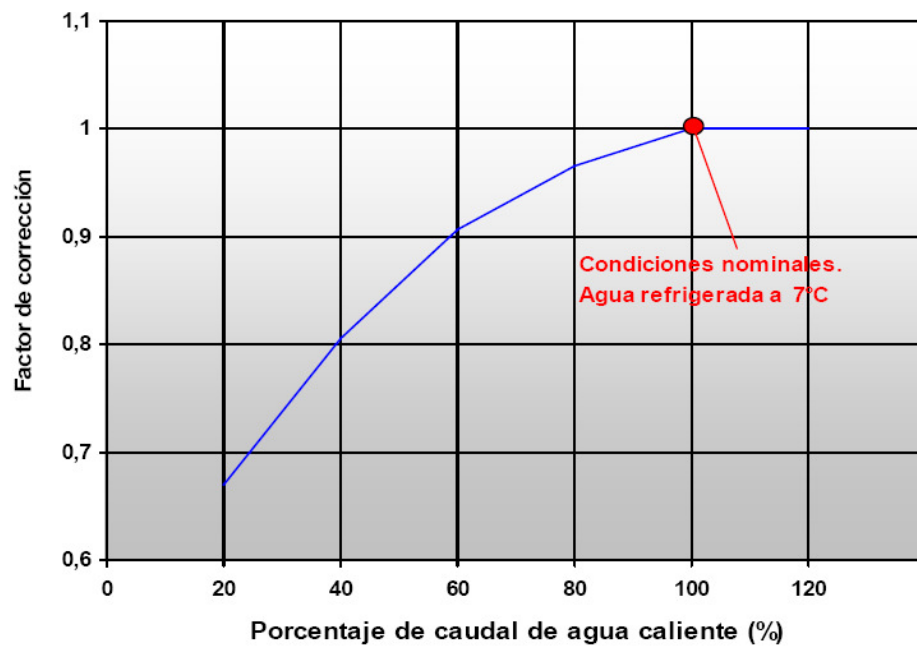
Para realizar nuestro archivo hemos recurrido a los datos suministrados por el proveedor, en base a gráficas de comportamiento en condiciones distintas a las nominales. Vemos un ejemplo del modelo de gráficas de comportamiento en el que nos hemos basado para construir nuestro archivo de simulación.

CAPACIDAD DE REFRIGERACIÓN EN FUNCIÓN DE LAS TEMPERATURAS DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO Y DEL AGUA CALIENTE





FACTOR DE CORRECCIÓN POR REDUCCIÓN DEL CAUDAL DE AGUA CALIENTE



Por ejemplo si nuestras condiciones de funcionamiento fueran:

- 27/32 Rango de refrigeración
- 78/83 Rango de energía térmica
- 12/7 Rango de enfriamiento
- 70 % Caudal de entrada de agua caliente con respecto al nominal

Vemos que:

- **De la gráfica D sacamos:**

Para un 70% de caudal se le debe aplicar un factor de corrección de 0.92

- **De la gráfica A:**

Para 27°C de temperatura de refrigeración y 83°C de temperatura de agua caliente la capacidad frigorífica es de 37,5 KW si los caudales fueran los teóricos.

Si aplicamos la corrección de caudal

$$Q_{Frio} = f_{caudal} \cdot 37.5 = 0.92 \cdot 37.5 = 34.5 \text{ Kw}$$

O lo que es lo mismo un 0.985 de su capacidad nominal

- **De la gráfica B:**

Para las condiciones anteriormente descritas aportaríamos una cantidad de calor de 52 KW si el caudal que entrara fuera el valor teórico.

Aplicando la corrección de caudal:

$$Q_{calor} = f_{caudal} \cdot 52.5 = 0.92 \cdot 52.5 = 48.3 \text{ Kw}$$

O lo que es lo mismo un 0.966 de su necesidad de calor nominal

Si aplicamos un cálculo similar para todas las hipótesis de comportamiento de la máquina de absorción, obtenemos el archivo de datos de rendimiento anteriormente descrito.

Las condiciones finales para las que vamos a crear nuestro archivo de datos son:

| !Fraction of Design Load | 0 | 0.1 | 0.2 | 0.3 | 0.4 | 0.5 | 0.6 | 0.7 | 0.8 | 0.9 | 1 |
|--|--------|--------|--------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|---|
| !Inlet Hot Water Temperature (C) | 70 | 77 | 82 | 88 | | | | | | | |
| !Chilled Water Setpoint (C) | 7 | 7,916 | | | | | | | | | |
| !Entering Cooling Water Temperature (C) | 26,667 | 29,444 | 32,222 | | | | | | | | |

- **Parámetros de simulación:**

| Parameter | Input | Output | Derivative | Special Cards | External Files | Comment |
|-----------|---|--------|------------|---------------|----------------|---------|
| 1 | Rated capacity | 35 | | | | kW |
| 2 | Rated C.O.P. | 0.7 | | | | - |
| 3 | Logical unit for S1 data file | 33 | | | | - |
| 4 | Number of HW temperatures in S1 data file | 5 | | | | - |
| 5 | Number of CW steps in S1 data file | 3 | | | | - |
| 6 | Number of CHW set points in S1 data file | 2 | | | | - |
| 7 | Number of load fractions in S1 data file | 11 | | | | - |
| 8 | HW fluid specific heat | 4.175 | | | | kJ/kg.K |
| 9 | CHW fluid specific heat | 4.190 | | | | kJ/kg.K |

a. **Capacidad nominal (Kj/hr):** La capacidad nominal de la máquina de producción de frío, en condiciones nominales de temperatura de refrigeración (31°C) y de entrada de energía térmica (88°C) para una producción de agua fría a 7°C.

b. **COP :** EL COP en condiciones nominales, que en el caso de una máquina de absorción de simple efecto es de 0.7

c. **Número de temperaturas de agua caliente suministradas :** 4

d. **Número de temperaturas de refrigeración suministradas:** 3

e. **Número de fracciones de carga suministradas :** 10

f. **Calor específico del fluido térmico (Kj/Kg*K):** Calor específico del fluido que se utiliza en la máquina de absorción para aportar la energía térmica, en nuestro caso agua. El valor de este parámetro oscilará, tomando la media entre la entrada y la salida:

- 4.203 / 4.199 Kj/Kg*K T=88°C / 83°C
- 4.199 / 4.195 Kj/Kg*K T=82°C / 77°C

g. **Calor específico del fluido de refrigeración (Kj/Kg*K):** Calor específico del fluido objeto de refrigeración, en nuestro caso agua. Vamos a asignar siempre el valor medio de Cp entre la temperatura de entrada y salida de la corriente de refrigeración:

- 4.192 KJ/Kg*K T=12°C
- 4.200 KJ/Kg*K T=7°C

h. Calor específico del fluido refrigerante (KJ/Kg*K): Calor específico del fluido que disipa el calor que se produce en el generador, en nuestro caso agua. El valor de que le asignamos es la media entre la temperatura de entrada y la salida (12°C / 7°C):

- 4.180 / 4.180 KJ/Kg*K T=31°C / 35°C
- 4.181 / 4.180 KJ/Kg*K T=27°C / 32°C

• **Variables de entrada:**

| Parameter | Input | Output | Derivative | Special Cards | External Files | Comment |
|-----------|---------------------------------|--------|------------|---------------|----------------|---------|
| 1 | Chilled water inlet temperature | 12.78 | C | More... | | |
| 2 | Chilled water flow rate | 1.53 | kg/s | More... | | |
| 3 | Cooling water inlet temperature | 26.66 | C | More... | | |
| 4 | Cooling water flow rate | 5.1 | kg/s | More... | | |
| 5 | Hot water inlet temperature | 142.0 | C | More... | | |
| 6 | Hot water flow rate | 2.4 | kg/s | More... | | |
| 7 | CHW set point | 7 | C | More... | | |
| 8 | Chiller control signal | 1.0 | - | More... | | |

a. Temperatura de entrada agua a refrigerar (°C): Temperatura de entrada en la máquina de absorción de la corriente de agua a refrigerar. En nuestro caso fijamos ese valor en 12°C.

b. Caudal de agua a refrigerar (Kg/h): Caudal de agua objeto de refrigeración, que en nuestro caso puede tomar dos valores:

- 1.53 Kg/s

c. Temperatura de agua de refrigeración (°C): Temperatura de entrada de la corriente de refrigeración, que en nuestro caso tendrá como valor teórico **27 °C**. Inicialmente introduciremos estos valores fijos, para posteriormente, una vez comprobado que las condiciones establecidas para la torre de refrigeración permiten obtener una corriente con esa temperatura, fijaremos directamente la salida de la torre de refrigeración con esta variable de entrada de la máquina de absorción.

d. Caudal de la corriente de refrigeración (Kg/s): Valor de caudal de la corriente de refrigeración destinada a disipar el calor generado durante la desorción del fluido refrigerante. El valor que vamos a utilizar es de **5.1 Kg/s**. Esta variable ira conectada directamente a la salida de la torre de refrigeración.

e. Temperatura de entrada corriente agua caliente (°C): Esta variable representa la temperatura de entrada de la corriente que aporta la energía necesaria para que se produzca la absorción del refrigerante en la disolución absorbente. En unas condiciones estables, trabajamos como valor para esta variable **82°C**. Lo hemos fijado como alternativa de funcionamiento, ya que según el gráfico de rendimiento si suministramos un caudal de refrigeración a menor temperatura que la nominal, los requerimientos de temperatura de entrada de agua caliente también son menores. Así, para una temperatura de refrigeración de 27°C, con 82°C alcanzamos la capacidad nominal de la máquina de absorción. En cuanto a la metodología del simulador, esta variable irá directamente conectada a la salida de la corriente del depósito de acumulación.

f. Caudal de entrada de agua caliente (Kg/s): Es el caudal de entrada del fluido térmico, que en nuestro caso es agua caliente. Vamos a trabajar siempre con valores nominales de funcionamiento, con lo que tendremos como caudal de simulación:

- **2.4 Kg/s**

Al igual que el caso anterior esta variable irá conectada a la salida adecuada del depósito de acumulación.

- **Variables de salida más relevantes:**

| Parameter | Input | Output | Derivative | Special Cards | External Files | Comment |
|-----------|-------|------------------------------|------------|---------------|--------------------------|---------|
| 1 | | Chilled water temperature | C | More... | <input type="checkbox"/> | |
| 2 | | Chilled water flow rate | kg/hr | More... | <input type="checkbox"/> | |
| 3 | | Cooling water temperature | C | More... | <input type="checkbox"/> | |
| 4 | | Cooling water flow rate | kg/hr | More... | <input type="checkbox"/> | |
| 5 | | Hot water outlet temperature | C | More... | <input type="checkbox"/> | |
| 6 | | Hot water flow rate | kg/hr | More... | <input type="checkbox"/> | |
| 7 | | Chilled water energy | kJ/hr | More... | <input type="checkbox"/> | |
| 8 | | Cooling water energy | kJ/hr | More... | <input type="checkbox"/> | |
| 9 | | Hot water energy | kJ/hr | More... | <input type="checkbox"/> | |

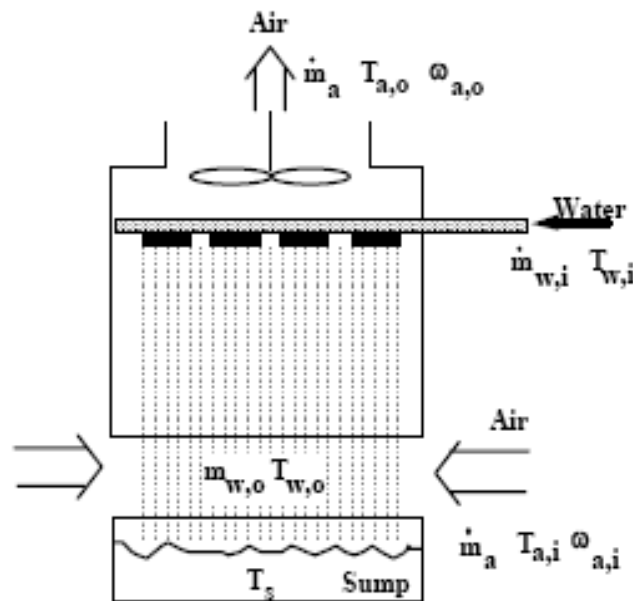
- a. **Temperatura de salida del agua refrigerada (°C):** Temperatura de salida del agua refrigerada. En nuestro caso el óptimo al alcanzar es 7°C.
- b. **Caudal de salida del agua refrigerada (Kg/s)**
- c. **Temperatura de salida del agua de refrigeración (°C):** Es la temperatura de salida de refrigeración. Según las estimaciones teóricas, los valores de salida deben ser 35°C o 31°C en función de la temperatura de entrada de la misma. Es uno de las variables de interés que vamos a monitorizar durante nuestra simulación, ya que tiene influencia directa en el rendimiento de la máquina de absorción.
- d. **Caudal de salida de la corriente de refrigeración (Kg/s)**
- e. **Temperatura de salida de la corriente de agua caliente (°C):** Temperatura de salida de la corriente de agua caliente que proporciona la energía térmica necesaria. La teoría nos dice que el valor que deberíamos obtener debe estar en torno a los 83°C o los 78°C, según las condiciones de entrada. Esta variable será monitorizada durante la simulación, ya que es una de las variables críticas para el rendimiento de la refrigeración.
- f. **Caudal de salida del agua caliente (Kg/s)**
- g. **Energía de frío (Kj/hr):** Cantidad de calor extraído de la corriente de agua objeto de la refrigeración durante el tiempo de paso de la simulación.
- h. **Energía de refrigeración (Kj/hr):** Cantidad de energía suministrada a la corriente de refrigeración la máquina de absorción.
- i. **Energía térmica (Kj/hr):** Cantidad de energía térmica proporcionada por la corriente de agua caliente entrante que permite el funcionamiento de la máquina de absorción.
- j. **Fracción de la capacidad nominal:** Fracción de la capacidad nominal de la máquina de absorción con la que está trabajando en cada paso de simulación. Este valor se interpola del archivo de datos suministrados como una función de la temperatura de refrigeración, de la temperatura de enfriamiento y de la temperatura de agua caliente de entrada.
- k. **Fracción de la energía térmica entrante:** Fracción de energía entrante con respecto al valor nominal en cada paso de simulación. Al igual que la variable anterior, es interpolada en función de las temperaturas de entrada de las corrientes implicadas.

I. **COP:** Es el coeficiente de rendimiento de la máquina de absorción en cada paso de simulación en las condiciones fijadas. Se define como la energía transferida a la corriente a enfriar con respecto a la proporcionada por la corriente de energía térmica.



12.4.2.6. Type51b

Este modelo simula el comportamiento de una torre de refrigeración multicelda así como del caudal de aporte necesario para compensar la pérdida de agua que se produce en la torre. El requisito indispensable es introducir los coeficientes correspondientes a la correlación de transferencia de materia, c y n .



Como comentamos en la parte dedicada a torres de refrigeración, y según el esquema que podemos observar sobre estas líneas, la corriente de aire entra en unas condiciones de temperatura T_{ai} , y una humedad ω_{ai} y sale con una temperatura T_{ao} y ω_{ao} siendo $T_{ao} > T_{ai}$ y $\omega_{ao} > \omega_{ai}$. Las condiciones límites de salida de esta corriente serán las de saturación para una temperatura igual a la de entrada de la corriente de agua a enfriar, T_{wi} . En base a los valores entálpicos, se puede definir una eficiencia de transferencia ϵ , como el cociente entre la diferencia de entalpía real del aire con respecto a la máxima que tendría en condiciones de saturación a la temperatura del agua.

Esta efectividad nos permite definir el calor transferido por cada celda de la torre como:

$$\dot{Q}_{celda} = \epsilon_a \cdot \dot{m}_a \cdot (h_{a,w,i} - h_{a,i})$$

Donde:

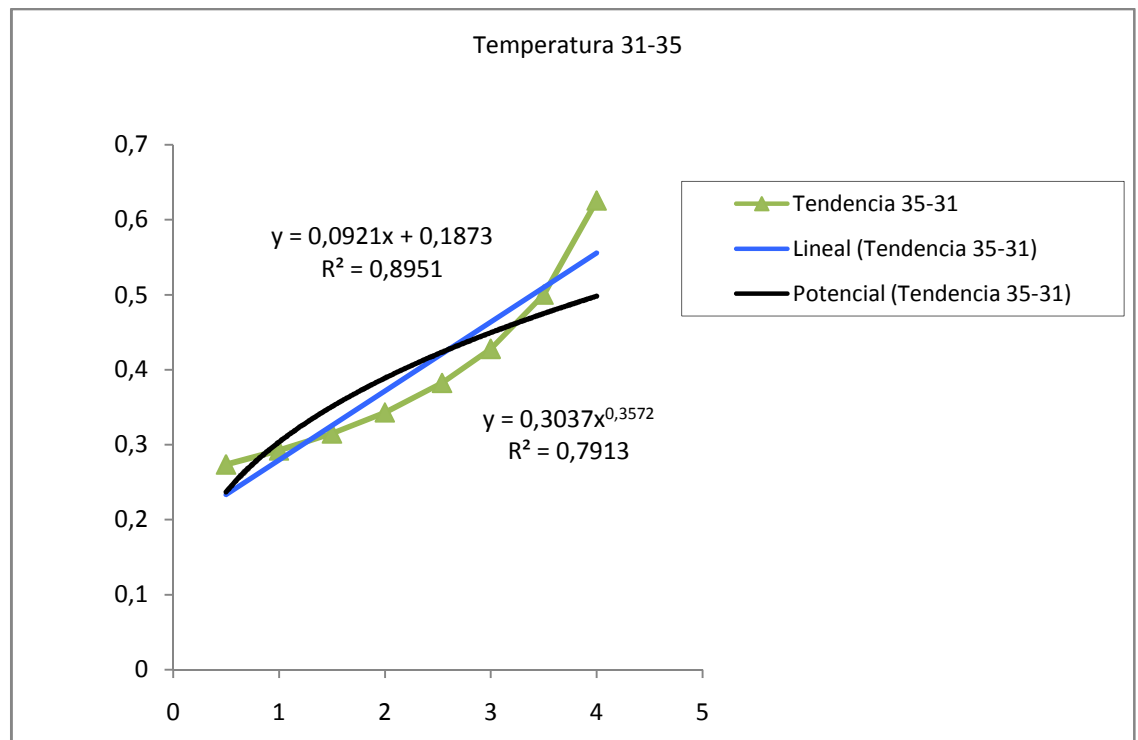
$h_{a,w,i}$ = entalpía de saturación del aire a T_{wi} en KJ/Kg

$h_{a,i}$ = entalpía de entrada de la corriente de aire a T_{ai} , en Kj/Kg

Para determinar la eficiencia en el funcionamiento de la torre es necesario recurrir a correlaciones que caracterizan el número de unidades de transferencia. Como presentamos en la parte dedicada a la análisis y diseño de la torre, una correlación general para la estimación del NTU es:

$$NTU = C \cdot \left(\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \right)^m$$

El exponente n se encuentra normalmente entre -0.35 y -1.1 , mientras que C suele estar entre -0.5 y 5 . Esta correlación es la que debemos usar para suministrarle al simulador los parámetros relacionados con la transferencia de materia. Dado que vamos a trabajar con 2 condiciones distintas de temperatura de entrada de refrigeración, tendremos dos pares de valores de n y C , que son. Para obtener estos valores, hemos representado datos de NTU vs L/G para una misma temperatura de entrada de agua con el resto de parámetros constantes, representaciones que pasamos a ver a continuación:

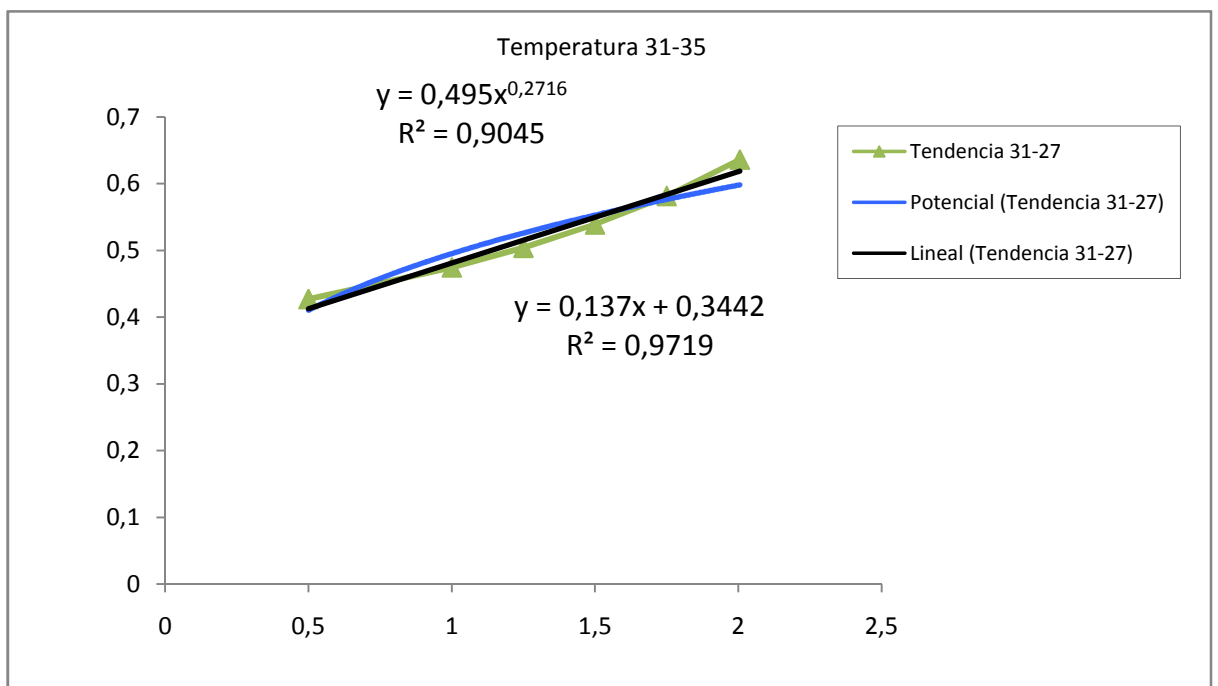


LINEAL

POTENCIAL

MEDIA

| | | | |
|---|---------|---------|-----------------|
| R | 0.7913 | 0.8951 | |
| N | -0.6428 | -0.9079 | -0.77535 |
| A | 1.206 | 0.3037 | 0.603 |



| | LINEAL | POTENCIAL | MEDIA |
|----------|---------|-----------|----------------|
| R | 0.9719 | 0.9045 | |
| N | -0.863 | -0.7284 | -0.7957 |
| A | 1.41086 | 0.495 | 0.95293 |

Así obtenemos los parámetros mínimos del relleno que cumple las condiciones impuestas por nosotros, y esos son los que vamos a introducir en el simulador.

- **Parámetros de simulación más importantes:**

| Parameter | Input | Output | Derivative | Special Cards | External Files | Comment |
|-----------|---------------------------|---------|--------------------|---------------|----------------|---------|
| 1 | Calculation mode | 1 | - | | | More... |
| 2 | Flow geometry | 1 | - | | | More... |
| 3 | Number of tower cells | 1 | - | | | More... |
| 4 | Maximum cell flow rate | 4 | m ³ /s | | | More... |
| 5 | Fan power at maximum flow | 1.5 | hp | | | More... |
| 6 | Minimum cell flow rate | 10.0 | m ³ /hr | | | More... |
| 7 | Sump volume | -1 | m ³ | | | More... |
| 8 | Initial sump temperature | 25 | C | | | More... |
| 9 | Mass transfer constant | 0.95293 | - | | | More... |

a. **Geometría del flujo:** Este parámetro sirve para especificar cuál es la relación geométrica de los flujos de agua y de aire, si son cruzados o bien contracorriente. En nuestro caso la geometría elegida es contracorriente.

b. **Numero de celdas:** Especifica el número de celdas de las que se compone la torre, que recordemos que son zonas que se comportan como una región independiente dentro de la misma. Nosotros por defecto hemos considerado una celda.

c. **Flujo máximo por celda (m³/h):** Máximo flujo de aire por cada celda de la torre de refrigeración.

d. **Flujo mínimo por celda (m³/h):** Mínimo flujo de aire por debajo de cual el equipo de ventilación se desconecta.







e. **Volumen de aporte (m³):** Volumen de agua que se aporta para compensar las pérdidas por la transferencia de masa a la corriente de aire.

f. **Temperatura del agua de aporte (°C):** Valor inicial de temperatura del agua aportada al inicio de la simulación.

g. **Coeficiente de transferencia de masa:** Constante de la ecuación que relaciona el cociente L/G y el número de unidades de transferencia.

h. **Exponente de transferencia de masa:** Exponente de la ecuación que relaciona el cociente L/G y el número de unidades de transferencia.

- **Variables de entrada:**

| Parameter | Input | Output | Derivative | Special Cards | External Files | Comment |
|-----------|---|-----------------------------|------------|---------------|----------------|---------|
| 1 |  | Water inlet temperature | 20.0 | C | More... | |
| 2 |  | Inlet water flow rate | 10.06 | kg/s | More... | |
| 3 |  | Dry bulb temperature | 15.0 | C | More... | |
| 4 |  | Wet bulb temperature | 12.0 | C | More... | |
| 5 |  | Sump make-up temperature | 25 | C | More... | |
| 6 |  | Relative fan speed for cell | 0.85 | - | More... | |

a. **Temperatura de entrada del flujo de agua (°C):** Se especifica el valor de entrada del agua de refrigeración una vez ésta ha pasado por la máquina de absorción. En la realidad de la simulación esta variable se va a fijar con la correspondiente salida de la máquina de absorción, lo que nos proporcionará en todo momento la respuesta de la torre de refrigeración a las variaciones en la temperatura de entrada.

b. **Caudal de entrada de agua (Kg/s):** El caudal de agua de refrigeración que fijamos en la máquina de absorción, que coincide con el que haremos circular por la torre de refrigeración. Este valor se fija en 5.1 Kg/s, aunque vendrá fijado como salida de la máquina de absorción.

c. **Temperatura de bulbo seco (°C):** Valor de la temperatura de bulbo seco, que fijamos a través de la subrutina de datos meteorológicos y a la cual suponemos que entra la corriente de aire entrante en la torre.

d. **Temperatura de bulbo húmedo (°C):** Valor de la temperatura de bulbo húmedo a la que entra la corriente de aire. Aunque hemos fijado el valor teórico en 18.1°C, conectaremos esta variable a la salida de la subrutina de diagrama psicrométrico, que nos proporciona esta temperatura para cada paso de simulación.

e. **Temperatura del agua de aporte (°C):** La temperatura a la que entra el flujo de agua de sustitución.

- **Variables de salida más relevantes:**

| Parameter | Input | Output | Derivative | Special Cards | External Files | Comment |
|-----------|-------|-------------------------|------------|---------------|--------------------------|---------|
| 1 | | Sump temperature | C | More... | <input type="checkbox"/> | |
| 2 | | Sump flow rate | kg/hr | More... | <input type="checkbox"/> | |
| 3 | | Fan power required | kW | More... | <input type="checkbox"/> | |
| 4 | | Heat rejection rate | kJ/hr | More... | <input type="checkbox"/> | |
| 5 | | Cell outlet temperature | C | More... | <input type="checkbox"/> | |
| 6 | | Water loss rate | kg/hr | More... | <input type="checkbox"/> | |
| 7 | | Outlet air dry bulb | C | More... | <input type="checkbox"/> | |
| 8 | | Outlet air wet bulb | C | More... | <input type="checkbox"/> | |
| 9 | | Outlet humidity ratio | - | More... | <input type="checkbox"/> | |

- a. **Potencia ventilación necesaria (Kw):** Esta variable nos proporciona la potencia total requerida por el motor de ventilación para cubrir las necesidades de refrigeración marcadas.
- b. **Flujo energía disipada (Kj/hr):** Velocidad de transferencia de energía desde la superficie de intercambio hasta la corriente de aire.
- c. **Temperatura de salida relleno (°C):** Temperatura de salida del agua una vez ha pasado a través del relleno y previo entrada en la zona de recogida.
- d. **Flujo de agua perdida (Kg/hr):** Nos da información sobre el flujo de agua que se transfiere a la corriente de aire desde el relleno de la torre de refrigeración.
- e. **Temperatura de bulbo seco (°C):** Temperatura de bulbo seco de salida de la corriente de aire que sale por la parte posterior de la misma.
- f. **Temperatura de bulbo húmedo (°C):** Temperatura de bulbo húmedo de salida de la corriente de aire, por la parte superior de la torre.
- g. **Humedad relativa de salida:** Valor de humedad relativa en Kg H₂O/Kg aire seco de la corriente de aire de salida de la torre de refrigeración.
- h. **Flujo de aire de salida (Kg/hr):** Caudal de aire de salida.

12.4.3. OTRAS SUBRUTINAS UTILIZADAS DURANTE LA SIMULACIÓN:



12.4.3.1. Type33e

Esta subrutina toma como entrada la temperatura de bulbo seco y la humedad relativa, que introducimos de la subrutina de datos meteorológicos y devuelve las propiedades restantes del aire húmedo, como son:

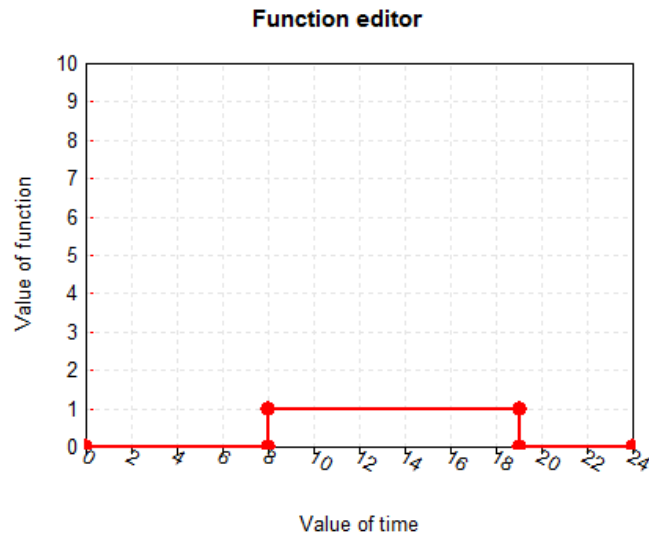
- Temperatura de bulbo seco °C
- Temperatura de bulbo húmedo °C
- Humedad relativa
- Humedad absoluta
- Entalpia Kj/Kg
- Densidad del aire seco ,Kg/m³
- Densidad del aire húmedo, Kg/m³



12.4.3.2. Type14h

En una simulación transitoria, a veces es conveniente emplear una función dependiente del tiempo el cual tiene un comportamiento caracterizado por un patrón repetitivo. El patrón se define mediante la fijación de una serie de puntos discretos en los que indicamos el valor de la función en varios instantes distintos a través de un ciclo. Se realiza una interpolación lineal para generar una función continua a partir de los datos discretos, repitiéndose el ciclo cada N horas donde N es el último valor horario introducido.

En nuestro caso el ciclo que introducimos simula el funcionamiento de nuestra instalación durante un periodo diario de 8-19 horas, siendo el perfil de la función temporal:



12.4.3.3. Type3b-2

Esta rutina modela el comportamiento de una bomba de circulación, mediante la valoración de 3 parámetros: un valor de flujo másico (Kg/s), un coeficiente entre 0 y 1 que hace las funciones de parámetro de control y un valor máximo de flujo (Kg/s). Además puede obtenerse como salida de la rutina un valor de potencia consumida (Kj/hr), mediante la definición de los parámetros de la función que relaciona la potencia consumida con el caudal de flujo. También se define la fracción de la energía entrante que se convierte en energía térmica.

En nuestro caso hemos optado por mantener los valores que se establecen por defecto.

Dentro de nuestro sistema definimos dos bombas de circulación:

- 1. Bomba del circuito Intercambiador-Captadores
- 2. Bomba del circuito acumulador- máquina de absorción
-



12.4.3.4. Type57-2

Esta rutina nos permite adecuar las unidades de las distintas subrutinas de la simulación, ya que en ocasiones se combinan unidades del SI con el sistema anglosajón. Para utilizarla solo debemos indicar que unidades son las que tenemos y cuales queremos conseguir, en base a una serie de tablas donde se refleja la propiedad evaluada y las distintas unidades posibles. La rutina comprueba que las indicaciones sobre el tipo de variable de entrada son adecuadas, realiza la conversión, proporcionando las unidades solicitadas a todas aquellas salidas dependientes de esta conversión.



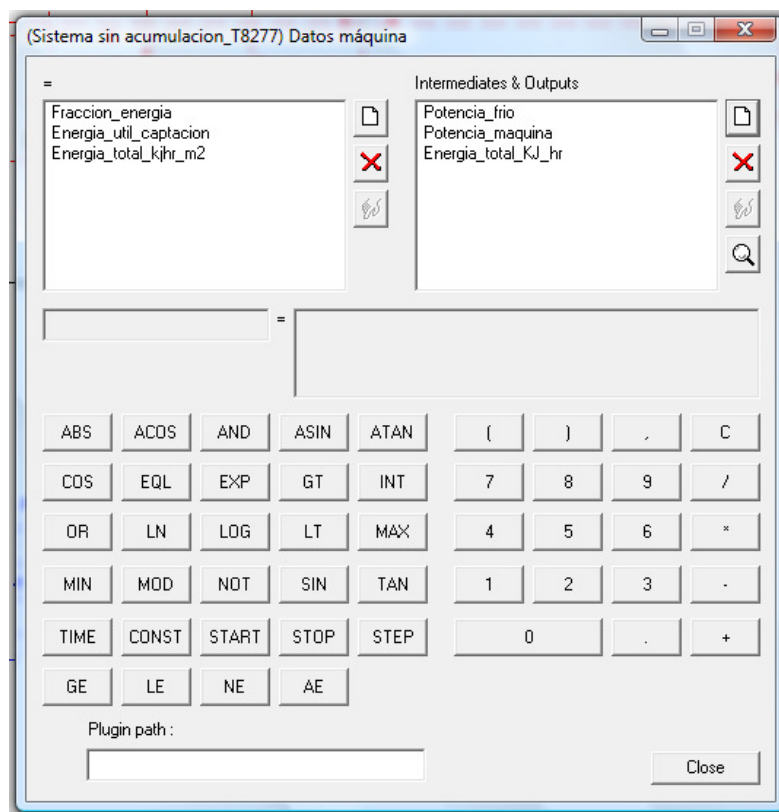
12.4.3.5. Type25a

La rutina de impresión se utiliza para obtener las variables de salida deseadas de cada subrutina en un intervalo específico de tiempo. La salida se puede obtener iniciando el intervalo de impresión en un momento relativo respecto al comienzo absoluto de la simulación. Si se utiliza este método relativo, por ejemplo con un intervalo de impresión de 1 hora y la simulación comienza en el momento 0.5, los valores imprimidos serán 0.5, 1.5, 2.5... Sin embargo si se utiliza la misma escala temporal los valores que se obtendrán serán 0.5, 1.0, 2.0, 3.0...



12.4.3.6. Equa

Esta subrutina es un complemento auxiliar que nos permite realizar un tratamiento de los datos obtenidos, bien previamente a introducirlos en otra subrutina o para obtener datos derivados de mayor interés. Para utilizarlo, solo hay que definir las ecuaciones que vamos a utilizar en el tratamiento, así como las variables temporales que vamos a utilizar en el calcular.



12.4.4. ANALISIS DE SISTEMAS DE ENERGIA TERMICA

Inicialmente vamos a realizar la simulación de los distintos sistemas de intercambio de energía térmica, con el fin de comparar los resultados que obtendríamos para cada uno de ellos.

La simulación se realiza manteniendo constantes las condiciones de operación, elegidas estas según los resultados teóricos obtenidos en los cálculos previos a la simulación y siendo estos sus valores:

- Rango de operación máquina de absorción: 82-77 °C
- Caudales máquina absorción:
- Agua refrigerada: 1.54 Kg/s
- Agua de refrigeración: 5.4 Kg/s
- Agua caliente: 2.4 Kg/s
- Caudal circuito intercambiador- campo captación (si aplicable) : 6517 Kg/h
- Caudal circuito intercambiador-acumulador (si aplicable): 8640 Kg/h
- Distribución campo captadores: Serie 2 captadores
- Modelo de captador: AP10
- Superficie captación:230 m²
- Coeficiente de intercambiador: 7020 W/K
- Volumen de acumulación: 8.6 m³
- Coeficiente de pérdidas acumulador: 0.4196 W/K*m²

Podríamos haber elegido unas condiciones de operación diferentes, ya que realmente nuestro objetivo es obtener unos resultados que podamos comparar, por lo que la única condición es que las variables mantengan sus valores constantes.

Descriptivamente dentro del diagrama de simulación vamos a distinguir 3 tipos de corrientes:

a. Flujos energéticos de sistema: Distinguidos con color negro, son aquellas líneas que representan los flujos energéticos reales de la instalación, incluyendo tanto los caudales volumétricos como los flujos radiativos. Los representamos con una línea continua de color negro.

b. Flujos no energéticos primarios: Son aquellos que aun no estando relacionados con flujos de energía reales, determinan una relación necesaria para el correcto funcionamiento del sistema. Un ejemplo claro, serian las líneas que relacionan la función transitoria con las bombas de flujo y con la máquina de absorción. Los representamos con líneas discontinuas de color azul.

c. Flujos no energéticos secundarios: Hacen referencia a líneas auxiliares propias de la simulación, normalmente asociadas a flujos de información para la representación de

resultados o bien para el tratamiento de los datos obtenidos. Los representamos con líneas discontinuas de color rojo.

12.4.5. METODOLOGIA OBTENCION DE DATOS

Todas las simulaciones se han realizado para un periodo de tiempo que engloba los meses de abril a octubre, que son aquellos en los que es previsible el funcionamiento de una instalación de estas características. Dado que el programa nos exige introducir el periodo temporal en horas, la simulación será desde:

- 1 de abril : 2137 horas (escala anual)
- 31 de octubre: 7320 horas

Los resultados obtenidos son difíciles de manejar por su volumen, ya que estamos hablando del orden de 5283 entradas para cada variable, lo que para 6 variables objeto y 3 configuraciones por variable proporcionan unos 93294 datos de funcionamiento. Para poder agilizar el análisis y el tratamiento de los mismos hemos realizado un promedio horario de todos los días de cada mes, obteniendo como resultado un día medio tipo para cada uno de los meses de operación. Así el volumen de datos se reduce a:

- 6 variables
- 3 configuraciones
- De 9-19 horas : 10 entradas
- 6 meses

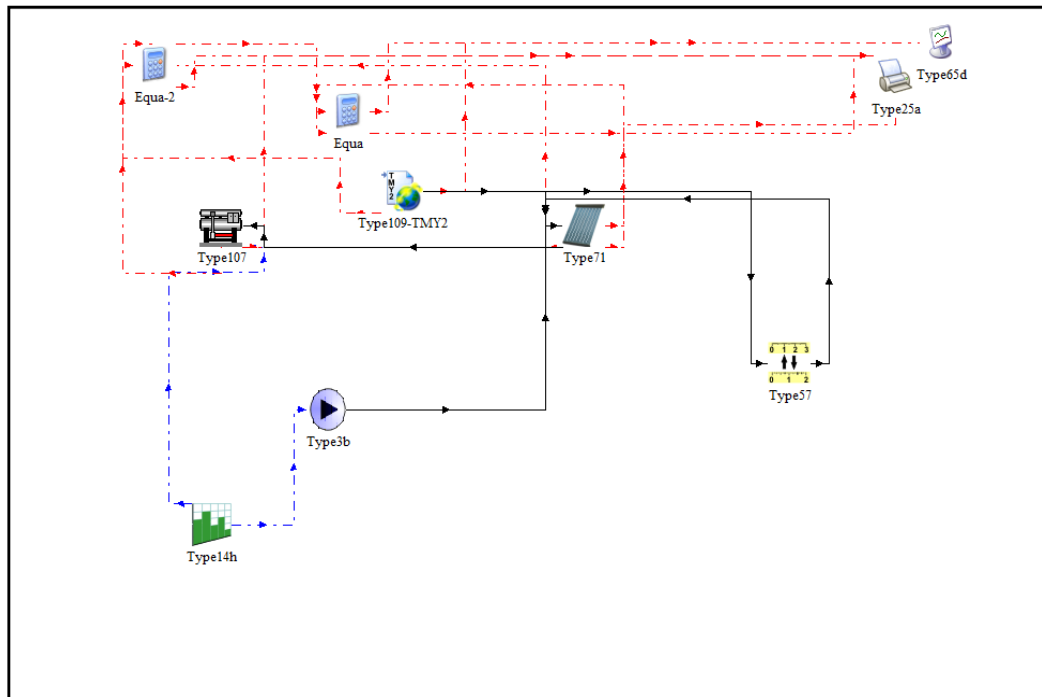
Lo que hace un total de 1080 entradas de datos para cada simulación. Aquí mostramos un ejemplo del formato de datos al que hacemos una referencia, para el mes de abril y mayo de uno de los sistemas simulados,

| | | ENERGIA UTIL kw | | |
|-----------------------------------|----|-----------------|---------------|---------------|
| | | PARALELO | SP2 | SP3 |
| abril | 9 | 6,492 | 6,453 | 6,479 |
| | 10 | 33,995 | 33,789 | 33,927 |
| | 11 | 50,742 | 50,434 | 50,641 |
| | 12 | 48,863 | 48,566 | 48,766 |
| | 13 | 52,596 | 52,276 | 52,491 |
| | 14 | 52,953 | 52,631 | 52,847 |
| | 15 | 52,293 | 51,974 | 52,188 |
| | 16 | 51,271 | 50,958 | 51,168 |
| | 17 | 47,927 | 47,635 | 47,831 |
| | 18 | 29,078 | 28,900 | 29,019 |
| | 19 | 1,898 | 1,886 | 1,894 |
| MAXIMO | | 52,953 | 52,631 | 52,847 |
| MINIMO | | 33,995 | 33,789 | 33,927 |
| PROMEDIO 5 HORAS CENTRALES | | 48,830 | 48,533 | 48,732 |
| mayo | 9 | 14,069 | 13,984 | 14,041 |
| | 10 | 42,604 | 42,345 | 42,519 |
| | 11 | 58,270 | 57,916 | 58,154 |
| | 12 | 60,287 | 59,920 | 60,166 |
| | 13 | 61,819 | 61,443 | 61,696 |
| | 14 | 60,062 | 59,697 | 59,942 |
| | 15 | 60,362 | 59,994 | 60,241 |
| | 16 | 57,480 | 57,130 | 57,365 |
| | 17 | 56,572 | 56,228 | 56,459 |
| | 18 | 35,706 | 35,488 | 35,634 |
| | 19 | 8,429 | 8,377 | 8,412 |
| MAXIMO | | 61,819 | 61,443 | 61,696 |
| MINIMO | | 42,604 | 42,345 | 42,519 |
| PROMEDIO 5 HORAS CENTRALES | | 57,182 | 56,834 | 57,068 |




12.4.6. SISTEMA DIRECTO

Los sistemas directos se caracterizan por no tener ningún tipo de equipo de intercambio de energía térmica entre el campo de captación y el punto de consumo, en nuestro caso la máquina de absorción de simple efecto.



El número de rutinas a utilizar en la simulación de este sistema es comparativamente menor, ya que se eliminan elementos que conllevan la mayor complejidad dentro de un sistema de producción de energía térmica. La configuración de nuestro sistema sería:












La relación existente entre las distintas subrutinas es:

| | |
|--|--|
|  Type14h |  Type3b  Type107 |
| Valor promedio de la función transitoria | Señal de control |
| <p>Relacionamos el valor que toma la función transitoria que caracteriza nuestro régimen de consumo de refrigeración con la señal de control que rige el funcionamiento de la bomba.</p> | |

| | |
|---|---|
|  Type3b |  Type71 |
| Temperatura de salida del fluido (°C) | Temperatura de entrada captadores (°C) |
| Caudal impulsado (Kg/s) | Caudal fluido calorportador (Kg/s) |
| <p>Esta bomba simula el suministro del fluido calorportador al campo de captadores, por lo que las características del fluido saliente coincidirán con las del entrante en el campo de captación.</p> | |

| | |
|--|---|
|  Type109-TMY2 |  Type71 |
| Temperatura ambiente (°C) | Temperatura ambiente (°C) |
| Angulo cenital solar (°) | Angulo cenital solar (°) |
| Angulo azimutal solar (°) | Angulo azimutal solar (°) |
| Radiacion total sobre sup.inclinada (KJ/h*m2) | Radiacion incidente (Kj/h*m2) |
| Radiacion difusa sobre la sup.inclinada (KJ/h*m2) | Radiacion difusa incidente (Kj/h*m2) |
| Angulo de incidencia de la radiacion sobre una superficie inclinada (°) | Angulo de incidencia solar (°) |
| Pendiente superficie inclinada (°) | Inclinacion de captadores(°) |
| <p>El procesador meteorológico proporciona los datos relacionados con la radiación y las variables del entorno a la rutina que simula el funcionamiento de los tubos de vacío. Como en ésta hemos especificado una superficie inclinada que coincide con el ángulo de inclinación de los colectores, los resultados de radiación potencial incidente coinciden en ambos casos.</p> | |

| | | |
|--|--|--|
|  Type109-TMY2 |  Type57 |  Type71 |
| Radiación difusa celeste incidente en superficie inclinada (Kj/(hr·m²)) | Entrada | Radiación difusa incidente sobre captador (W/m²) |
| | Salida | |
|  Type107 |  Datos máquina |  Type25a |
| Fracción de capacidad nominal | Fracción nominal | |
| Energía total transferida KJ/hr·m² | Energía total KJ/hr·m² | |
| | Potencia frío real | Entrada impresión 4 |
| | Energía total transferida KW | Entrada impresión 1 |
| <p>Esta línea nos permite transformar los resultados obtenidos de la rutina de la máquina de absorción y mediante la utilización de dos ecuaciones sencillas conseguir el formato de datos deseado. En este caso, lo que hacemos es:</p> <p>Fracción de la capacidad nominal · Potencia nominal = Potencia real</p> <p>Energía transferida en KW = Energía (KJ/hr·m²) · (Área captación/3600 s)</p> <p>La segunda parte nos permite exportar los resultados a un archivo de tipo ejemplo.out, simplemente definiendo las variables que queremos exportar, en este caso son las dos referidas.</p> <p>Esta línea de información es simplemente un cambio de unidades para adecuar ambas variables.</p> | | |

| | |
|--|--|
|  Type71 |  Type25a |
|  Type107 | |
| Temperatura de salida del colector Temperatura salida máquina absorción COP | Entrada impresión 2 Entrada impresión 5 Entrada impresión 3 |

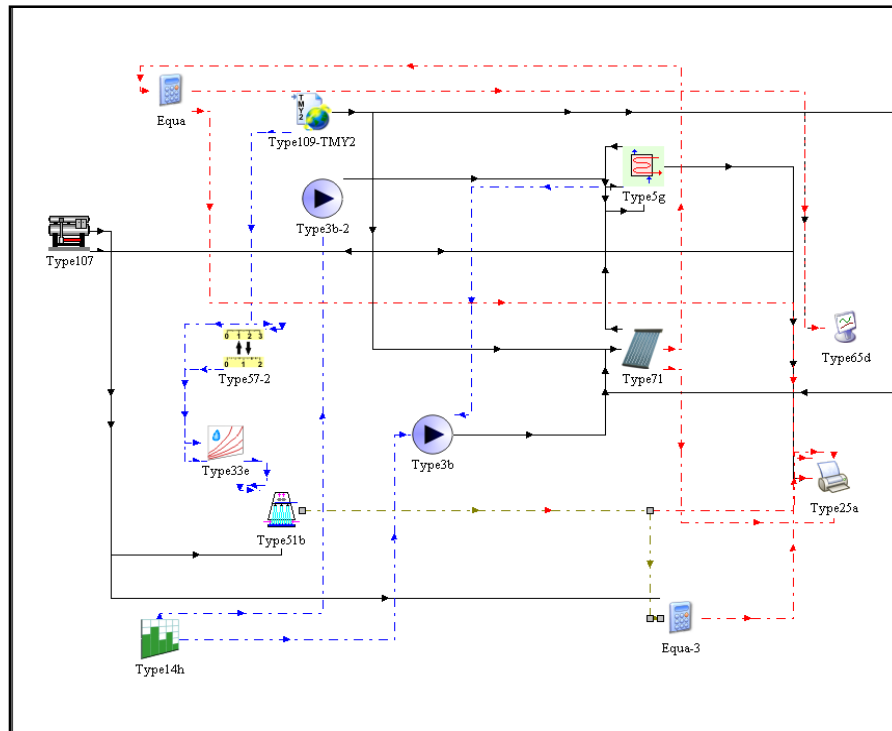
Dado

que los resultados obtenidos están desarrollados para todas las horas del periodo de abril a octubre, no podemos mostrarlos tal y como los exportamos, sino que vamos a realizar un promedio de los valores horarios para todos los días de cada mes. En nuestra tabla de valores vamos a incluir el valor promedio de las 5 horas centrales, el valor mínimo y el máximo alcanzado.



| | | Energía Útil KW | TEMPERATURA SALIDA CAPTACIÓN °C | COP | POTENCIA REAL KW | TEMPERATURA SALIDA MAQUINA ABSORCION °C |
|------------|----------|--------------------|---------------------------------------|-------|---------------------|---|
| ABRIL | SUBTOTAL | 37,030 | 83,860 | 0,685 | 37,892 | 78,459 |
| | MINIMO | 40,812 | 84,254 | 0,729 | 38,227 | 78,768 |
| | MAXIMO | 21,554 | 82,248 | 0,674 | 36,530 | 77,196 |
| MAYO | SUBTOTAL | 45,174 | 84,708 | 0,662 | 38,662 | 79,134 |
| | MINIMO | 49,848 | 85,195 | 0,711 | 39,071 | 79,515 |
| | MAXIMO | 27,650 | 82,883 | 0,649 | 37,131 | 77,706 |
| JUNIO | SUBTOTAL | 45,174 | 84,708 | 0,662 | 38,662 | 79,134 |
| | MINIMO | 49,848 | 85,195 | 0,711 | 39,071 | 79,515 |
| | MAXIMO | 27,650 | 82,883 | 0,649 | 37,131 | 77,706 |
| JULIO | SUBTOTAL | 54,159 | 85,644 | 0,637 | 39,455 | 79,868 |
| | MINIMO | 58,408 | 86,087 | 0,679 | 39,824 | 80,214 |
| | MAXIMO | 38,399 | 84,002 | 0,626 | 38,079 | 78,584 |
| AGOSTO | SUBTOTAL | 50,293 | 85,241 | 0,648 | 39,109 | 79,551 |
| | MINIMO | 55,453 | 85,779 | 0,696 | 39,555 | 79,971 |
| | MAXIMO | 32,631 | 83,402 | 0,635 | 37,576 | 78,114 |
| SEPTIEMBRE | SUBTOTAL | 44,430 | 84,631 | 0,664 | 38,603 | 79,075 |
| | MINIMO | 50,970 | 85,312 | 0,730 | 39,168 | 79,606 |
| | MAXIMO | 21,562 | 82,249 | 0,647 | 36,591 | 77,209 |
| OCTUBRE | SUBTOTAL | 44,430 | 84,631 | 0,664 | 38,603 | 79,075 |
| | MINIMO | 50,970 | 85,312 | 0,730 | 39,168 | 79,606 |
| | MAXIMO | 21,562 | 82,249 | 0,647 | 36,591 | 77,209 |




12.4.7. SISTEMA CON INTERCAMBIADOR SIN ACUMULADOR



En este sistema introducimos un nuevo elemento, como es el intercambiador de calor. Igual que hemos hecho en el caso anterior, vamos a obtener resultados de las principales variables, para después comparar aquellas que sean comunes. Mediante la simulación de este sistema podremos comprobar la influencia en el rendimiento global que tiene el intercambiador de calor. Como parámetros operativos de este, vamos a considerar los obtenidos en la parte teórica.

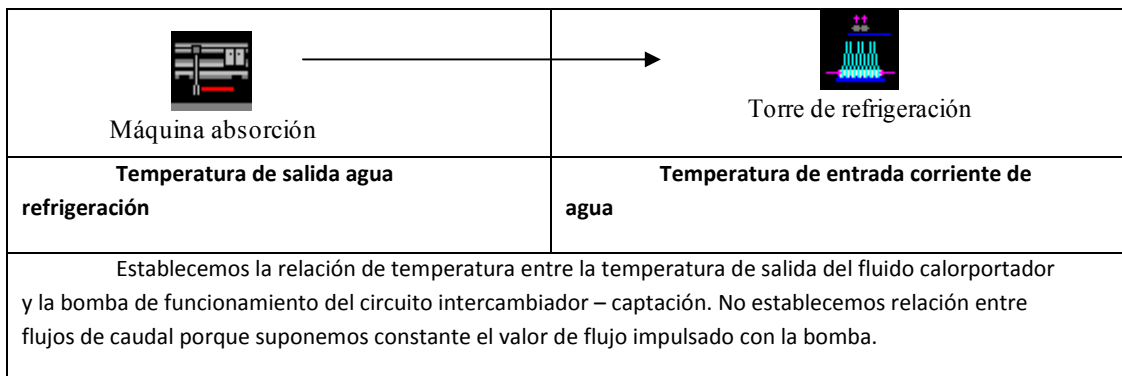
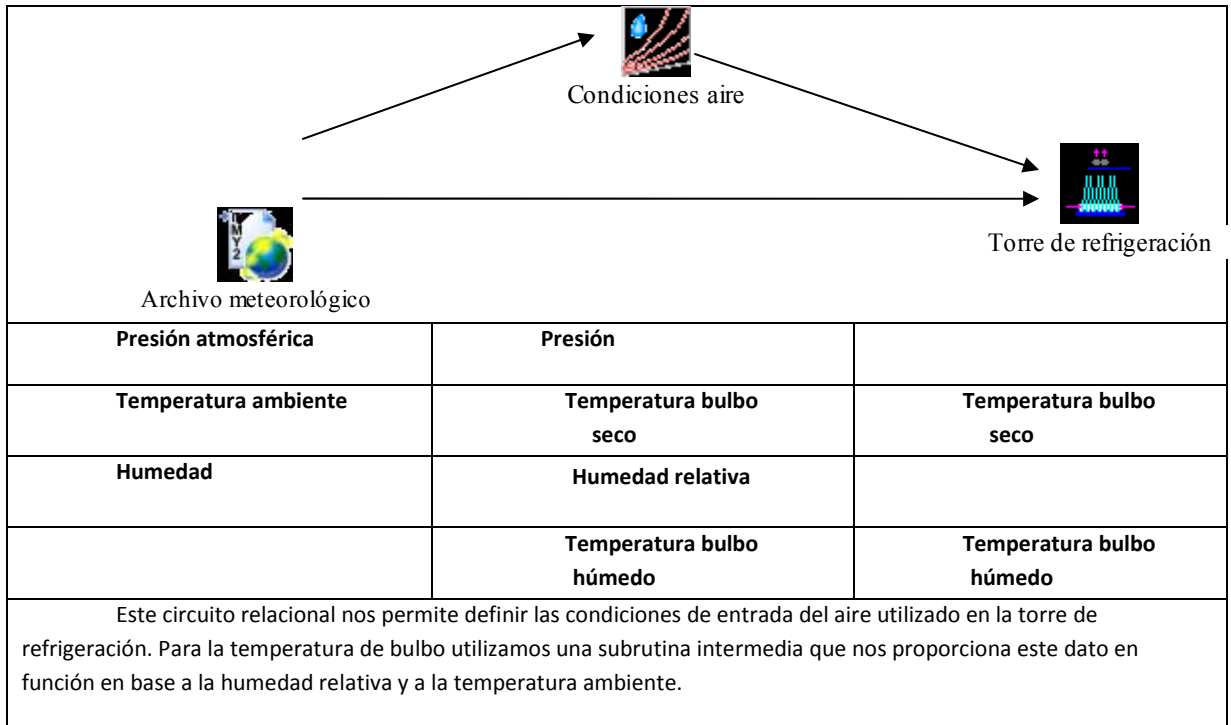


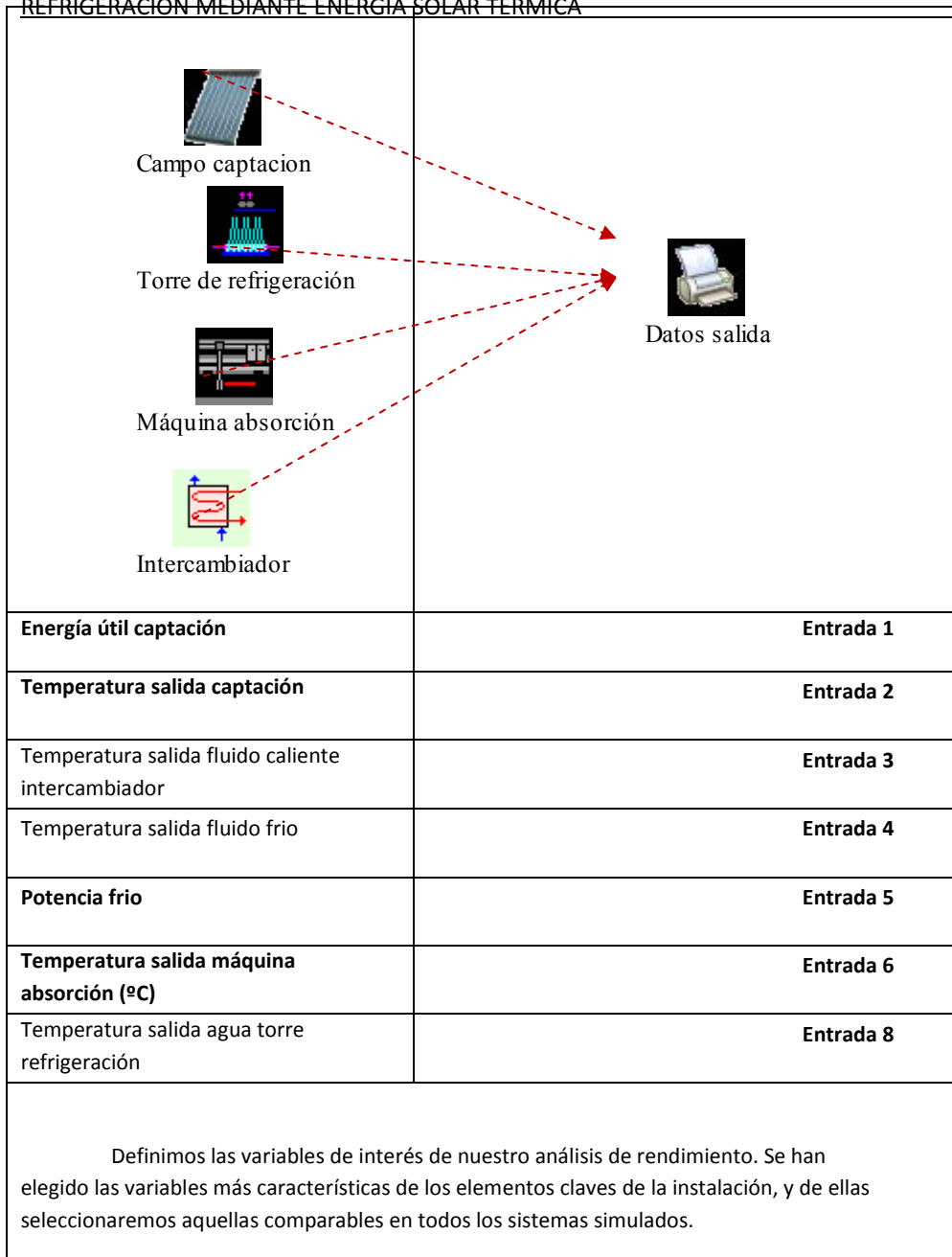
A continuación vamos a señalar las nuevas relaciones que diferencian esta rutina del anterior supuesto.

| | |
|--|---|
|  Intercambiador |  Bomba captacion |
| Temperatura de salida fluido caliente | Temperatura de salida |
| Establecemos la relación de temperatura entre la temperatura de salida del fluido calorportador y la bomba de funcionamiento del circuito intercambiador – captación. No establecemos relación entre flujos de caudal porque suponemos constante el valor de flujo impulsado con la bomba. | |

| | |
|--|---|
|  <p>Campo captación</p>  <p>Bomba maquina</p> |  <p>Intercambiador</p> |
| <p>Temperatura salida bomba</p> <p>Caudal bomba</p> <p>Temperatura salida fluido captación</p> <p>Caudal de captación</p> | <p>Temperatura de entrada fluido frio</p> <p>Caudal fluido frio</p> <p>Temperatura de entrada fluido caliente</p> <p>Caudal fluido frio</p> |
| <p>Este circuito nos permite definir las variables que intervienen en el funcionamiento del intercambiador, relacionándolas con las propiedades de fluido calorportador a la salida del campo de captación y con el retorno de la máquina de absorción</p> | |

| | |
|--|--|
|  <p>Intercambiador</p> |  <p>Máquina absorción</p> |
| <p>Caudal de salida fluido frio</p> | <p>Caudal de entrada agua caliente</p> |
| <p>Temperatura de salida fluido frio</p> | <p>Temperatura entrada agua caliente</p> |
| <p>Mediante esta relación definimos las propiedades del fluido térmico de entrada en la máquina de absorción con las de salida del fluido frío a su paso por el intercambiador</p> | |





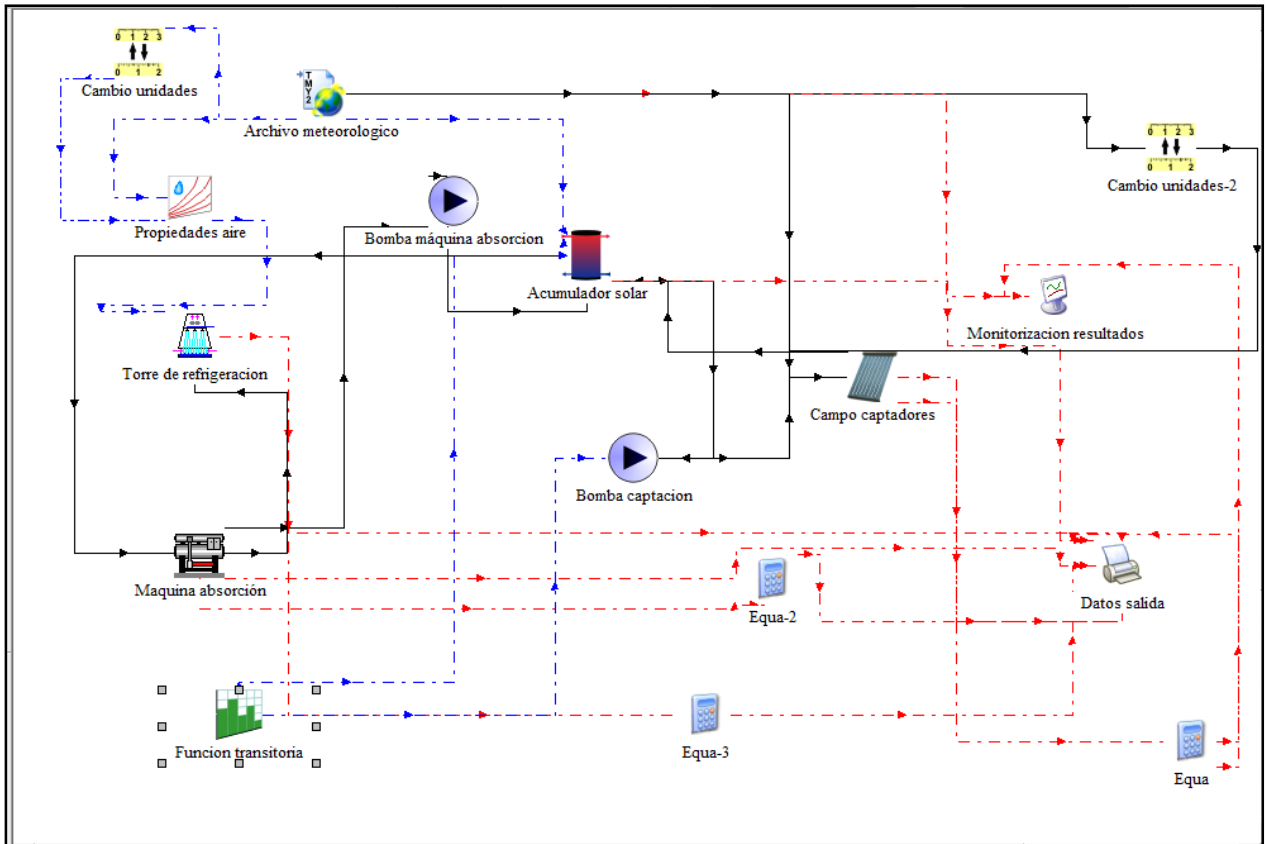
Los resultados obtenidos mediante la simulación de este sistema para las condiciones definidas con anterioridad, son:

| | | Energía Útil KW | TEMPERATURA SALIDA CAPTACIÓN °C | COP | POTENCIA REAL KW | TEMPERATURA SALIDA MAQUINA ABSORCION °C |
|------------|----------|--------------------|---------------------------------------|-------|---------------------|---|
| ABRIL | PROMEDIO | 37,355 | 85,436 | 0,699 | 34,972 | 77,102 |
| | MAXIMO | 41,297 | 86,324 | 0,708 | 35,378 | 77,440 |
| | MINIMO | 21,800 | 81,933 | 0,667 | 33,343 | 75,766 |
| MAYO | PROMEDIO | 44,217 | 86,984 | 0,714 | 35,724 | 77,698 |
| | MAXIMO | 48,689 | 87,988 | 0,723 | 36,170 | 78,076 |
| | MINIMO | 27,401 | 83,197 | 0,679 | 33,962 | 76,253 |
| JUNIO | PROMEDIO | 47,051 | 87,621 | 0,720 | 36,024 | 77,941 |
| | MAXIMO | 52,080 | 88,751 | 0,730 | 36,523 | 78,368 |
| | MINIMO | 32,797 | 84,400 | 0,691 | 34,544 | 76,711 |
| JULIO | PROMEDIO | 54,111 | 89,215 | 0,734 | 36,714 | 78,543 |
| | MAXIMO | 58,203 | 90,134 | 0,742 | 37,078 | 78,883 |
| | MINIMO | 39,012 | 85,819 | 0,705 | 35,245 | 77,266 |
| AGOSTO | PROMEDIO | 48,497 | 87,949 | 0,723 | 36,137 | 78,061 |
| | MAXIMO | 53,279 | 89,025 | 0,732 | 36,589 | 78,464 |
| | MINIMO | 31,607 | 84,149 | 0,689 | 34,429 | 76,621 |
| SEPTIEMBRE | PROMEDIO | 44,475 | 87,043 | 0,715 | 35,735 | 77,718 |
| | MAXIMO | 51,055 | 88,521 | 0,728 | 36,383 | 78,274 |
| | MINIMO | 22,456 | 82,082 | 0,668 | 33,424 | 75,825 |
| OCTUBRE | PROMEDIO | 32,962 | 84,445 | 0,691 | 34,536 | 76,727 |
| | MAXIMO | 39,899 | 86,011 | 0,706 | 35,292 | 77,329 |
| | MINIMO | 5,484 | 78,252 | 0,631 | 31,542 | 74,347 |



El principal inconveniente que presenta este tipo de sistemas es que la configuración del circuito secundario obliga a que el valor de caudal que circula sea igual al valor demandado por nuestro equipo de absorción. Cuando la potencia de la máquina es baja, como es nuestro caso, la diferencia de caudales es asumible por el sistema y se puede obtener un buen rendimiento global. Pero si consideramos potencias mayores, por tanto con mayores necesidades de energía térmica, los caudales a considerar llegan a ser dos o 3 veces el valor de caudal del circuito primario, lo que conlleva una pérdida importante en cuanto al nivel de temperatura necesario. En nuestro caso, como ya hemos señalado, esta diferencia se disipa, pero esto convierte a este tipo de sistemas en una opción difícilmente considerable con potencias de mayor rango.

12.4.8. SISTEMA CON ACUMULADOR SIN INTERCAMBIADOR



El sistema analizado a continuación introduce como elemento constituyente del sistema directo el acumulador solar, por lo que podremos analizar la influencia de este componente en el rendimiento global de la instalación. Supondremos un acumulador solar con 5 niveles de estratificación, un volumen de acumulación de 8,6 m³ y un coeficiente de pérdidas de 1.368 W/m²·K






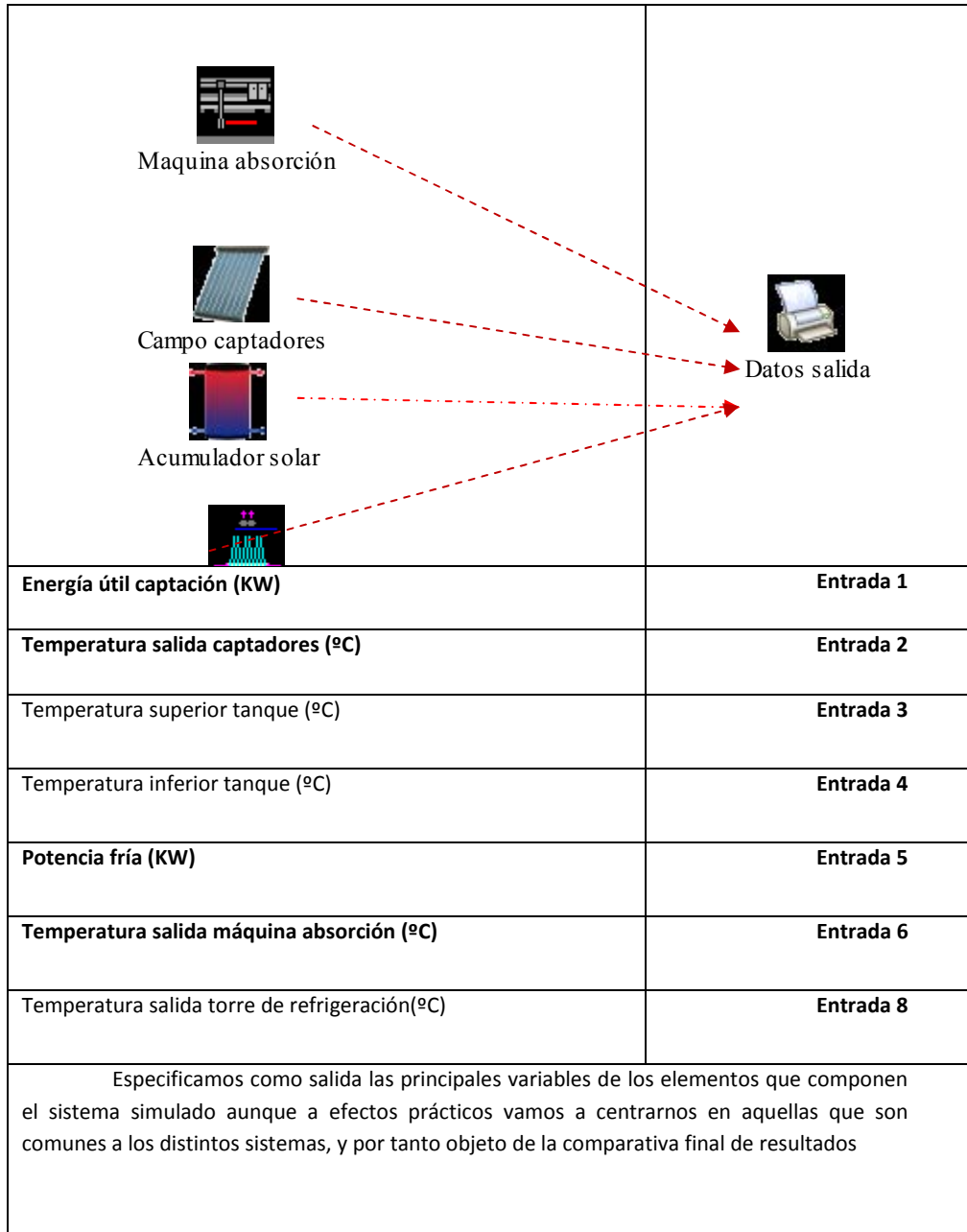
Dentro del esquema que mostramos pasamos a detallar aquellas nuevas relaciones que se establecen para este modo de operación. Encontramos:

| | | |
|---|---|---|
|  Bomba captacion |  Campo captadores |  Acumulador solar |
| Temperatura fluido (°C) | Temperatura entrada captador (°C) | |
| | Temperatura salida captador (°C) | Temperatura parte superior (°C) |
| Caudal campo captación (Kg/hr) | Caudal fluido calorportador (Kg/hr) | Caudal fluido calorportador (Kg/hr) |
| El caudal y la temperatura de entrada del fluido calorportador por la parte superior del tanque de acumulación (agua u otro fluido) vienen determinadas por las salidas procedentes del campo de captadores, que a su vez depende de los valores de salida del equipo de bombeo. Se mantendrá un valor de flujo constante en el | | |

circuito, variando el nivel de temperatura que se alcanza en cada instante.

| | |
|--|---|
|  Acumulador solar |  Bomba captacion |
| Temperatura salida fluido parte inferior tanque (°C) | Temperatura entrada (°C) |
| <p>Esta es una de las relaciones claves del sistema, ya que aunque mantengamos constante el caudal de entrada en el acumulador y por tanto también el de salida hemos de reflejar en el comportamiento del sistema la influencia en la variación de la temperatura de salida del acumulador en el campo de captación. Lo hacemos mediante esta relación de simulación.</p> | |

| | | |
|--|--|---|
|  Bomba máquina absorcion |  Acumulador solar |  Maquina absorción |
| Temperatura salida fluido (°C) | Temperatura entrada fluido frio (°C) | |
| | Temperatura salida parte superior(°C) | Temperatura fluido caliente(°C) |
| Caudal máquina absorción (Kg/hr) | Caudal fluido frio (Kg/hr) | Caudal fluido calorportador (Kg/hr) |
| <p>Este circuito refleja la relación existente entre el acumulador solar y la máquina de absorción. El fluido que sale por la parte superior del tanque de acumulación constituye la entrada en la máquina de absorción del fluido que aporta la energía térmica, por lo que es lógico establecer una relación directa entre ambos componentes. La bomba de circulación suministra al tanque de acumulación un caudal igual al caudal nominal de energía térmica necesario por la máquina de absorción y cuyo nivel térmico vendrá dado por la temperatura de salida en la máquina de absorción.</p> | | |



Los resultados obtenidos en esta simulación son

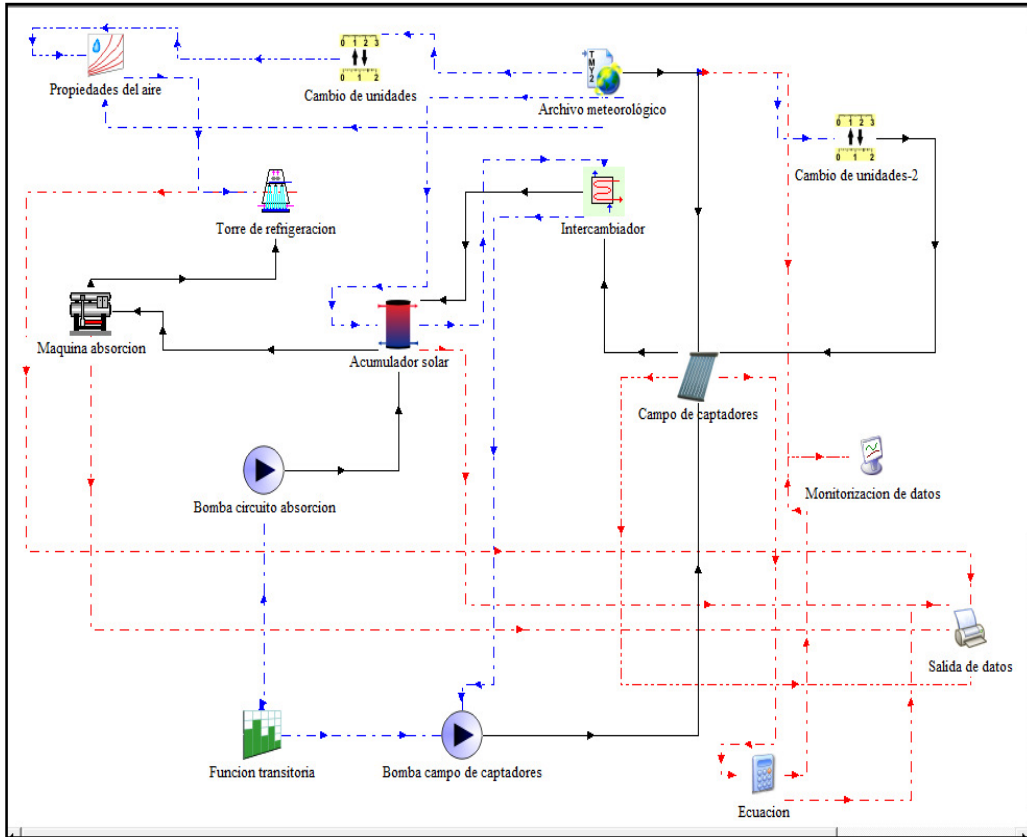
| | | Energía Útil KW | TEMPERATURA SALIDA CAPTACIÓN °C | COP | POTENCIA REAL KW | TEMPERATURA SALIDA MAQUINA ABSORCION °C |
|------------|----------|-----------------------|--|-------|------------------------|---|
| ABRIL | PROMEDIO | 38,547 | 82,194 | 0,703 | 35,151 | 76,868 |
| | MAXIMO | 42,594 | 82,787 | 0,712 | 35,595 | 76,904 |
| | MINIMO | 22,507 | 80,005 | 0,683 | 34,133 | 76,711 |
| MAYO | PROMEDIO | 45,574 | 83,236 | 0,720 | 36,009 | 76,940 |
| | MAXIMO | 50,185 | 83,880 | 0,728 | 36,408 | 76,958 |
| | MINIMO | 28,245 | 80,842 | 0,697 | 34,863 | 76,890 |
| JUNIO | PROMEDIO | 48,693 | 83,625 | 0,726 | 36,322 | 76,947 |
| | MAXIMO | 53,644 | 84,360 | 0,734 | 36,716 | 76,962 |
| | MINIMO | 35,628 | 81,500 | 0,711 | 35,548 | 76,897 |
| JULIO | PROMEDIO | 55,688 | 84,645 | 0,740 | 37,018 | 76,953 |
| | MAXIMO | 59,879 | 85,233 | 0,748 | 37,377 | 76,965 |
| | MINIMO | 40,132 | 82,506 | 0,723 | 36,157 | 76,911 |
| AGOSTO | PROMEDIO | 49,908 | 83,842 | 0,728 | 36,425 | 76,947 |
| | MAXIMO | 54,809 | 84,528 | 0,738 | 36,889 | 76,965 |
| | MINIMO | 32,517 | 81,457 | 0,707 | 35,363 | 76,897 |
| SEPTIEMBRE | PROMEDIO | 45,797 | 83,268 | 0,720 | 36,012 | 76,942 |
| | MAXIMO | 52,574 | 84,209 | 0,732 | 36,579 | 76,963 |
| | MINIMO | 23,123 | 80,160 | 0,689 | 34,454 | 76,865 |
| OCTUBRE | PROMEDIO | 33,989 | 81,601 | 0,695 | 34,769 | 76,905 |
| | MAXIMO | 41,102 | 82,628 | 0,710 | 35,523 | 76,954 |
| | MINIMO | 5,710 | 77,681 | 0,651 | 32,556 | 76,766 |

El principal inconveniente de este tipo de sistemas es que el fluido térmico de ambos circuitos debe ser el mismo. Esto conlleva problemas asociados con las propiedades del fluido, ya que el uso de agua corriente no es aconsejable en el caso de los captadores solares por sus características corrosivas y degradación sobre la instalación, y por otra parte, no es viable el uso de fluido calorportador de manera directa en la máquina de absorción.




12.4.9. SISTEMA COMPLETO

En este sistema introducimos todos los componentes de una instalación solar térmica de circulación forzada indirecta. Para las condiciones de funcionamiento de los componentes elegimos los mismos valores que de los sistemas individuales, a fin de que los resultados obtenidos sean comparables. El aspecto clave dentro de esta opción de instalación es la necesidad de combinar tres caudales distintos para obtener el mayor nivel de energía térmica. El caudal del circuito primario y del circuito de absorción están fijados previamente, y es el flujo dentro del circuito acumulador-intercambiador el que debe ser elegido acorde a los otros dos.



El esquema final de la instalación es:






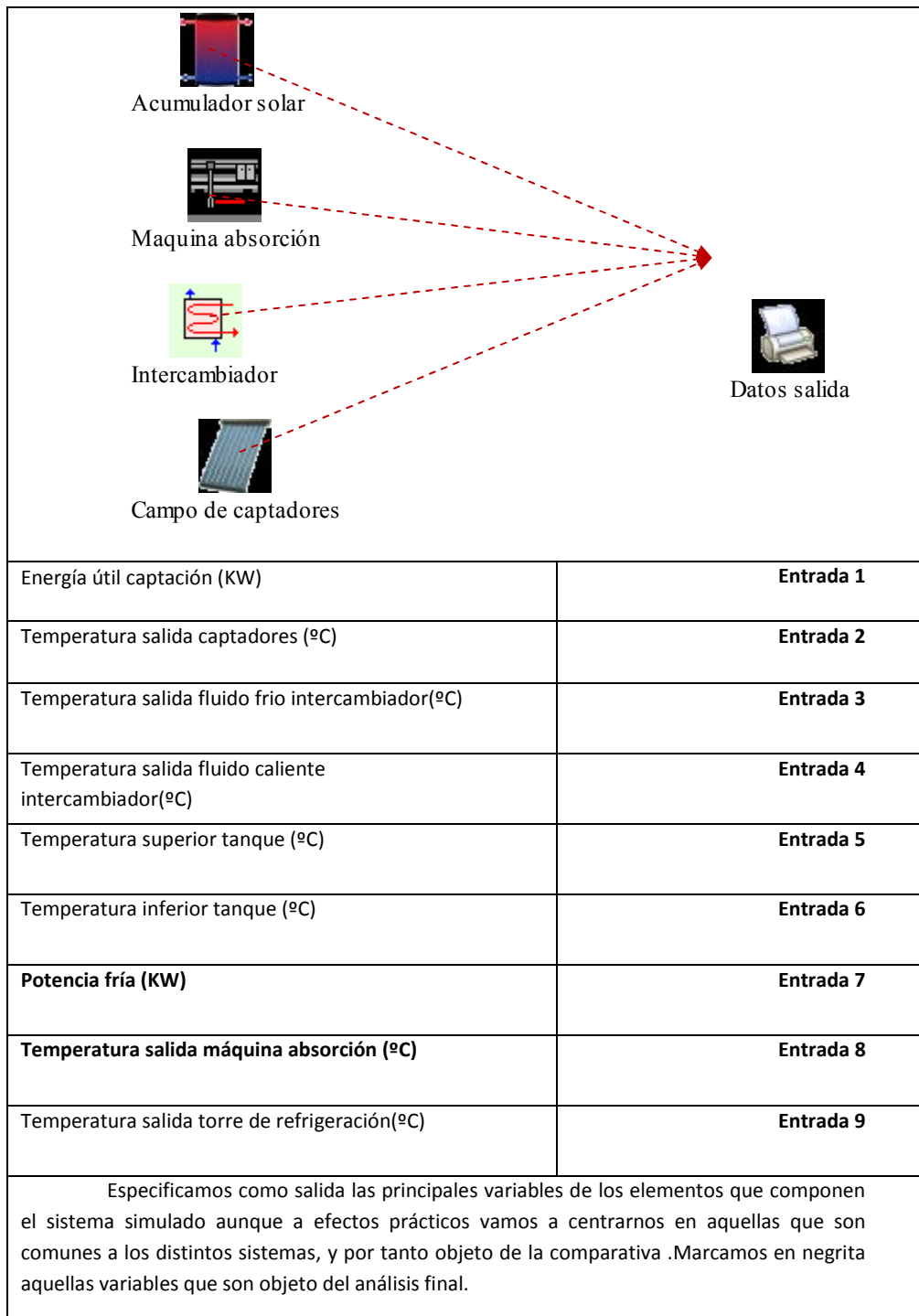
Pasamos a analizar las nuevas relaciones que se establecen entre los distintos componentes, centrándonos en aquellas que suponen un cambio significativo con respecto los anteriores sistemas:

| | | |
|--|--|---|
|  Bomba campo de captadores |  Campo de captadores |  Intercambiador |
| Temperatura salida fluido (°C) | Temperatura entrada (°C) | |
| | Temperatura salida (°C) | Temperatura entrada fluido caliente(°C) |
| Caudal circuito captación(Kg/hr) | Caudal fluido entrante (Kg/hr) | Caudal fluido caliente(Kg/hr) |

En este circuito fijamos la relación térmica que se establece entre el campo de captación y el intercambiador de calor. El fluido calorportador constituye el fluido caliente de intercambio, y la temperatura de salida será la de entrada en el intercambiador. Como valor de coeficiente de transmisión hemos mantenido el de anteriores simulaciones.

| | | |
|--|--------|---|
|  Intercambiador | -----> |  Bomba campo de captadores |
| Temperatura salida fluido caliente (°C) | | Temperatura entrada bomba (°C) |
| <p>Esta relación nos permite, manteniendo constante el flujo en el campo de captación, asociar la temperatura de entrada con la temperatura de salida tras su paso por el intercambiador, con lo que reflejamos en todo momento las variaciones que puedan producirse en la eficiencia del intercambio</p> | | |

| | | | | |
|--|--------|---|--------|---|
|  Intercambiador | -----> |  Acumulador solar | -----> |  Intercambiador |
| Temperatura salida fluido frio (°C) | | Temperatura entrada superior (°C) | | |
| | | Temperatura salida inferior(°C) | | Temperatura entrada fluido frio(°C) |
| Caudal fluido frio(Kg/hr) | | Caudal entrante fluido caliente (Kg/hr) | | |
| <p>El circuito acumulador-intercambiador esta simulado por esta interrelación, en la que hacemos coincidir el agua caliente que sale del intercambiador con el fluido entrante en el acumulador por la parte superior, igualando además las temperaturas Aunque hayamos fijado el caudal circulante como constante en igual en valor al que circula por la máquina de absorción, si fijamos la temperatura de salida inferior del acumulador con la entrada del fluido frio en el intercambiador, ya que esta relación influye directamente en el rendimiento de la instalación.</p> | | | | |



Las relaciones restantes entre los distintos componentes se establecen de manera similar a los explicados en los anteriores sistemas. Los resultados obtenidos han sido:

| | | Energía Útil KW | TEMPERATURA SALIDA CAPTACIÓN °C | COP | POTENCIA REAL KW | TEMPERATURA SALIDA MAQUINA ABSORCION °C |
|------------|----------|--------------------|------------------------------------|-------|---------------------|--|
| ABRIL | PROMEDIO | 39,810 | 85,449 | 0,699 | 34,958 | 76,358 |
| | MAXIMO | 46,300 | 87,097 | 0,711 | 35,531 | 76,678 |
| | MINIMO | 32,543 | 75,821 | 0,597 | 29,874 | 76,476 |
| MAYO | PROMEDIO | 47,080 | 87,526 | 0,721 | 36,063 | 77,097 |
| | MAXIMO | 54,250 | 89,132 | 0,732 | 36,620 | 77,540 |
| | MINIMO | 38,534 | 78,489 | 0,616 | 30,785 | 77,152 |
| JUNIO | PROMEDIO | 57,950 | 89,996 | 0,740 | 36,979 | 77,838 |
| | MAXIMO | 60,080 | 90,461 | 0,740 | 37,011 | 77,869 |
| | MINIMO | 51,630 | 88,580 | 0,730 | 36,515 | 77,462 |
| JULIO | PROMEDIO | 58,930 | 90,248 | 0,744 | 37,224 | 78,082 |
| | MAXIMO | 65,863 | 91,807 | 0,754 | 37,725 | 78,500 |
| | MINIMO | 48,855 | 83,705 | 0,636 | 31,800 | 78,181 |
| AGOSTO | PROMEDIO | 52,228 | 88,716 | 0,731 | 36,569 | 77,531 |
| | MAXIMO | 59,371 | 90,316 | 0,742 | 37,098 | 77,961 |
| | MINIMO | 43,041 | 80,772 | 0,625 | 31,235 | 77,590 |
| SEPTIEMBRE | PROMEDIO | 46,033 | 87,282 | 0,719 | 35,975 | 77,040 |
| | MAXIMO | 54,431 | 89,164 | 0,733 | 36,635 | 77,563 |
| | MINIMO | 37,123 | 78,157 | 0,614 | 30,681 | 76,959 |
| OCTUBRE | PROMEDIO | 32,486 | 84,097 | 0,691 | 34,564 | 75,889 |
| | MAXIMO | 40,669 | 85,959 | 0,705 | 35,237 | 76,405 |
| | MINIMO | 25,665 | 74,645 | 0,590 | 29,476 | 75,837 |

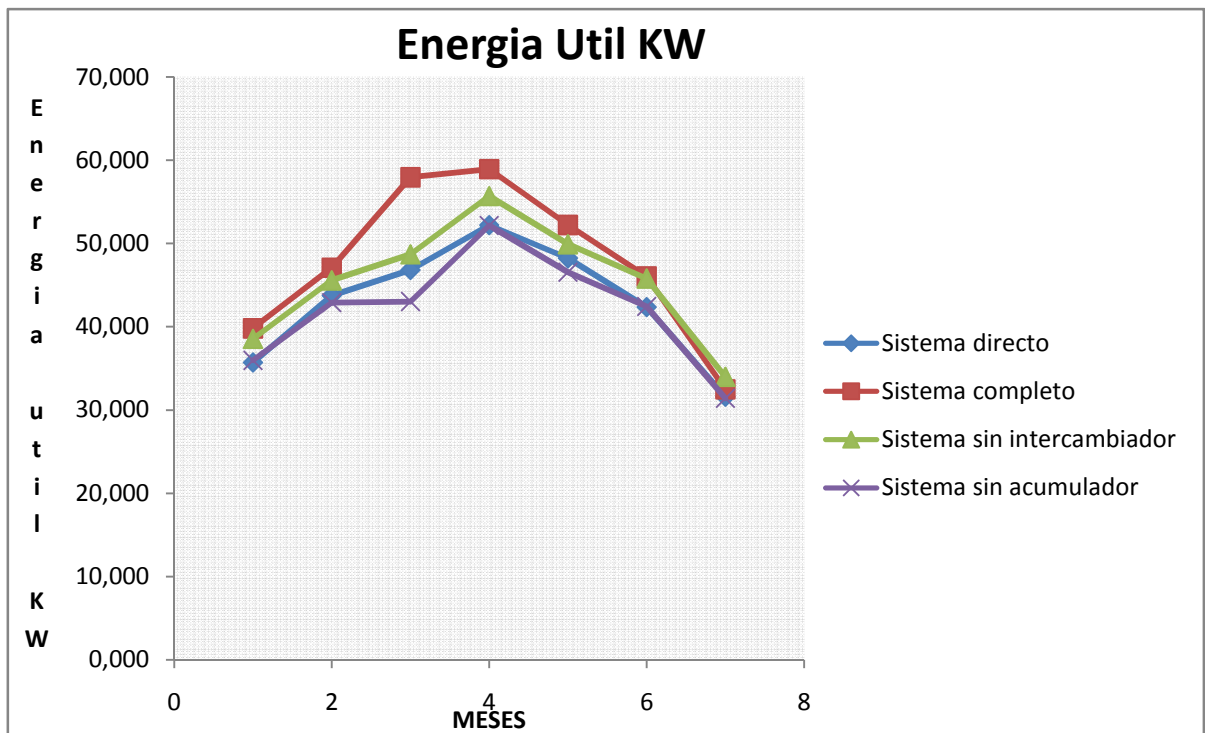
12.4.10. ANALISIS DE RESULTADOS

Vamos a analizar los resultados obtenidos para cada una de las variables estudiadas en los distintos sistemas, para al final realizar una conclusión global de cuál es el sistema óptimo:

- Energía Útil obtenida del campo de captación

Los resultados para los distintos sistemas simulados han sido:

| | | Energía Útil | | | |
|------------|----------|--------------------|------------------|----------------|------------------|
| | | KW | | | |
| | | Sin intercambiador | Sistem a directo | Sin acumulador | sistema completo |
| ABRIL | PROMEDIO | 38,547 | 35,712 | 35,978 | 39,810 |
| | MAXIMO | 42,594 | 40,812 | 41,297 | 46,300 |
| | MINIMO | 22,507 | 21,554 | 21,800 | 32,543 |
| MAYO | PROMEDIO | 45,574 | 43,759 | 42,911 | 47,080 |
| | MAXIMO | 50,185 | 49,848 | 48,689 | 54,250 |
| | MINIMO | 28,245 | 27,650 | 27,401 | 38,534 |
| JUNIO | PROMEDIO | 48,693 | 46,839 | 43,046 | 57,950 |
| | MAXIMO | 53,644 | 53,555 | 52,080 | 60,080 |
| | MINIMO | 35,628 | 35,257 | 32,797 | 51,630 |
| JULIO | PROMEDIO | 55,688 | 52,216 | 52,179 | 58,930 |
| | MAXIMO | 59,879 | 58,408 | 58,203 | 65,863 |
| | MINIMO | 40,132 | 38,399 | 39,012 | 48,855 |
| AGOSTO | PROMEDIO | 49,908 | 48,245 | 46,568 | 52,228 |
| | MAXIMO | 54,809 | 55,453 | 53,279 | 59,371 |
| | MINIMO | 32,517 | 32,631 | 31,607 | 43,041 |
| SEPTIEMBRE | PROMEDIO | 45,797 | 42,375 | 42,460 | 46,033 |
| | MAXIMO | 52,574 | 50,970 | 51,055 | 54,431 |
| | MINIMO | 23,123 | 21,562 | 22,456 | 37,123 |
| OCTUBRE | PROMEDIO | 33,989 | 31,605 | 31,422 | 32,486 |
| | MAXIMO | 41,102 | 40,343 | 39,899 | 40,669 |
| | MINIMO | 5,710 | 4,483 | 5,484 | 25,665 |



- Vemos que el sistema completo es el que tiene un mayor aprovechamiento del campo de captación con una gran diferencia con respecto al resto de los sistemas. Como podemos comprobar el efecto beneficioso y estabilizador del acumulador hace que este sea el segundo sistema en cuanto a captación de energía útil, ya que el sistema es capaz de mantener una temperatura de entrada en el campo de captadores muy estable.

- El peor sistema es el intercambiador sin depósito acumulador, sistema que sufre la pérdida térmica asociada al proceso de transferencia del intercambiador y que además soporta la variabilidad de la energía incidente en el campo de captación. De ahí que tenga un rendimiento incluso peor que el sistema directo.

- Temperatura de salida del campo de captadores

| | | Temperatura salida captadores | | | |
|------------|----------|-------------------------------|-----------------|----------------|------------------|
| | | °C | | | |
| | | Sin intercambiador | Sistema directo | Sin acumulador | sistema completo |
| ABRIL | PROMEDIO | 82,194 | 83,723 | 85,125 | 85,449 |
| | MAXIMO | 82,787 | 84,254 | 86,324 | 87,097 |
| | MINIMO | 80,005 | 82,248 | 81,933 | 75,821 |
| MAYO | PROMEDIO | 83,236 | 84,561 | 86,689 | 87,526 |
| | MAXIMO | 83,880 | 85,195 | 87,988 | 89,132 |
| | MINIMO | 80,842 | 82,883 | 83,197 | 78,489 |
| JUNIO | PROMEDIO | 83,625 | 84,596 | 86,717 | 89,996 |
| | MAXIMO | 84,360 | 85,581 | 88,751 | 90,461 |
| | MINIMO | 81,500 | 83,481 | 84,400 | 88,580 |
| JULIO | PROMEDIO | 84,645 | 85,442 | 88,779 | 90,248 |
| | MAXIMO | 85,233 | 86,087 | 90,134 | 91,807 |
| | MINIMO | 82,506 | 84,002 | 85,819 | 83,705 |
| AGOSTO | PROMEDIO | 83,842 | 85,028 | 87,513 | 88,716 |
| | MAXIMO | 84,528 | 85,779 | 89,025 | 90,316 |
| | MINIMO | 81,457 | 83,402 | 84,149 | 80,772 |
| SEPTIEMBRE | PROMEDIO | 83,268 | 84,417 | 86,587 | 87,282 |
| | MAXIMO | 84,209 | 85,312 | 88,521 | 89,164 |
| | MINIMO | 80,160 | 82,249 | 82,082 | 78,157 |
| OCTUBRE | PROMEDIO | 81,601 | 83,295 | 84,097 | 84,097 |
| | MAXIMO | 82,628 | 84,205 | 86,011 | 85,959 |
| | MINIMO | 77,681 | 80,470 | 78,252 | 74,645 |

- Donde alcanzamos una mayor temperatura de salida es en el sistema completo. Esto se debe a que el fluido calorportador sale del intercambiador con un nivel térmico mayor que en el resto de los casos. Aunque esto produzca un peor rendimiento de los captadores, la temperatura de salida siempre es mayor comparativamente.

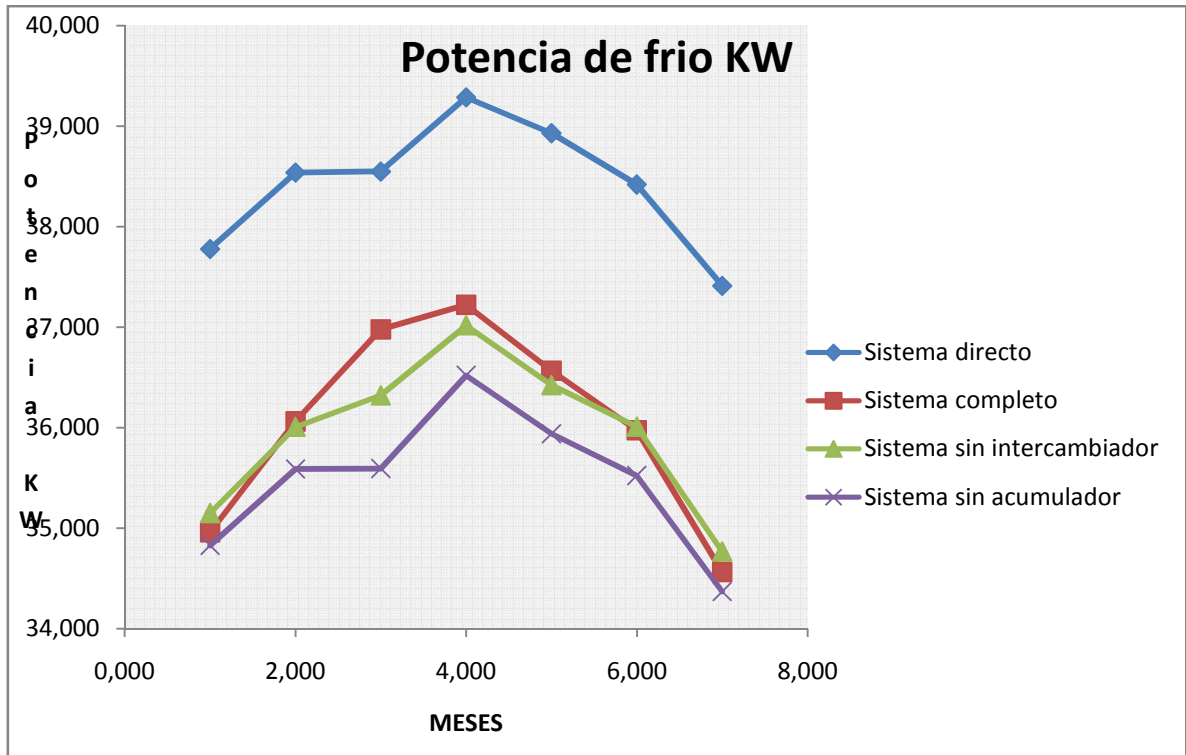
- El sistema en el que la temperatura es menor es el sistema con acumulación y sin intercambiador. En la mezcla dentro del depósito la corriente entrante caliente por la parte superior se mezcla con el retorno de la máquina de absorción, cuyo nivel térmico está cerca de los 79°C. Dado que la entrada a los captadores procede de la parte inferior del tanque, será esta la temperatura de entrada en área de captación. De ahí que la salida sea una temperatura más baja que el resto de sistemas.

- El sistema directo estaría en un nivel intermedio en cuanto a esta variable, ya que aunque el flujo procedente de la máquina de absorción llega a un nivel térmico bajo, en torno a los 78 °C, el valor de caudal más elevado no permite que el fluido alcance una mayor temperatura

- Potencia de frio

| | | Potencia fría | | | |
|------------|----------|--------------------|-----------------|----------------|------------------|
| | | KW | | | |
| | | Sin intercambiador | Sistema directo | Sin acumulador | sistema completo |
| ABRIL | PROMEDIO | 35,151 | 37,778 | 34,829 | 34,958 |
| | MAXIMO | 35,595 | 38,227 | 35,378 | 35,531 |
| | MINIMO | 34,133 | 36,530 | 33,343 | 29,874 |
| MAYO | PROMEDIO | 36,009 | 38,540 | 35,589 | 36,063 |
| | MAXIMO | 36,408 | 39,071 | 36,170 | 36,620 |
| | MINIMO | 34,863 | 37,131 | 33,962 | 30,785 |
| JUNIO | PROMEDIO | 36,322 | 38,550 | 35,593 | 36,979 |
| | MAXIMO | 36,716 | 39,404 | 36,523 | 37,011 |
| | MINIMO | 35,548 | 37,643 | 34,544 | 36,515 |
| JULIO | PROMEDIO | 37,018 | 39,289 | 36,521 | 37,224 |
| | MAXIMO | 37,377 | 39,824 | 37,078 | 37,725 |
| | MINIMO | 36,157 | 38,079 | 35,245 | 31,800 |
| AGOSTO | PROMEDIO | 36,425 | 38,933 | 35,940 | 36,569 |
| | MAXIMO | 36,889 | 39,555 | 36,589 | 37,098 |
| | MINIMO | 35,363 | 37,576 | 34,429 | 31,235 |
| SEPTIEMBRE | PROMEDIO | 36,012 | 38,422 | 35,524 | 35,975 |
| | MAXIMO | 36,579 | 39,168 | 36,383 | 36,635 |
| | MINIMO | 34,454 | 36,591 | 33,424 | 30,681 |
| OCTUBRE | PROMEDIO | 34,769 | 37,413 | 34,370 | 34,564 |
| | MAXIMO | 35,523 | 38,245 | 35,292 | 35,237 |
| | MINIMO | 32,556 | 34,777 | 31,542 | 29,476 |

- A pesar de los inconvenientes que presentan el uso de un sistema directo la potencia de frio obtenida por la máquina de absorción es mayor que la de las otras opciones para la mayor parte del periodo simulado. Esto se debe claramente a que la temperatura a la que entra en la máquina el fluido térmico es mayor, ya que no tiene que pasar por ninguna etapa intermedia de transferencia.



- El segunda posición se encuentra el sistema completo, el cual produce una menor cantidad de potencia de frio que el sistema anterior. Aunque la etapa intermedia de transferencia puede hacer perder nivel térmico en el sistema, la acción amortiguadora del acumulador y del intercambiador permite salvar la variabilidad de la fuente de energía en días de menor insolación. Aun así vemos que es en los meses centrales donde alcanza una mayor producción de frio, lo que concuerda con el mayor nivel de radiación que se alcanzan en esos meses

- Vuelve a comprobarse el efecto beneficioso del acumulador, que proporciona un nivel de potencia estable para todo el periodo de funcionamiento e incluso por encima del sistema completo en los meses de menor radiación. Esto se explica en que cuando la radiación no es muy alta predomina los sistemas en los que se dan menos etapas de transferencia indirecta.

- COP de la máquina de absorción

| | | COP | | | |
|------------|----------|--------------------|-----------------|----------------|------------------|
| | | Sin intercambiador | Sistema directo | Sin acumulador | sistema completo |
| ABRIL | PROMEDIO | 0,703 | 0,685 | 0,699 | 0,699 |
| | MAXIMO | 0,712 | 0,729 | 0,708 | 0,711 |
| | MINIMO | 0,683 | 0,674 | 0,667 | 0,597 |
| MAYO | PROMEDIO | 0,720 | 0,662 | 0,714 | 0,721 |
| | MAXIMO | 0,728 | 0,711 | 0,723 | 0,732 |
| | MINIMO | 0,697 | 0,649 | 0,679 | 0,616 |
| JUNIO | PROMEDIO | 0,726 | 0,662 | 0,720 | 0,740 |
| | MAXIMO | 0,734 | 0,711 | 0,730 | 0,740 |
| | MINIMO | 0,711 | 0,649 | 0,691 | 0,730 |
| JULIO | PROMEDIO | 0,740 | 0,637 | 0,734 | 0,744 |
| | MAXIMO | 0,748 | 0,679 | 0,742 | 0,754 |
| | MINIMO | 0,723 | 0,626 | 0,705 | 0,636 |
| AGOSTO | PROMEDIO | 0,728 | 0,648 | 0,723 | 0,731 |
| | MAXIMO | 0,738 | 0,696 | 0,732 | 0,742 |
| | MINIMO | 0,707 | 0,635 | 0,689 | 0,625 |
| SEPTIEMBRE | PROMEDIO | 0,720 | 0,664 | 0,715 | 0,719 |
| | MAXIMO | 0,732 | 0,730 | 0,728 | 0,733 |
| | MINIMO | 0,689 | 0,647 | 0,668 | 0,614 |
| OCTUBRE | PROMEDIO | 0,695 | 0,664 | 0,691 | 0,691 |
| | MAXIMO | 0,710 | 0,730 | 0,706 | 0,705 |
| | MINIMO | 0,651 | 0,647 | 0,631 | 0,590 |

- Como conclusión clara se puede extraer que el sistema directo es el que ofrece un peor rendimiento globalmente hablando. Aunque los valores máximos y mínimos alcanzados son similares, e incluso mayor para este sistema en alguno de los meses, ofrece un peor rendimiento promedio, y por tanto un peor aprovechamiento de la energía térmica entrante.

- En los meses de mayor radiación la máquina se comporta mejor en un sistema completo, mientras que en los meses con menor radiación directa donde alcanza un mejor rendimiento en el sistema sin intercambiador y con acumulador.

Aunque el sistema directo con acumulador y los de intercambio indirecto ofrecen resultados parecidos en cuanto a potencia de frío final y rendimiento de la máquina de absorción, la normativa actual de instalaciones solares no permite el uso de instalaciones solares directas para estas aplicaciones. En cuanto a las otras dos posibilidades, se hace necesario el uso de un acumulador en este tipo de instalaciones ya que es un elemento que permite amortiguar la variabilidad que produce en la energía incidente la meteorología de la zona. Por tanto para el siguiente paso en la simulación elegimos la instalación solar completa.

12.4.11. ANALISIS MAQUINA ABSORCION 35 KW

El siguiente paso en nuestro proceso es la simulación de los resultados teóricos obtenidos para la máquina de 35 Kw de potencia de frío. Lo que queremos con esta simulación es comprobar que las estimaciones que hemos realizado sobre las necesidades de caudal y superficie teórica de captación son correctas. Además vamos a aprovechar para comprobar el rendimiento ofrecido por los 2 modelos de captadores seleccionados. Por último variaremos el caudal circulante por el circuito intercambiador- acumulador para comprobar cuál es el rango óptimo de flujo, teniendo en cuenta los otros caudales de funcionamiento y el resto de parámetros fijos de la instalación.

El proceso va a ser escalonado, es decir, realizaremos una primera simulación que nos permita seleccionar el modelo de captador. Esta primera simulación la vamos a combinar con la configuración del campo de captadores, es decir, evaluaremos ambos aspectos a la vez para unas condiciones determinadas. Una vez definido esto, vamos a estudiar el rango de caudal óptimo de funcionamiento de la instalación para la máquina de refrigeración de 35 Kw.

Las hipótesis de simulación van a ser:

1. Máquina de absorción de 35 Kw
2. 2 modelos de captadores solares
 - a. AP 10
 - b. SEIDO 10
3. 3 valores de caudal de circuito intermedio, fijando como óptimo teórico 8640 Kg/h
 - a. 5000 Kg/h (aprox. 50% menos del óptimo teórico)
 - b. 6517 Kg/h (aprox. 25% menos del óptimo y coincidente con el valor del circuito primario)
 - c. 8640 Kg/h
4. 3 configuraciones del campo de captación
 - a. Paralelo
 - b. Serie 2 colectores

c. Serie 3 colectores

Como variables de comparación se ha elegido una de cada elemento clave constitutivo de la instalación. Son:

- **Captadores:**

1. Energía útil KW
2. Temperatura salida °C

- **Acumulador:**

1. Temperatura salida a máquina °C

- **Intercambiador:**

1. Temperatura salida a acumulador °C
2. Temperatura de salida a captadores °C

- **Máquina de absorción:**

1. Potencia de frío Kw

Hay que tener en cuenta que en los cálculos teóricos hemos obtenido distintos valores de superficies requeridas según la distribución y el modelo de captador, por lo que este valor no será fijo para todas las simulaciones, sino que iremos introduciendo aquel que corresponda con nuestra hipótesis de trabajo. Los datos obtenidos en el estudio teórico de la superficie requerida fueron:

| | | | SEIDO 10 | | AP 10 | |
|--------|-------|----------|---------------|------------|---------------|------------|
| | | | SUP. APERTURA | SUP. BRUTA | SUP. APERTURA | SUP. BRUTA |
| YAZAKI | 35 kW | PARALELO | 222 | 236 | 217 | 230 |
| | | SP2 | 221 | 234 | 216 | 227 |
| | | SP3 | 222 | 236 | 217 | 229 |

La relación de caudales la mantenemos constante para las distintas simulaciones, de forma que:

- a. Caudal intercambiador-captadores: 6507 Kg/h
- b. Caudal intercambiador-acumulador: 8640 Kg/h
- c. Caudal acumulador- máquina absorción: 8640 Kg/h

El resto de parámetros los mantenemos constantes.

Vamos a mostrar los resultados obtenidos por elemento de la instalación.

A. CAPTADORES

| | | AP10 | | | | | |
|------------|----------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| | | PARALELO | | SP2 | | SP3 | |
| | | ENERGIA UTIL kw | TEMPERATURA SALIDA | ENERGIA UTIL kw | TEMPERATURA SALIDA | ENERGIA UTIL kw | TEMPERATURA SALIDA |
| ABRIL | MAXIMO | 52,953 | 88,156 | 52,631 | 88,084 | 52,847 | 88,133 |
| | MINIMO | 33,995 | 82,100 | 33,789 | 82,053 | 33,927 | 82,085 |
| | PROMEDIO | 48,830 | 86,863 | 48,533 | 86,796 | 48,732 | 86,841 |
| MAYO | MAXIMO | 61,819 | 90,321 | 61,443 | 90,236 | 61,696 | 90,293 |
| | MINIMO | 42,604 | 85,211 | 42,345 | 85,151 | 42,519 | 85,191 |
| | PROMEDIO | 57,182 | 89,212 | 56,834 | 89,133 | 57,068 | 89,186 |
| JUNIO | MAXIMO | 65,744 | 91,286 | 65,343 | 91,195 | 65,612 | 91,256 |
| | MINIMO | 42,774 | 79,130 | 42,514 | 79,106 | 42,689 | 79,122 |
| | PROMEDIO | 59,652 | 88,474 | 59,289 | 88,399 | 59,533 | 88,449 |
| JULIO | MAXIMO | 72,825 | 93,085 | 72,381 | 92,985 | 72,679 | 93,052 |
| | MINIMO | 47,339 | 86,682 | 47,051 | 86,616 | 47,245 | 86,661 |
| | PROMEDIO | 67,679 | 91,755 | 67,266 | 91,661 | 67,543 | 91,724 |
| AGOSTO | MAXIMO | 66,806 | 91,710 | 66,398 | 91,618 | 66,672 | 91,680 |
| | MINIMO | 40,515 | 85,000 | 40,269 | 84,943 | 40,434 | 84,982 |
| | PROMEDIO | 61,110 | 90,217 | 60,737 | 90,132 | 60,987 | 90,189 |
| SEPTIEMBRE | MAXIMO | 64,430 | 90,906 | 64,037 | 90,817 | 64,301 | 90,877 |
| | MINIMO | 34,931 | 83,412 | 34,719 | 83,364 | 34,862 | 83,396 |
| | PROMEDIO | 57,052 | 89,176 | 56,704 | 89,098 | 56,938 | 89,150 |
| OCTUBRE | MAXIMO | 50,919 | 87,972 | 50,608 | 87,902 | 50,817 | 87,949 |
| | MINIMO | 26,505 | 80,914 | 26,343 | 80,880 | 26,452 | 80,903 |
| | PROMEDIO | 44,806 | 86,178 | 44,533 | 86,117 | 44,716 | 86,158 |

| | | SEIDO 10 | | | | | |
|------------|----------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| | | PARALELO | | SP2 | | SP3 | |
| | | ENERGIA UTIL kw | TEMPERATURA SALIDA | ENERGIA UTIL kw | TEMPERATURA SALIDA | ENERGIA UTIL kw | TEMPERATURA SALIDA |
| ABRIL | MAXIMO | 50,278 | 87,118 | 49,968 | 87,051 | 50,255 | 87,113 |
| | MINIMO | 13,927 | 76,284 | 13,837 | 76,269 | 13,920 | 76,282 |
| | PROMEDIO | 38,548 | 83,913 | 38,309 | 83,862 | 38,530 | 83,910 |
| MAYO | MAXIMO | 60,094 | 89,806 | 59,724 | 89,724 | 60,066 | 89,800 |
| | MINIMO | 22,191 | 79,774 | 22,052 | 79,745 | 22,180 | 79,771 |
| | PROMEDIO | 48,543 | 86,935 | 48,243 | 86,868 | 48,520 | 86,930 |
| JUNIO | MAXIMO | 66,020 | 91,145 | 65,613 | 91,054 | 65,989 | 91,138 |
| | MINIMO | 23,359 | 80,485 | 23,214 | 73,898 | 23,348 | 73,893 |
| | PROMEDIO | 52,843 | 88,079 | 52,517 | 86,388 | 52,819 | 86,448 |
| JULIO | MAXIMO | 76,704 | 93,905 | 76,229 | 93,797 | 76,669 | 93,897 |
| | MINIMO | 28,774 | 82,044 | 28,596 | 82,003 | 28,760 | 82,041 |
| | PROMEDIO | 62,952 | 90,523 | 62,562 | 90,435 | 62,922 | 90,517 |
| AGOSTO | MAXIMO | 69,989 | 92,305 | 69,555 | 92,207 | 69,957 | 92,297 |
| | MINIMO | 23,402 | 80,458 | 23,256 | 80,427 | 23,391 | 80,456 |
| | PROMEDIO | 56,086 | 88,810 | 55,738 | 88,732 | 56,060 | 88,804 |
| SEPTIEMBRE | MAXIMO | 65,346 | 90,845 | 64,941 | 90,755 | 65,315 | 90,838 |
| | MINIMO | 17,359 | 78,497 | 17,248 | 78,476 | 17,350 | 78,495 |
| | PROMEDIO | 50,108 | 87,247 | 49,797 | 87,179 | 50,085 | 87,242 |
| OCTUBRE | MAXIMO | 48,217 | 87,014 | 47,918 | 86,949 | 48,194 | 87,009 |
| | MINIMO | 7,833 | 75,391 | 7,777 | 75,388 | 7,828 | 75,391 |
| | PROMEDIO | 34,447 | 83,286 | 34,232 | 83,241 | 34,431 | 83,283 |

- De los resultados obtenidos concluimos que la distribución que ofrece un mejor rendimiento es la configuración en paralelo, y esto se cumple en ambos captadores. Sin embargo, las diferencias de calor útil y temperatura son muy pequeñas, de menos de 1 Kw y de menos de 0.5 °C en ambos casos, por lo que este no es un parámetro que vaya a ser decisivo en el rendimiento final de la instalación. Vamos a continuar la simulación haciendo referencia solo a esta configuración espacial
- De los dos modelos de captadores seleccionados, el que muestra un mejor comportamiento es el captador AP20.

B. INTERCAMBIADOR Y ACUMULADOR

| | | AP10 | | SEIDO 10 | |
|------------|----------|-----------------------------|----------------------|-----------------------------|----------------------|
| | | TEMPERATURA TANQUE SUPERIOR | TEMPERATURA A TANQUE | TEMPERATURA TANQUE SUPERIOR | TEMPERATURA A TANQUE |
| ABRIL | MAXIMO | 81,533 | 81,954 | 80,946 | 80,813 |
| | MINIMO | 76,715 | 77,952 | 73,999 | 74,527 |
| | PROMEDIO | 80,394 | 81,120 | 78,909 | 79,046 |
| MAYO | MAXIMO | 82,487 | 82,774 | 82,243 | 82,322 |
| | MINIMO | 78,795 | 79,365 | 76,199 | 76,974 |
| | PROMEDIO | 81,710 | 82,091 | 80,543 | 80,806 |
| JUNIO | MAXIMO | 82,802 | 83,108 | 82,762 | 82,845 |
| | MINIMO | 76,501 | 76,765 | 74,655 | 74,309 |
| | PROMEDIO | 81,286 | 81,616 | 80,278 | 80,552 |
| JULIO | MAXIMO | 83,785 | 83,959 | 84,108 | 84,223 |
| | MINIMO | 79,646 | 80,024 | 77,477 | 78,413 |
| | PROMEDIO | 82,904 | 83,164 | 82,257 | 82,576 |
| AGOSTO | MAXIMO | 83,198 | 83,399 | 83,392 | 83,468 |
| | MINIMO | 78,874 | 79,323 | 76,721 | 77,505 |
| | PROMEDIO | 82,209 | 82,512 | 81,454 | 81,729 |
| SEPTIEMBRE | MAXIMO | 82,681 | 83,012 | 82,624 | 82,698 |
| | MINIMO | 77,979 | 78,571 | 75,682 | 76,307 |
| | PROMEDIO | 81,671 | 82,060 | 80,652 | 80,920 |
| OCTUBRE | MAXIMO | 81,501 | 81,802 | 80,891 | 80,987 |
| | MINIMO | 76,663 | 77,508 | 74,097 | 74,404 |
| | PROMEDIO | 80,262 | 80,808 | 78,784 | 78,936 |

- Comprobamos que se mantiene la tendencia apuntada en el sistema de captación, la instalación con AP10 tiene un mejor rendimiento, alcanzando una temperatura más alto en todos los elementos intermedios.
- Aun así las diferencias son pequeñas, de alrededor de un 1º C.

C. POTENCIA OBTENIDA Y RENDIMIENTO GLOBAL

| | | AP10 | | SEIDO 10 | |
|------------|----------|---------------|--------------------|---------------|--------------------|
| | | PARALELO | | PARALELO | |
| | | POTENCIA FRIO | RENDIMIENTO GLOBAL | POTENCIA FRIO | RENDIMIENTO GLOBAL |
| ABRIL | MAXIMO | 35,714 | 0,742 | 35,054 | 1,125 |
| | MINIMO | 31,219 | 0,666 | 28,074 | 0,693 |
| | PROMEDIO | 34,641 | 0,719 | 33,009 | 0,975 |
| MAYO | MAXIMO | 36,718 | 0,645 | 36,452 | 0,887 |
| | MINIMO | 32,911 | 0,592 | 29,949 | 0,599 |
| | PROMEDIO | 35,953 | 0,634 | 34,713 | 0,774 |
| JUNIO | MAXIMO | 37,020 | 0,614 | 36,929 | 0,789 |
| | MINIMO | 33,288 | 0,563 | 30,645 | 0,556 |
| | PROMEDIO | 36,304 | 0,616 | 35,334 | 0,727 |
| JULIO | MAXIMO | 37,904 | 0,542 | 38,165 | 0,666 |
| | MINIMO | 33,861 | 0,518 | 31,451 | 0,498 |
| | PROMEDIO | 37,102 | 0,555 | 36,421 | 0,623 |
| AGOSTO | MAXIMO | 37,346 | 0,601 | 37,469 | 0,754 |
| | MINIMO | 33,001 | 0,558 | 30,571 | 0,534 |
| | PROMEDIO | 36,413 | 0,606 | 35,594 | 0,699 |
| SEPTIEMBRE | MAXIMO | 36,890 | 0,663 | 36,809 | 0,898 |
| | MINIMO | 31,996 | 0,570 | 29,339 | 0,556 |
| | PROMEDIO | 35,888 | 0,645 | 34,793 | 0,798 |
| OCTUBRE | MAXIMO | 35,729 | 0,965 | 35,131 | 1,765 |
| | MINIMO | 30,495 | 0,700 | 27,424 | 0,722 |
| | PROMEDIO | 34,457 | 0,798 | 32,810 | 1,282 |

- La potencia de frio obtenida por la instalación con AP10 es mayor que la que incluye el captador SEIDO, lo que confirma los resultados intermedios obtenidas en el resto de elementos
- Se confirman los cálculos teóricos realizados, ya que en ambos casos la máquina de absorción proporciona una potencia igual a su valor nominal o incluso por encima de ésta.
- La eficiencia de la instalación sin embargo es mayor en el caso de SEIDO 10, ya que aunque la instalación consigue un menor calor útil en el principio, esa diferencia no se

transfiere en la misma proporción en la máquina de absorción, obteniendo un mejor rendimiento comparativamente con respecto a la otra opción.

D. CAUDALES DE CIRCUITO SECUNDARIO

Una vez hemos llegado a la conclusión de que el sistema con AP10 y configuración en paralelo produce una mayor cantidad de frío en el punto de consumo, vamos a simular distintos caudales en el circuito Intercambiador-acumulador. Lo vamos a hacer con 3 caudales distintos:

- 8640 Kg/h
- 6507 Kg/h
- 5000 Kg/h

En esta simulación vamos a poner nuestra atención en las variables que involucran al intercambiador y al acumulador.

| | | 6517 Kg/h | | 8640 KG/H | | 5000 Kg/h | |
|------------|--------------|-------------------|-----------------------------|------------------------|-----------------------------|------------------------|-----------------------------|
| | | TEMP. A CAPTACION | TEMPERATURA TANQUE SUPERIOR | TEMPERATURA A CAPTADOR | TEMPERATURA TANQUE SUPERIOR | TEMPERATURA A CAPTADOR | TEMPERATURA TANQUE SUPERIOR |
| ABRIL | MAXIM | 82,277 | 81,544 | 81,968 | 81,533 | 83,491 | 80,930 |
| | MINIM | 79,379 | 77,811 | 78,268 | 76,715 | 80,452 | 77,407 |
| | PROME | 81,673 | 80,699 | 81,216 | 80,394 | 82,857 | 80,118 |
| MAYO | MAXIM | 83,225 | 82,567 | 82,793 | 82,487 | 84,632 | 81,850 |
| | MINIM | 80,768 | 79,835 | 79,504 | 78,795 | 81,889 | 79,329 |
| | PROME | 82,678 | 81,993 | 82,127 | 81,710 | 84,004 | 81,314 |
| JUNIO | MAXIM | 83,649 | 82,988 | 83,118 | 82,802 | 85,139 | 82,207 |
| | MINIM | 77,599 | 77,049 | 81,732 | 76,501 | 82,471 | 76,853 |
| | PROME | 82,276 | 81,632 | 82,651 | 81,286 | 84,399 | 80,987 |
| JULIO | MAXIM | 84,430 | 83,895 | 83,940 | 83,785 | 86,060 | 83,030 |
| | MINIM | 81,441 | 80,709 | 79,916 | 79,646 | 79,448 | 80,147 |
| | PROME | 83,826 | 83,211 | 82,929 | 82,904 | 84,310 | 82,407 |
| AGOSTO | MAXIM | 83,806 | 83,276 | 83,385 | 83,198 | 85,304 | 82,482 |
| | MINIM | 80,664 | 79,888 | 79,069 | 78,874 | 78,382 | 79,407 |
| | PROME | 83,127 | 82,502 | 82,260 | 82,209 | 83,428 | 81,776 |
| SEPTIEMBRE | MAXIM | 83,505 | 82,774 | 83,013 | 82,681 | 84,770 | 82,008 |
| | MINIM | 79,905 | 79,005 | 77,900 | 77,979 | 76,728 | 78,590 |
| | PROME | 82,663 | 81,974 | 81,617 | 81,671 | 82,515 | 81,296 |
| OCTUBRE | MAXIM | 82,129 | 81,542 | 81,807 | 81,501 | 83,284 | 80,937 |
| | MINIM | 78,692 | 77,571 | 76,772 | 76,663 | 75,108 | 77,256 |
| | PROME | 81,305 | 80,521 | 80,277 | 80,262 | 80,699 | 79,989 |

Aunque la temperatura alcanzada en el acumulador es ligeramente menor que en el caso del caudal de 6517Kg/h, la temperatura de e entrada en los captadores es bastante superior, lo que emporea el rendimiento general del sistema de captación. Asi comprobamos que el valor de caudal considerado es una buena opción de compromiso entre el rendimiento de sistema de captación y el nivel térmico en el acumulador.

12.4.12. ANALISIS INSTALACION CON SUPERFICIE REAL

Una vez hecha la simulación de sistema teórico, vamos a repetir el proceso, pero en este caso con los valores relacionados con la superficie a instalar en la biblioteca de puerto real. Por tanto en esta situación, el valor de superficie será el real disponible para cada una de las configuraciones. Los valores son:

| | AP 10 |
|----------|------------------|
| | Superficie bruta |
| PARALELO | 188,4 |
| SP2 | 207,4 |
| SP3 | 197,82 |

El resto de parámetros se mantienen constantes con respecto a la anterior simulación, y en relación a la descripción de los componentes que se hizo inicialmente. En este caso no vamos a realizar la simulación con distintos caudales del circuito secundario, ya que hemos comprobado como aun variando el caudal un amplio rango, la pérdida de rendimiento no es significativa.

12.4.12.1. COMPORTAMIENTO DE LOS CAPTADORES

Presentamos los resultados de manera similar al caso del análisis teórico de la máquina, es decir, con las tres configuraciones posibles, a fin de quedarnos con la distribución y modelo que ofrece un mejor rendimiento.

| | | AP10 | | | | | |
|------------|----------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| | | PARALELO | | SP2 | | SP3 | |
| | | ENERGIA UTIL kw | TEMPERATURA SALIDA | ENERGIA UTIL kw | TEMPERATURA SALIDA | ENERGIA UTIL kw | TEMPERATURA SALIDA |
| ABRIL | MAXIMO | 44,872 | 86,367 | 49,192 | 87,335 | 47,018 | 86,846 |
| | MINIMO | 28,798 | 80,986 | 31,566 | 81,621 | 30,173 | 81,302 |
| | PROMEDIO | 41,376 | 85,214 | 45,359 | 86,115 | 43,355 | 85,662 |
| MAYO | MAXIMO | 52,387 | 88,214 | 57,429 | 89,358 | 54,892 | 88,783 |
| | MINIMO | 36,099 | 83,787 | 39,568 | 84,586 | 37,822 | 84,184 |
| | PROMEDIO | 48,455 | 87,266 | 53,119 | 88,326 | 50,772 | 87,792 |
| JUNIO | MAXIMO | 55,706 | 89,037 | 61,073 | 90,255 | 58,373 | 89,642 |
| | MINIMO | 36,242 | 78,598 | 39,727 | 78,931 | 37,973 | 78,764 |
| | PROMEDIO | 50,542 | 86,627 | 55,412 | 87,637 | 52,962 | 87,129 |
| JULIO | MAXIMO | 61,700 | 90,583 | 67,649 | 91,932 | 64,655 | 91,253 |
| | MINIMO | 40,109 | 85,071 | 43,968 | 85,963 | 42,026 | 85,515 |
| | PROMEDIO | 57,337 | 89,434 | 62,866 | 90,690 | 60,084 | 90,058 |
| AGOSTO | MAXIMO | 56,590 | 89,416 | 62,053 | 90,653 | 59,304 | 90,031 |
| | MINIMO | 34,321 | 83,632 | 37,626 | 84,395 | 35,963 | 84,011 |
| | PROMEDIO | 51,767 | 88,125 | 56,761 | 89,260 | 54,248 | 88,689 |
| SEPTIEMBRE | MAXIMO | 54,586 | 88,710 | 59,849 | 89,899 | 57,201 | 89,301 |
| | MINIMO | 29,585 | 82,265 | 32,435 | 82,912 | 31,001 | 82,587 |
| | PROMEDIO | 48,332 | 87,236 | 52,993 | 88,290 | 50,648 | 87,760 |
| OCTUBRE | MAXIMO | 43,138 | 86,242 | 47,298 | 87,179 | 45,204 | 86,708 |
| | MINIMO | 22,428 | 80,121 | 24,597 | 80,582 | 23,506 | 80,350 |
| | PROMEDIO | 37,954 | 84,685 | 41,614 | 85,502 | 39,772 | 85,091 |

- Según los resultados comprobamos que la distribución óptima para la superficie de la que disponemos en la biblioteca, es serie-paralelo de 2 captadores, tanto por energía útil transferida como por temperatura máxima alcanzada en el captador.
- La peor distribución es en paralelo, dando una menor cantidad de energía útil y una temperatura de salida más baja, lo que es acorde a la menor superficie instalada. A partir de este momento solo evaluaremos las variables con las configuraciones en serie.

12.4.12.2. INTERCAMBIO Y ACUMULACION

| | | AP 10 | | | |
|------------|----------|-------------------------|-----------------------------------|-------------------------|-----------------------------------|
| | | SP2 | | SP3 | |
| | | TEMPERATURA A TANQUE | TEMPERATURA TANQUE SUPERIOR | TEMPERATURA A TANQUE | TEMPERATURA TANQUE SUPERIOR |
| ABRIL | MAXIMO | 81,199 | 81,190 | 80,990 | 80,978 |
| | MINIMO | 79,906 | 79,123 | 79,695 | 78,935 |
| | PROMEDIO | 80,782 | 80,598 | 80,573 | 80,390 |
| MAYO | MAXIMO | 82,159 | 82,084 | 81,911 | 81,835 |
| | MINIMO | 81,386 | 80,734 | 81,142 | 80,511 |
| | PROMEDIO | 81,909 | 81,744 | 81,664 | 81,501 |
| JUNIO | MAXIMO | 82,547 | 82,379 | 82,275 | 82,121 |
| | MINIMO | 79,830 | 78,943 | 79,646 | 78,789 |
| | PROMEDIO | 81,893 | 81,596 | 81,645 | 81,355 |
| JULIO | MAXIMO | 83,395 | 83,291 | 83,095 | 82,992 |
| | MINIMO | 82,508 | 81,775 | 82,225 | 81,518 |
| | PROMEDIO | 83,088 | 82,902 | 82,796 | 82,614 |
| AGOSTO | MAXIMO | 82,819 | 82,745 | 82,544 | 82,470 |
| | MINIMO | 81,683 | 80,982 | 81,433 | 80,757 |
| | PROMEDIO | 82,443 | 82,264 | 82,179 | 82,003 |
| SEPTIEMBRE | MAXIMO | 82,346 | 82,260 | 82,081 | 82,001 |
| | MINIMO | 81,262 | 80,443 | 81,026 | 80,236 |
| | PROMEDIO | 81,997 | 81,810 | 81,750 | 81,566 |
| OCTUBRE | MAXIMO | 81,206 | 81,168 | 80,999 | 80,962 |
| | MINIMO | 79,895 | 79,091 | 79,714 | 78,937 |
| | PROMEDIO | 80,643 | 80,486 | 80,453 | 80,297 |

- La configuración SP2 nos proporciona un mayor nivel de temperatura en la parte superior del tanque de acumulación. Teniendo en cuenta que la alimentación de la máquina de absorción sale de esta zona del depósito, el nivel térmico que tenga influirá directamente en el rendimiento de la producción de frío.

- En cualquier caso la diferencia térmica es muy pequeña entre sistemas, por lo que serán los criterios dimensionales los que tengan un mayor peso en la decisión entre ambos sistemas.

12.4.12.3. RENDIMIENTO DE LA INSTALACION

| | | AP10 | | | |
|------------|----------|------------------|--------------------|------------------|--------------------|
| | | SP2 | | SP3 | |
| | | POTENCIA FRIO KW | RENDIMIENTO GLOBAL | POTENCIA FRIO KW | RENDIMIENTO GLOBAL |
| ABRIL | MAXIMO | 35,408 | 0,986 | 35,214 | 1,028 |
| | MINIMO | 33,520 | 0,711 | 33,328 | 0,740 |
| | PROMEDIO | 34,835 | 0,768 | 34,639 | 0,799 |
| MAYO | MAXIMO | 36,368 | 0,827 | 36,147 | 0,861 |
| | MINIMO | 35,044 | 0,631 | 34,806 | 0,657 |
| | PROMEDIO | 36,046 | 0,677 | 35,822 | 0,704 |
| JUNIO | MAXIMO | 36,663 | 0,833 | 36,442 | 0,867 |
| | MINIMO | 35,366 | 0,600 | 35,124 | 0,624 |
| | PROMEDIO | 36,377 | 0,657 | 36,147 | 0,683 |
| JULIO | MAXIMO | 37,494 | 0,765 | 37,246 | 0,795 |
| | MINIMO | 36,172 | 0,552 | 35,916 | 0,574 |
| | PROMEDIO | 37,169 | 0,592 | 36,921 | 0,615 |
| AGOSTO | MAXIMO | 36,965 | 0,872 | 36,732 | 0,908 |
| | MINIMO | 35,303 | 0,595 | 35,072 | 0,619 |
| | PROMEDIO | 36,532 | 0,647 | 36,298 | 0,673 |
| SEPTIEMBRE | MAXIMO | 36,526 | 0,983 | 36,297 | 1,024 |
| | MINIMO | 34,737 | 0,608 | 34,511 | 0,632 |
| | PROMEDIO | 36,094 | 0,689 | 35,870 | 0,716 |
| OCTUBRE | MAXIMO | 35,441 | 1,238 | 35,254 | 1,293 |
| | MINIMO | 33,240 | 0,747 | 33,069 | 0,778 |
| | PROMEDIO | 34,742 | 0,853 | 34,552 | 0,888 |

- El sistema con configuración serie de 2 captadores proporciona una mayor potencia de frio en el punto de consumo en comparación con el sistema en serie de 3 captadores.
- El rendimiento de la instalación de 3 captadores en serie tiene un mayor rendimiento global, si como tal consideramos la relación entre la potencia de frio final y la energía útil transferida al fluido calorportador en el campo de captadores. Esto es así porque el acumulador tiene un efecto estabilizador sobre el nivel térmico del sistema, por lo que una disminución en la energía útil inicial no se trasmite al punto de consumo en la misma proporción.

2. ANEXOS

ANEXO Nº 1: CÁLCULOS DE RADIACIÓN SOLAR

ANEXO Nº 2: CÁLCULOS DE SUPERFICIE DE CAPTADORES SOLARES NECESARIA

ANEXO Nº 3: CÁLCULOS DE DISTANCIA MÍNIMA ENTRE CAPTADORES

ANEXO Nº 4: CÁLCULOS DEL PÉRDIDAS DE CALOR EN ACUMULACIÓN

ANEXO Nº 5: CÁLCULOS EN INTERCAMBIADOR DE CALOR

ANEXO Nº 6: CÁLCULOS DE DIÁMETRO DE TUBERÍAS Y PÉRDIDAS DE CARGA

ANEXO Nº 7: CÁLCULOS DE LA BOMBA DE CIRCULACIÓN

ANEXO Nº 8: CÁLCULOS DE LA TORRE DE REFRIGERACIÓN

ANEXO Nº 9: CÁLCULOS DEL VASO DE EXPANSIÓN

ANEXO Nº 10: CATÁLOGOS DE EQUIPOS

ANEXO Nº 1: CÁLCULO DE LA RADIACIÓN SOLAR

El primer paso para el diseño de cualquier sistema que tenga a la energía solar como fuente primaria de energía, es la estimación de la radiación que va a incidir sobre el campo solar durante el periodo en que éste se encuentre en funcionamiento.

Tal y como hemos visto en la sección sobre los fundamentos de la radiación, el cálculo analítico de ésta es un proceso complejo que se ve simplificado mediante la adopción de modelos aproximados y la utilización de datos bibliográficos adaptados a cada localización.

Dada la diversidad de fuentes de información encontradas sobre este particular, se ha optado por realizar una comparativa entre los 3 métodos más usados para la obtención de estos datos, como son:

1. ESTIMACIÓN ANALÍTICA: En base a datos meteorológicos y estadísticos de días de sol y días cubiertos, o bien de horas de sol reales, obtenidos durante un periodo de tiempo prolongado, que puede alcanzar los 15 o 20 años hacia atrás.
2. DATOS BIBLIOGRÁFICOS: A partir de datos publicados por organismos oficiales de radiación global incidente para las distintas provincias españolas, que se someterán a un pequeño tratamiento analítico posterior según el rango de inclinación óptimo de nuestro colector.
3. SIMULACIÓN: Mediante la utilización de un simulador meteorológico, que combina datos de bases meteorológicas repartidas por todas las zonas del mundo y que permite obtener la radiación incidente para distintas inclinaciones. Este método, sin embargo puede llevar a una incertidumbre algo mayor que en los casos anteriores, ya que la exactitud de los datos que proporciona no es igual para todas las zonas, ya que hay localizaciones que no disponen de medidas empíricas de los parámetros meteorológicos para la simulación, con lo que se realiza una interpolación entre las localidades próximas que si disponen de los datos necesarios.

1. ESTIMACIÓN ANALÍTICA

Para la estimación analítica de la radiación incidente sobre los captadores solares, hemos seleccionado dos métodos que son esencialmente iguales en su proceso de cálculo, el cual explicamos con anterioridad en la introducción teórica, pero no así en cuanto a los datos básicos en los que se fundamentan.

El primero de ellos, propuesto por la Universidad de Sevilla sigue básicamente desde el inicio la metodología desarrollada en la fundamentación teórica, teniendo como principio básico la diferencia entre las horas de sol potenciales, es decir aquellas que recibiríamos si las condiciones climatológicas fueran siempre óptimas y que coincide con la duración del día, y las horas de sol reales durante ese mismo periodo de tiempo.

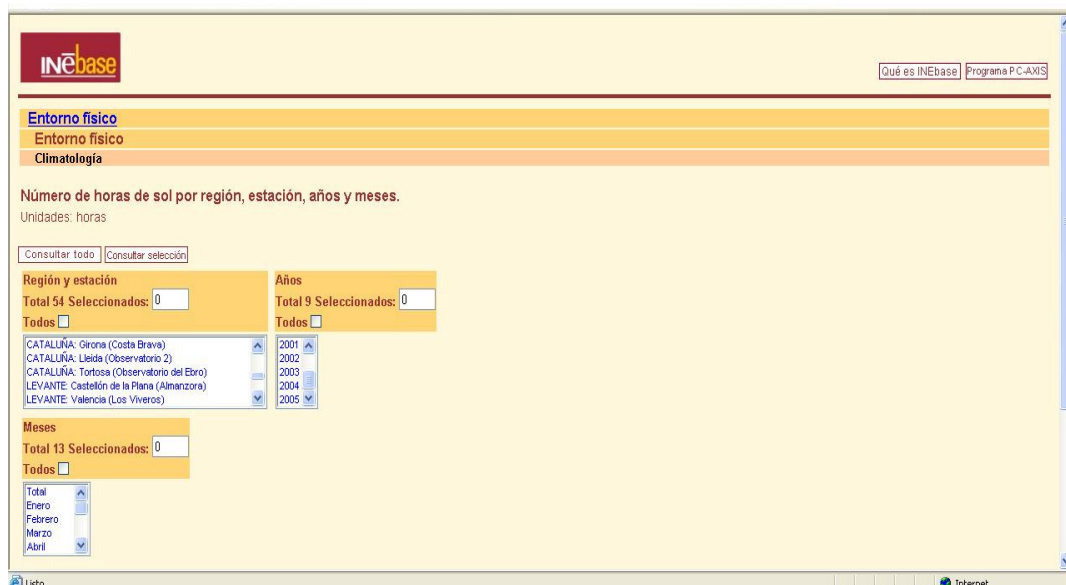
El segundo método, que propone la Universidad Politécnica de Cataluña, sin embargo toma como datos fundamentales no aquellos referentes a las horas de sol sino los que directamente se refieren a datos de radiación sobre una superficie horizontal, para nuestra localidad de estudio.

El realizar el cálculo por los dos métodos nos permitirá ver que variabilidad introducimos al manejar datos estadísticos de horas de sol y promediarlos, así como discutir ambos resultados. Además en una fase posterior, una vez conseguidos la radiación para un "día tipo" de cada mes, lo compararemos con los procedentes de la normativa y con los que resultan de la simulación informática.

1.1. MÉTODO DE LA UNIVERSIDAD DE SEVILLA

El proceso de cálculo comienza con la obtención de los datos estadísticos de horas de sol reales, para lo cual recurrimos a la base de datos del Instituto Nacional de Estadística (INE). Este en su página web, dispone de diversos datos climatológicos y meteorológicos entre los que se incluyen magnitudes como número de días nublados, días cubiertos y días despejados así como número de horas de sol reales.

Estos datos se remontan a unos 10 años atrás, lo que nos permite reducir en cierta forma la variabilidad de los mismos y la aleatoriedad de trabajar con datos de tipo climatológicos. Así, optamos por tomar datos desde el año 2000 hasta el año 2006 y conseguir un promedio de horas de sol totales para cada mes, y a partir de ahí un valor promedio diario.



The screenshot shows the INEbase web interface. At the top, there is a logo for INEbase and navigation links for 'Qué es INEbase' and 'Programa P.C.-AXIS'. Below the logo, there are tabs for 'Entorno físico', 'Entorno físico', and 'Climatología'. The main content area is titled 'Número de horas de sol por región, estación, años y meses.' and 'Unidades: horas'. There are two buttons: 'Consultar todo' and 'Consultar selección'. Below this, there are three filter sections: 'Región y estación' with a list of regions (Cataluña: Girona, Lleida, Tortosa; Levante: Castellón, Valencia) and a 'Total 54 Seleccionados: 0' counter; 'Años' with a list of years (2001-2005) and a 'Total 9 Seleccionados: 0' counter; and 'Meses' with a list of months (Total, Enero, Febrero, Marzo, Abril) and a 'Total 13 Seleccionados: 0' counter. The interface is displayed in a browser window with 'Internet' in the title bar.

Fig.1.1. Base de datos meteorología del Instituto Nacional de Estadística

El cálculo más complejo en esta fase preliminar es el que tiene relación con las horas de sol teóricas. Estas no son más que otra forma de expresar la duración del día, que es función del ángulo de declinación (parámetro que en secciones anteriores comprobamos que dependía de la

posición del Sol respecto de la Tierra). Lo hacemos para todos los días del año, pero con la aproximación de que la declinación de mantiene constante a lo largo de un día.

Así:

$$\delta = 23'45 \cdot \sin\left(\frac{360 \cdot (n + 284)}{365}\right) \quad \text{con } n = \text{dia juliano}$$

A partir de este obtenemos el ángulo horario en el ocaso solar:

$$\omega_{ocaso} = \arccos(-\tan \lambda \cdot \tan \delta) \quad \text{con } \begin{array}{l} \lambda = \text{latitud} \\ \delta = \text{declinación} \end{array}$$

Este valor es con respecto al mediodía solar, momento que se toma como referencia, con lo que para hallar la duración del día en cuanto a horas de luz solo tenemos que multiplicar su valor por 2, atendiendo a realizar las unidades adecuadas en la conversión. Veamos un ejemplo de cálculo que ilustre lo que estamos comentando:

$$\begin{array}{l} \text{Dia 17 de Enero :} \\ n = 17 \Rightarrow \end{array} \begin{array}{l} \delta = -2'0'217'' \\ \omega_{ocaso} = 73'59'' \\ \text{dia} = 147'18'' \\ = 9'812h \end{array}$$

Estas son las horas de luz teóricas del día 17 de Enero, que coincidirán con las reales solo en el caso de que sea un día despejado.

En cada uno de los meses existe un día, que estadísticamente y comparativamente a los promedios mensuales, se pueden considerar como día medio característico, que son los que escogeremos como base para continuar nuestro cálculo:

| | Día medio representativo del mes (índice juliano) |
|---------|---|
| Enero | 17 |
| Febrero | 47 |
| Marzo | 75 |
| Abril | 105 |
| Mayo | 135 |

| | |
|------------|-----|
| Junio | 162 |
| Julio | 198 |
| Agosto | 228 |
| Septiembre | 258 |
| Octubre | 288 |
| Noviembre | 318 |
| Diciembre | 344 |

Una vez obtenidas las horas de luz teóricas, N, de cada día representativo y con las horas de sol reales, n, conseguidas de la base de datos obtenemos el índice de nubosidad (n/N)

| | Día representativo | N=Horas de sol potenciales | n=Horas de sol reales | Cociente n/N |
|------------|--------------------|----------------------------|-----------------------|--------------|
| Enero | 17 | 9.812 | 6.253 | 0.637 |
| Febrero | 47 | 10.695 | 7.054 | 0.660 |
| Marzo | 75 | 11.762 | 6.505 | 0.553 |
| Abril | 105 | 12.939 | 8.972 | 0.693 |
| Mayo | 135 | 13.942 | 9.817 | 0.704 |
| Junio | 162 | 14.449 | 11.061 | 0.766 |
| Julio | 198 | 14.219 | 11.559 | 0.813 |
| Agosto | 228 | 13.358 | 10.817 | 0.810 |
| Septiembre | 258 | 12.219 | 8.133 | 0.666 |
| Octubre | 288 | 11.042 | 6.694 | 0.606 |
| Noviembre | 318 | 10.044 | 6.283 | 0.626 |
| Diciembre | 344 | 9.556 | 5.280 | 0.552 |

Fig 1.2. Estimación del cociente de horas de sol reales frente a horas teóricas.

El siguiente paso es la obtención de la radiación solar extraterrestre sobre un plano horizontal, R_{se} , y la radiación solar efectiva sobre un plano horizontal, R_s , aplicando para ello las ecuaciones:

$$R_{se} = (24/\pi) \cdot R_0 \cdot (1 - 0.033 \cdot \sin(360 \cdot dn/365)) \cdot (\sin \delta_s \cdot \sin \lambda \cdot 2\omega_{s_{ocaso}} + \cos \delta_s \cdot \cos \lambda \cdot 2 \sin \omega_{s_{ocaso}})$$

$$\frac{R_s}{R_{se}} = 0.18 + 0.62 \cdot \left(\frac{n}{N}\right)$$

y K_t , coeficiente de nubosidad, mediante la siguiente expresión:

$$K_t = \frac{R_s}{R_{se}}$$

| | Cociente n/N | Rse=Radiacion potencial media sup. horizontal (Kw·h/m ² ·día) | Rs=Radiacion global efectiva sobre sup. horizontal | Kt |
|------------|--------------|---|---|-------|
| Enero | 0.637 | 4.802 | 2.761 | 0.575 |
| Febrero | 0.660 | 6.248 | 3.680 | 0.589 |
| Marzo | 0.553 | 8.067 | 4.218 | 0.523 |
| Abril | 0.693 | 9.889 | 6.032 | 0.610 |
| Mayo | 0.704 | 11.115 | 6.853 | 0.617 |
| Junio | 0.766 | 11.591 | 7.588 | 0.655 |
| Julio | 0.813 | 11.330 | 7.750 | 0.684 |
| Agosto | 0.810 | 10.340 | 7.053 | 0.682 |
| Septiembre | 0.666 | 8.709 | 5.162 | 0.593 |
| Octubre | 0.606 | 6.770 | 3.763 | 0.556 |
| Noviembre | 0.626 | 5.134 | 2.915 | 0.568 |
| Diciembre | 0.552 | 4.398 | 2.298 | 0.523 |

Fig 1.3. Estimación teórica de radiación: primera etapa

La obtención del coeficiente de nubosidad es la condición necesaria para la obtención de la fracción de radiación difusa, R_{sd} , a través de la expresión experimental:

$$\frac{R_{sd}}{R_s} = 0'958 - 0'982 \cdot K_t$$

Y a partir de aquí de forma inmediata obtenemos la fracción de radiación directa, R_{sb} , por diferencia con las anteriores:

| | Kt | Rsd=Rad.solar difusa | Rsb=Rad.directa |
|-------------------|--------------|----------------------|-----------------|
| Enero | 0.575 | 1.086 | 1.675 |
| Febrero | 0.589 | 1.397 | 2.283 |
| Marzo | 0.523 | 1.875 | 2.343 |
| Abril | 0.610 | 2.166 | 3.866 |
| Mayo | 0.617 | 2.416 | 4.437 |
| Junio | 0.655 | 2.391 | 5.197 |
| Julio | 0.684 | 2.219 | 5.531 |
| Agosto | 0.682 | 2.033 | 5.020 |
| Septiembre | 0.593 | 1.941 | 3.221 |
| Octubre | 0.556 | 1.551 | 2.212 |
| Noviembre | 0.568 | 1.167 | 1.748 |
| Diciembre | 0.523 | 1.022 | 1.276 |

Fig.1.4. Tabla de valores de radiación difusa y directa

Como podemos comprobar en los valores obtenidos, la radiación difusa esta en mayor proporción en los meses en los que existe una mayor probabilidad de días nublados o cubiertos, ya que la nubosidad actúa directamente disminuyendo la componente directa de la radiación, llegando incluso a anularla y aumentando la componente difusa, aunque no en la misma proporción.

Dado que el resultado que nos interesa es la radiación incidente para las distintas inclinaciones que vamos a considerar, tenemos que delimitar cual es precisamente el rango de ángulos de inclinación en el que nos vamos a mover. Como criterio inicial vamos a considerar la norma general por la que se establece que para sistemas solares que vayan a estar en

funcionamiento solo durante la época de verano, el ángulo de inclinación óptimo que hay que considerar es:

$$\text{Inclinación óptima} = \text{Latitud} - 10^\circ \Rightarrow \text{Inclinación} = 36^\circ 15' - 10^\circ \approx 25^\circ \pm 10^\circ$$

C

omo

la

norma es poco restrictiva en cuanto al grado de variabilidad que establece, dentro del rango que hemos delimitado vamos a considerar 4 valores, para posteriormente en función de los cálculos que obtengamos elegir el valor óptimo. Para este primer método, los valores que vamos a suponer son: 10°, 15°, 20° y 25°. Para cada uno de estos valores obtendremos al final un valor de radiación incidente sobre placa inclinada, R_s^β , que nos servirá como criterio de selección.

El siguiente paso, por tanto, es el cálculo de la radiación solar extraterrestre para una placa inclinada, R_{se}^β , mediante la utilización de las siguientes expresiones, ya vistas en secciones anteriores:

$$R_{se}^\beta = (24 / \pi) \cdot R_0 \cdot (1 - 0.033 \cdot \sin(360 \cdot dn/365)) \cdot ((\sin \delta_s \cdot \sin(\lambda - \beta) \cdot 2 \omega_{s \min, \text{ocaso}}) + (\cos \delta_s \cdot \cos(\lambda - \beta) \cdot 2 \sin \omega_{s \min, \text{ocaso}}))$$

Con

$$\omega_{\min, \text{ocaso}} \Rightarrow \min \left(\begin{array}{l} \cos^{-1}(-\tan \delta_s \cdot \tan \lambda) \\ \cos^{-1}(-\tan \delta_s \cdot \tan(\beta - \lambda)) \end{array} \right)$$

Con el valor de R_{se}^β y el de R_{sb} podemos calcular f_R como el cociente entre ambos, y como esta relación se mantiene también para las componentes de radiación, despejar R_{sb}^β a partir de R_{sb} es inmediato.

| | | | | |
|----------------------------|----------------|-------|----------|----------------|
| (Kw·h/m ² ·día) | R_{se}^β | f_R | R_{sb} | R_{sb}^β |
|----------------------------|----------------|-------|----------|----------------|

| | | | | |
|-------------------|---------------|--------------|--------------|--------------|
| Enero | 6.418 | 1.337 | 1.675 | 2.239 |
| Febrero | 7.683 | 1.230 | 2.283 | 2.807 |
| Marzo | 9.125 | 1.131 | 2.343 | 2.651 |
| Abril | 10.376 | 1.049 | 3.866 | 4.056 |
| Mayo | 11.055 | 0.995 | 4.437 | 4.413 |
| Junio | 11.256 | 0.971 | 5.197 | 5.046 |
| Julio | 11.120 | 0.981 | 5.531 | 5.428 |
| Agosto | 10.598 | 1.025 | 5.020 | 5.145 |
| Septiembre | 9.550 | 1.097 | 3.221 | 3.532 |
| Octubre | 8.085 | 1.194 | 2.212 | 2.642 |
| Noviembre | 6.703 | 1.306 | 1.748 | 2.283 |
| Diciembre | 6.040 | 1.373 | 1.276 | 1.752 |

Fig.1.5. Valores de radiación directa en plano horizontal y en plano inclinado.

Lo único que nos queda es determinar los valores de las otras componentes de la radiación: la radiación difusa, R_{sd}^{β} , y la radiación de albedo, $R_{s\rho}^{\beta}$. Para ello utilizamos las siguientes ecuaciones:

$$R_{sd}^{\beta} = R_{sd} \cdot \left(\left(\frac{R_{sb}}{R_{se}} \right) \cdot f_R \right) + \left(0'5 \cdot (1 - \cos \lambda) \cdot \left(1 - \frac{R_{sb}}{R_{se}} \right) \right)$$

$$R_{s\rho}^{\beta} = \left(\frac{1}{2} \right) \cdot R_s \cdot (1 - \cos \lambda)$$

$$R_s^{\beta} = R_{sb}^{\beta} + R_{sd}^{\beta} + R_{s\rho}^{\beta}$$

$$R_s^{\beta'} = 0'94 \cdot R_s^{\beta}$$

| | R_{sb}^{β} | R_{sp}^{β} | R_{sd}^{β} | R_s^{β} (Kw·h/m ² ·día) | $R_s^{\beta'}$ (Kj/m ² ·día) |
|-------------------|------------------|------------------|------------------|---|--|
| Enero | 2.239 | 0.00304 | 1.208 | 3.451 | 11676.59032 |
| Febrero | 2.807 | 0.00304 | 1.508 | 4.317 | 14609.96952 |
| Marzo | 2.651 | 0.00304 | 1.936 | 4.590 | 15532.9975 |
| Abril | 4.056 | 0.00304 | 2.197 | 6.257 | 21172.50319 |
| Mayo | 4.413 | 0.00304 | 2.400 | 6.816 | 23065.04732 |
| Junio | 5.046 | 0.00304 | 2.350 | 7.400 | 25040.89902 |
| Julio | 5.428 | 0.00304 | 2.190 | 7.621 | 25791.09935 |
| Agosto | 5.145 | 0.00304 | 2.049 | 7.198 | 24356.44481 |
| Septiembre | 3.532 | 0.00304 | 2.001 | 5.536 | 18733.26384 |
| Octubre | 2.642 | 0.00304 | 1.641 | 4.286 | 14504.58246 |
| Noviembre | 2.283 | 0.00304 | 1.283 | 3.568 | 12075.52752 |
| Diciembre | 1.752 | 0.00304 | 1.128 | 2.883 | 9755.830471 |

Fig.1.6. Valores promedio de radiación total incidente en una superficie con inclinación β

Si hacemos esto para cada uno de los valores de inclinación considerados:

| (Kj/m ² ·día) | $R_s^{\beta'}$ $\beta=10^\circ$ | $R_s^{\beta'}$ $\beta=15^\circ$ | $R_s^{\beta'}$ $\beta=20^\circ$ | $R_s^{\beta'}$ $\beta=25^\circ$ |
|---|------------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|
| Enero | 11676.59032 | 12735.06943 | 13710.88211 | 14596.60182 |
| Febrero | 14609.96952 | 15550.77643 | 16389.80242 | 17120.66199 |
| Marzo | 15532.9975 | 16020.12531 | 16407.61257 | 16692.51027 |
| Abril | 21172.50319 | 21345.46964 | 21378.12065 | 21270.20775 |
| Mayo | 23065.04732 | 22774.20455 | 22333.87817 | 21747.41935 |
| Junio | 25040.89902 | 24468.33417 | 23731.68878 | 22836.56915 |
| Julio | 25791.09935 | 25308.0798 | 24652.22543 | 23828.52769 |
| Agosto | 24356.44481 | 24352.06538 | 24180.97004 | 23844.46092 |
| Septiembre | 18733.26384 | 19185.78764 | 19513.194 | 19712.99113 |
| Octubre | 14504.58246 | 15255.83281 | 15909.57445 | 16460.83201 |
| Noviembre | 12075.52752 | 13069.36173 | 13978.79334 | 14796.90104 |
| Diciembre | 9755.830471 | 10659.1868 | 11495.91743 | 12259.65432 |
| Ht''' (KJ/m²*mes) | 641575.7486 | 650141.3637 | 654384.7457 | 654273.6 |
| Variabilidad (%) | 0.01698477 | | 0.648453688 | 1.957410705 |

Fig1.7.Valores de radiación para distintos ángulos de inclinación.

Según el método considerado, el valor óptimo de inclinación es 15° ya que nos proporciona un mayor nivel de energía para el periodo de funcionamiento de nuestra instalación.

1.2. MÉTODO DE LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CATALUÑA

Como comentamos al inicio de la sección usamos un segundo método basado en datos de radiación en las fuentes de información disponibles. Los datos de los que partimos son de carácter oficial, suministrados por IDEA-SODEAN-JUNTA DE ANDALUCIA, y hacen referencia a la radiación global incidente sobre una superficie horizontal para la mayor parte de las grandes ciudades de España.

El proceso de cálculo es el mismo, en cuanto a la metodología, pero éste se inicia en un paso posterior, con la obtención de la radiación solar extraterrestre sobre una placa horizontal, R_{se} de forma idéntica al caso anterior. Una vez obtenidos estos valores y con los datos bibliográficos, obtenemos el índice de nubosidad Kt

$$Kt = \frac{R_s(\text{bibliografía})}{R_{se}(\text{calculado})}$$

Con los valores de Kt , utilizamos la expresión de Liu-Jordan para el cálculo de la radiación difusa que vimos en la sección de fundamentos de la radiación,

$$\frac{R_{sd}}{R_s} = 1.39 - 4.027 \cdot K_t + 5.531 \cdot K_t^2 - 3.13 \cdot K_t^3$$

| | Día representativo del mes | R_s (Kj/m2·día) | R_{se} (Kw·h/m2·día) | Kt |
|-------------------|----------------------------|----------------------|---------------------------|-------------|
| Enero | 17 | 8394 | 4.801576902 | 0.49 |
| Febrero | 47 | 13264 | 6.248424582 | 0.59 |
| Marzo | 75 | 16458 | 8.067100822 | 0.57 |
| Abril | 105 | 22270 | 9.889426723 | 0.63 |
| Mayo | 135 | 25630 | 11.11486717 | 0.65 |
| Junio | 162 | 27322 | 11.5910221 | 0.66 |
| Julio | 198 | 27222 | 11.3300221 | 0.67 |
| Agosto | 228 | 25710 | 10.34011788 | 0.69 |
| Septiembre | 258 | 20528 | 8.70892592 | 0.65 |
| Octubre | 288 | 14594 | 6.76970274 | 0.59 |
| Noviembre | 318 | 9750 | 5.133925985 | 0.52 |
| Diciembre | 344 | 7878 | 4.398120662 | 0.5 |

Fig.1.8. Valores de índice de nubosidad.

Una vez conseguidos los datos de radiación difusa en plano horizontal, el proceso de cálculo continuo de forma idéntica al visto con anterioridad, con lo que al final el resultado que obtenemos para cada uno de los ángulos de inclinación considerados es:

| (Kj/m ² ·día) | $R_s^{\beta'}$ $\beta=10^\circ$ | $R_s^{\beta'}$ $\beta=15^\circ$ | $R_s^{\beta'}$ $\beta=20^\circ$ | $R_s^{\beta'}$ $\beta=25^\circ$ |
|------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|
| Enero | 7807.672467 | 8516.650657 | 9297.065415 | 10180.0429 |
| Febrero | 12041.40154 | 12953.96782 | 13944.1344 | 15041.78639 |
| Marzo | 14597.61944 | 15270.10617 | 15983.85449 | 16753.92674 |
| Abril | 19226.66649 | 19661.70399 | 20115.48361 | 20593.16907 |
| Mayo | 21727.83837 | 21833.76294 | 21953.51301 | 22084.5395 |
| Junio | 22969.28177 | 22901.5171 | 22851.28978 | 22812.11145 |
| Julio | 22932.18998 | 22946.23934 | 22977.17382 | 23020.10387 |
| Agosto | 21908.15546 | 22260.14892 | 22631.78482 | 23025.11065 |
| Septiembre | 17940.18713 | 18645.25819 | 19388.47168 | 20182.52327 |
| Octubre | 13137.75735 | 14004.80356 | 14939.49907 | 15967.08512 |
| Noviembre | 9012.511583 | 9802.666093 | 10669.1324 | 11644.06476 |
| Diciembre | 7376.533349 | 8113.609851 | 8929.20274 | 9858.325332 |
| Ht'''(KJ/m2* mes) | 599323.1852 | 609657.5744 | 620816.6391 | 632934.184 |
| Variabilidad (%) | 5.310346587 | 3.677571885 | 1.914503155 | |

Fig.1.9. Valores de radiación total para distintos ángulos de inclinación.

1.3. DATOS BIBLIOGRÁFICOS

Los datos de radiación incidente que vamos a considerar son los que se proporciona en la normativa, a través del “PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS EN INSTALACIONES DE BAJA TEMPERATURA” de la Sociedad para el Desarrollo Energético de Andalucía (SODEAN), precursora de lo que actualmente es la Agencia Andaluza de la Energía.

En él se proporcionan datos de radiación incidente para todas las capitales de provincia españolas, en unidades de MJ/m²·día.

Energía en megajulios que incide sobre un metro cuadrado de superficie horizontal en un día medio de cada mes. (Fuente: CENSOLAR).

| | ENE | FEB | MAR | ABR | MAY | JUN | JUL | AGO | SEP | OCT | NOV | DIC | AÑO |
|------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| 1 ÁLAVA | 4,6 | 6,9 | 11,2 | 13 | 14,8 | 16,6 | 18,1 | 17,3 | 14,3 | 9,5 | 5,5 | 4,1 | 11,3 |
| 2 ALBACETE | 6,7 | 10,5 | 15 | 19,2 | 21,2 | 25,1 | 26,7 | 23,2 | 18,8 | 12,4 | 8,4 | 6,4 | 16,1 |
| 3 ALICANTE | 8,5 | 12 | 16,3 | 18,9 | 23,1 | 24,8 | 25,8 | 22,5 | 18,3 | 13,6 | 9,8 | 7,6 | 16,8 |
| 4 ALMERÍA | 8,9 | 12,2 | 16,4 | 19,6 | 23,1 | 24,6 | 25,3 | 22,5 | 18,5 | 13,9 | 10 | 8 | 16,9 |
| 5 ASTURIAS | 5,3 | 7,7 | 10,6 | 12,2 | 15 | 15,2 | 16,8 | 14,8 | 12,4 | 9,8 | 5,9 | 4,6 | 10,9 |
| 6 ÁVILA | 6 | 9,1 | 13,5 | 17,7 | 19,4 | 22,3 | 26,3 | 25,3 | 18,8 | 11,2 | 6,9 | 5,2 | 15,1 |
| 7 BADAJOZ | 6,5 | 10 | 13,6 | 18,7 | 21,8 | 24,6 | 25,9 | 23,8 | 17,9 | 12,3 | 8,2 | 6,2 | 15,8 |
| 8 BALEARES | 7,2 | 10,7 | 14,4 | 16,2 | 21 | 22,7 | 24,2 | 20,6 | 16,4 | 12,1 | 8,5 | 6,5 | 15 |
| 9 BARCELONA | 6,5 | 9,5 | 12,9 | 16,1 | 18,6 | 20,3 | 21,6 | 18,1 | 14,6 | 10,8 | 7,2 | 5,8 | 13,5 |
| 10 BURGOS | 5,1 | 7,9 | 12,4 | 16 | 18,7 | 21,5 | 23 | 20,7 | 16,7 | 10,1 | 6,5 | 4,5 | 13,6 |
| 11 CÁCERES | 6,8 | 10 | 14,7 | 19,6 | 22,1 | 25,1 | 28,1 | 25,4 | 19,7 | 12,7 | 8,9 | 6,6 | 16,6 |
| 12 CÁDIZ | 8,1 | 11,5 | 15,7 | 18,5 | 22,2 | 23,8 | 25,9 | 23 | 18,1 | 14,2 | 10 | 7,4 | 16,5 |
| 13 CANTABRIA | 5 | 7,4 | 11 | 13 | 16,1 | 17 | 18,4 | 15,5 | 13 | 9,5 | 5,8 | 4,5 | 11,3 |
| 14 CASTELLÓN | 8 | 12,2 | 15,5 | 17,4 | 20,6 | 21,4 | 23,9 | 19,5 | 16,6 | 13,1 | 8,6 | 7,3 | 15,3 |
| 15 CEUTA | 8,9 | 13,1 | 18,6 | 21 | 24,3 | 26,7 | 26,8 | 24,3 | 19,1 | 14,2 | 11 | 8,6 | 18,1 |
| 16 CIUDAD REAL | 7 | 10,1 | 15 | 18,7 | 21,4 | 23,7 | 25,3 | 23,2 | 18,8 | 12,5 | 8,7 | 6,5 | 15,9 |
| 17 CÓRDOBA | 7,2 | 10,1 | 15,1 | 18,5 | 21,8 | 25,9 | 28,5 | 25,1 | 19,9 | 12,6 | 8,6 | 6,9 | 16,7 |
| 18 LA CORUÑA | 5,4 | 8 | 11,4 | 12,4 | 15,4 | 16,2 | 17,4 | 15,3 | 13,9 | 10,9 | 6,4 | 5,1 | 11,5 |
| 19 CUENCA | 5,9 | 8,8 | 12,9 | 17,4 | 18,7 | 22 | 25,6 | 22,3 | 17,5 | 11,2 | 7,2 | 5,5 | 14,6 |
| 20 GERONA | 7,1 | 10,5 | 14,2 | 15,9 | 18,7 | 19 | 22,3 | 18,5 | 14,9 | 11,7 | 7,8 | 6,6 | 13,9 |
| 21 GRANADA | 7,8 | 10,8 | 15,2 | 18,5 | 21,9 | 24,8 | 26,7 | 23,6 | 18,8 | 12,9 | 9,6 | 7,1 | 16,5 |
| 22 GUADALAJARA | 6,5 | 9,2 | 14 | 17,9 | 19,4 | 22,7 | 25 | 23,2 | 17,8 | 11,7 | 7,8 | 5,6 | 15,1 |
| 23 GUIPÚZCOA | 5,5 | 7,7 | 11,3 | 11,7 | 14,6 | 16,2 | 16,1 | 13,6 | 12,7 | 10,3 | 6,2 | 5 | 10,9 |
| 24 HUELVA | 7,6 | 11,3 | 16 | 19,5 | 24,1 | 25,6 | 28,7 | 25,6 | 21,2 | 14,5 | 9,2 | 7,5 | 17,6 |
| 25 HUESCA | 6,1 | 9,6 | 14,3 | 18,7 | 20,3 | 22,1 | 23,1 | 20,9 | 16,9 | 11,3 | 7,2 | 5,1 | 14,6 |
| 26 JAÉN | 6,7 | 10,1 | 14,4 | 18 | 20,3 | 24,4 | 26,7 | 24,1 | 19,2 | 11,9 | 8,1 | 6,5 | 15,9 |
| 27 LEÓN | 5,8 | 8,7 | 13,8 | 17,2 | 19,5 | 22,1 | 24,2 | 20,9 | 17,2 | 10,4 | 7 | 4,8 | 14,3 |
| 28 LÉRIDA | 6 | 9,9 | 18 | 18,8 | 20,9 | 22,6 | 23,8 | 21,3 | 16,8 | 12,1 | 7,2 | 4,8 | 15,2 |
| 29 LUGO | 5,1 | 7,6 | 11,7 | 15,2 | 17,1 | 19,5 | 20,2 | 18,4 | 15 | 9,9 | 6,2 | 4,5 | 12,5 |
| 30 MADRID | 6,7 | 10,6 | 13,6 | 18,8 | 20,9 | 23,5 | 26 | 23,1 | 16,9 | 11,4 | 7,5 | 5,9 | 15,4 |
| 31 MÁLAGA | 8,3 | 12 | 15,5 | 18,5 | 23,2 | 24,5 | 26,5 | 23,2 | 19 | 13,6 | 9,3 | 8 | 16,8 |
| 32 MELILLA | 9,4 | 12,6 | 17,2 | 20,3 | 23 | 24,8 | 24,8 | 22,6 | 18,3 | 14,2 | 10,9 | 8,7 | 17,2 |
| 33 MURCIA | 10,1 | 14,8 | 16,6 | 20,4 | 24,2 | 25,6 | 27,7 | 23,5 | 18,6 | 13,9 | 9,8 | 8,1 | 17,8 |
| 34 NAVARRA | 5 | 7,4 | 12,3 | 14,5 | 17,1 | 18,9 | 20,5 | 18,2 | 16,2 | 10,2 | 6 | 4,5 | 12,6 |
| 35 ORENSE | 4,7 | 7,3 | 11,3 | 14 | 16,2 | 17,6 | 18,3 | 16,6 | 14,3 | 9,4 | 5,6 | 4,3 | 11,6 |
| 36 PALENCIA | 5,3 | 9 | 13,2 | 17,5 | 19,7 | 21,8 | 24,1 | 21,6 | 17,1 | 10,9 | 6,6 | 4,6 | 14,3 |
| 37 LAS PALMAS | 11,2 | 14,2 | 17,8 | 19,6 | 21,7 | 22,5 | 24,3 | 21,9 | 19,8 | 15,1 | 12,3 | 10,7 | 17,6 |
| 38 PONTEVEDRA | 5,5 | 8,2 | 13 | 15,7 | 17,5 | 20,4 | 22 | 18,9 | 15,1 | 11,3 | 6,8 | 5,5 | 13,3 |
| 39 LA RIOJA | 5,6 | 8,8 | 13,7 | 16,6 | 19,2 | 21,4 | 23,3 | 20,8 | 16,2 | 10,7 | 6,8 | 4,8 | 14 |
| 40 SALAMANCA | 6,1 | 9,5 | 13,5 | 17,1 | 19,7 | 22,8 | 24,6 | 22,6 | 17,5 | 11,3 | 7,4 | 5,2 | 14,8 |
| 41 STA. C. DE TENERIFE | 10,7 | 13,3 | 18,1 | 21,5 | 25,7 | 26,5 | 29,3 | 26,6 | 21,2 | 16,2 | 10,8 | 9,3 | 19,1 |
| 42 SEGOVIA | 5,7 | 8,8 | 13,4 | 18,4 | 20,4 | 22,6 | 25,7 | 24,9 | 18,8 | 11,4 | 6,8 | 5,1 | 15,2 |
| 43 SEVILLA | 7,3 | 10,9 | 14,4 | 19,2 | 22,4 | 24,3 | 24,9 | 23 | 17,9 | 12,3 | 8,8 | 6,9 | 16 |
| 44 SORIA | 5,9 | 8,7 | 12,8 | 17,1 | 19,7 | 21,8 | 24,1 | 22,3 | 17,5 | 11,1 | 7,6 | 5,6 | 14,5 |
| 45 TARRAGONA | 7,3 | 10,7 | 14,9 | 17,6 | 20,2 | 22,5 | 23,8 | 20,5 | 16,4 | 12,3 | 8,8 | 6,3 | 15,1 |
| 46 TERUEL | 6,1 | 8,8 | 12,9 | 16,7 | 18,4 | 20,6 | 21,8 | 20,7 | 16,9 | 11 | 7,1 | 5,3 | 13,9 |
| 47 TOLEDO | 6,2 | 9,5 | 14 | 19,3 | 21 | 24,4 | 27,2 | 24,5 | 18,1 | 11,9 | 7,6 | 5,6 | 15,8 |
| 48 VALENCIA | 7,6 | 10,6 | 14,9 | 18,1 | 20,6 | 22,8 | 23,8 | 20,7 | 16,7 | 12 | 8,7 | 6,6 | 15,3 |
| 49 VALLADOLID | 5,5 | 8,8 | 13,9 | 17,2 | 19,9 | 22,6 | 25,1 | 23 | 18,3 | 11,2 | 6,9 | 4,2 | 14,7 |
| 50 VIZCAYA | 5 | 7,1 | 10,8 | 12,7 | 15,5 | 16,7 | 17,9 | 15,7 | 13,1 | 9,3 | 6 | 4,6 | 11,2 |
| 51 ZAMORA | 5,4 | 8,9 | 13,2 | 17,3 | 22,2 | 21,6 | 23,5 | 22 | 17,2 | 11,1 | 6,7 | 4,6 | 14,5 |
| 52 ZARAGOZA | 6,3 | 9,8 | 15,2 | 18,3 | 21,8 | 24,2 | 25,1 | 23,4 | 18,3 | 12,1 | 7,4 | 5,7 | 15,6 |

Fig.1.10. Energía en Mj que incide sobre un m² de superficie horizontal en un día medio de cada mes.

Además, en la misma normativa también se nos proporciona la radiación según la inclinación de la superficie objeto del estudio, a través de un factor corrector K, que no es más que el cociente entre la energía total incidente en un día sobre una superficie orientada al sur e inclinada un determinado ángulo con respecto al valor sobre la horizontal. Este factor se muestra en tablas en función de la latitud (λ) y de la inclinación (β).

LATITUD = 36°

| Incli. | ENE | FEB | MAR | ABR | MAY | JUN | JUL | AGO | SEP | OCT | NOV | DIC |
|--------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| 0 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 5 | 1,07 | 1,05 | 1,04 | 1,02 | 1,01 | 1,01 | 1,01 | 1,03 | 1,05 | 1,07 | 1,08 | 1,08 |
| 10 | 1,13 | 1,1 | 1,07 | 1,04 | 1,02 | 1,01 | 1,02 | 1,05 | 1,08 | 1,13 | 1,15 | 1,15 |
| 15 | 1,18 | 1,14 | 1,1 | 1,05 | 1,02 | 1,01 | 1,02 | 1,06 | 1,12 | 1,18 | 1,22 | 1,21 |
| 20 | 1,22 | 1,18 | 1,12 | 1,06 | 1,01 | 0,99 | 1,01 | 1,06 | 1,14 | 1,22 | 1,28 | 1,27 |
| 25 | 1,26 | 1,2 | 1,13 | 1,05 | 1 | 0,98 | 1 | 1,06 | 1,16 | 1,26 | 1,33 | 1,32 |
| 30 | 1,29 | 1,22 | 1,13 | 1,04 | 0,98 | 0,95 | 0,98 | 1,05 | 1,16 | 1,29 | 1,37 | 1,36 |
| 35 | 1,32 | 1,23 | 1,13 | 1,02 | 0,95 | 0,92 | 0,95 | 1,03 | 1,16 | 1,31 | 1,4 | 1,39 |
| 40 | 1,33 | 1,24 | 1,12 | 1 | 0,91 | 0,88 | 0,91 | 1,01 | 1,16 | 1,32 | 1,43 | 1,41 |
| 45 | 1,34 | 1,23 | 1,1 | 0,97 | 0,87 | 0,84 | 0,87 | 0,98 | 1,14 | 1,32 | 1,44 | 1,43 |
| 50 | 1,34 | 1,22 | 1,08 | 0,93 | 0,82 | 0,78 | 0,82 | 0,94 | 1,12 | 1,31 | 1,45 | 1,44 |
| 55 | 1,33 | 1,2 | 1,05 | 0,89 | 0,77 | 0,73 | 0,77 | 0,9 | 1,08 | 1,3 | 1,44 | 1,43 |
| 60 | 1,31 | 1,17 | 1,01 | 0,84 | 0,71 | 0,67 | 0,71 | 0,84 | 1,05 | 1,27 | 1,43 | 1,42 |
| 65 | 1,29 | 1,14 | 0,96 | 0,78 | 0,65 | 0,6 | 0,65 | 0,79 | 1 | 1,24 | 1,41 | 1,4 |
| 70 | 1,25 | 1,1 | 0,91 | 0,72 | 0,59 | 0,53 | 0,58 | 0,73 | 0,95 | 1,2 | 1,37 | 1,37 |
| 75 | 1,21 | 1,05 | 0,85 | 0,66 | 0,52 | 0,46 | 0,51 | 0,66 | 0,89 | 1,15 | 1,33 | 1,33 |
| 80 | 1,16 | 1 | 0,79 | 0,59 | 0,44 | 0,39 | 0,44 | 0,59 | 0,82 | 1,09 | 1,28 | 1,29 |
| 85 | 1,11 | 0,94 | 0,73 | 0,52 | 0,37 | 0,31 | 0,36 | 0,51 | 0,75 | 1,03 | 1,23 | 1,23 |
| 90 | 1,05 | 0,87 | 0,65 | 0,44 | 0,29 | 0,23 | 0,28 | 0,44 | 0,68 | 0,96 | 1,16 | 1,17 |

Fig.1.11. Ejemplo de valores para el factor K correspondientes a una latitud de 36°.

En nuestro caso, la latitud de la zona sobre la que se va a realizar la instalación nos obliga a obtener los valores de radiación para latitud de 36° y 37° e interpolar para nuestro valor (36° 25').

Cabe recordar que los ángulos de inclinación elegidos son 10°,15°,20° y 25°. Finalmente los valores obtenidos de radiación son:

| (Kj/m ² ·día) | R_s^{β} β=10° | R_s^{β} β=15° | R_s^{β} β=20° | R_s^{β} β=25° |
|--------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|
| Enero | 8603.82 | 8984.52 | 9327.15 | 9937.89 |
| Febrero | 11891 | 12377.45 | 12755.8 | 13026.05 |
| Marzo | 15864.85 | 16233.8 | 16528.96 | 16750.33 |
| Abril | 18172.55 | 18346.45 | 18433.4 | 18346.45 |
| Mayo | 21285.36 | 21285.36 | 21181.02 | 20868 |
| Junio | 22707.58 | 22595.72 | 22260.14 | 21924.56 |
| Julio | 24832.92 | 24832.92 | 24711.19 | 24346 |

| | | | | |
|------------------|------------|-------------|-------------|-------------|
| Agosto | 22701 | 22917.2 | 23025.3 | 23025.3 |
| Septiembre | 18460.19 | 19055.68 | 19481.03 | 19736.24 |
| Octubre | 15083.24 | 15817.38 | 16351.3 | 16885.22 |
| Noviembre | 10857 | 11515 | 12079 | 12502 |
| Diciembre | 7999.4 | 8451.54 | 8868.9 | 9251.48 |
| Ht'''(KJ/m2*mes) | 613897.886 | 620788.7571 | 623328.7714 | 621993.3 |
| Variabilidad (%) | 1.51298739 | 0.407491905 | | 0.214248321 |

Fig.1.12. Valores de radiación total para distintos ángulos de inclinación.

1.4. SIMULACIÓN INFORMÁTICA

Para este proceso, utilizamos el programa de simulación meteorológica Meteonorm 5.1 desarrollado por Meteotest.

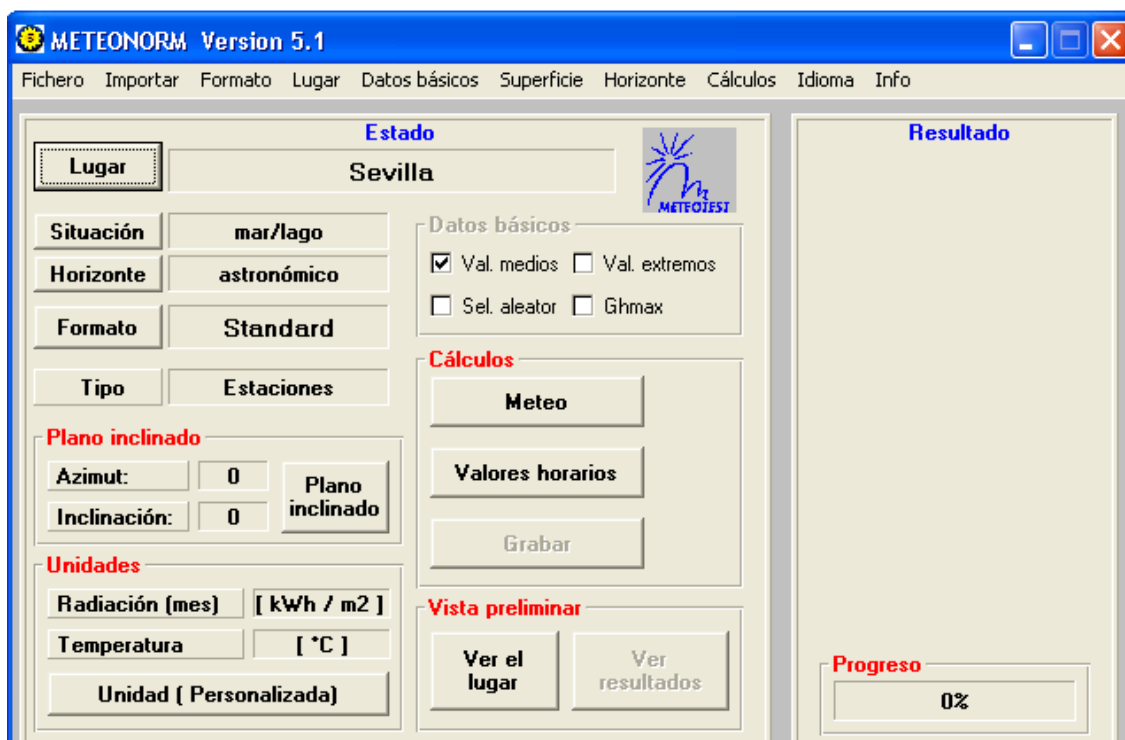


Fig.14. Interfaz de simulador informático.

Este programa nos permite obtener directamente datos radiativos para una superficie inclinada, ya sea en valores horarios o en valores promediados diarios para cada mes. Los parámetros básicos que hay que fijar para conseguir los resultados de una manera rápida, son:

- 1.5. LUGAR: El programa nos permite seleccionar el lugar que se debe tomar como base para obtener los resultados. Básicamente hay 4 formas distintas sobre las que elegir nuestro lugar de simulación:
 - 1.5.1. Elegir la ciudad directamente dentro de una base de datos, teniendo en cuenta que si es una ciudad de la que no se tienen datos, éstos serán interpolados entre aquellas estaciones meteorológicas que estén dentro de un radio determinado.
 - 1.5.2. Elegir una estación meteorológica cercana al lugar de estudio y suponer un determinado porcentaje de error que se puede considerar como asumible si la distancia con respecto a nuestro punto de interés no es demasiada.
 - 1.5.3. Definir la localidad en base a datos disponibles externos, ya sean horarios o mensuales.
 - 1.5.4. Definir un lugar adscrito al WMO que este en las mismas circunstancias del punto 2.
- 1.6. FORMATO: Este parámetro nos permite definir previamente como queremos obtener nuestros datos. Principalmente se pueden distinguir 2 opciones:
 - 1.6.1. Salida definida por el usuario, opción que nosotros vamos a elegir, la cual nos permite cambiar los valores de orientación en inclinación de una superficie determinada. En este modo, podemos elegir los parámetros que queremos que aparezcan en el archivo final así como la forma de presentarse, así como las unidades de los mismos. Por defecto las unidades para valores mensuales son $\text{Kw}\cdot\text{h}/\text{m}^2$ y para valores horarios W/m^2 .
 - 1.6.2. Salidas predefinidas que nos permiten obtener los resultados según los requisitos de otros programas de simulación. Existen un total de 15 formatos distintos para el cálculo de los valores horarios según los diferentes programas de simulación.
- 1.7. DATOS BÁSICOS: Solo está disponible en el caso de que hayamos decidido definir nosotros mismos las condiciones de orientación, inclinación y horizonte. Es condición necesaria definir la base de datos inicial de nuestra localidad, teniendo que elegir de entre las 5 modalidades posibles, que son:
 - 1.7.1. Valores mensuales: Devuelve una interpolación de los datos mensuales existentes en el caso de que sea necesario, o bien los lee directamente de los datos iniciales.
 - 1.7.2. Valores horarios: Se generan valores horarios mediante un modelo estocástico a partir de los valores mensuales promediados de radiación global y temperatura.
 - 1.7.3. Ghmax: Calcula la radiación máxima global y la fracción difusa para días despejados, en intervalos horarios así como se hace una estimación de la temperatura más probable de ese día.
 - 1.7.4. Valores extremos: Se calculan los valores extremos usando la desviación estándar en base a los datos de los últimos 10 años. Esta desviación, multiplicada por el factor 1.28 se añade al valor principal. Pero los valores así obtenidos no corresponden a

ninguna aproximación realística, ya que es muy difícil que tengan lugar 12 meses de valores extremos seguidos.

1.7.5. Datos híbridos: Se generan distintos parámetros meteorológicos mediante combinación de 5 algoritmos distintos de modelos de radiación horaria.

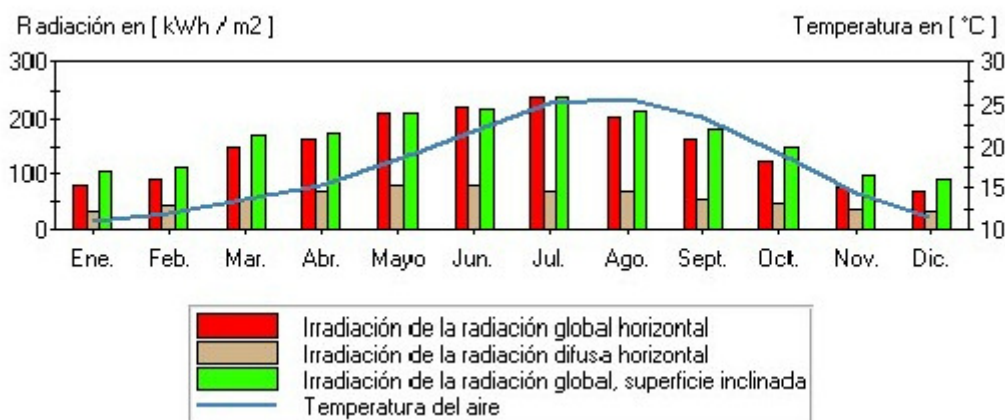
1.8. DATOS DEL PLANO INCLINADO: En este menú se fijan las condiciones de inclinación y orientación en el caso de que no se haya elegido un formato prefijado. Además nos permite definir de manera manual la fracción de la radiación de albedo, ya sea de manera manual o bien mediante un modelo de temperaturas.

En base a la introducción de todas estas variables se realizan los cálculos de los parámetros dependientes y se escriben acorde a las unidades y al formato seleccionado. Hay dos procedimientos a seguir:

- METEO:** Proporciona una visión general de todos los parámetros meteorológicos en valores mensuales.
- VALORES HORARIOS:** Comienza el proceso de cálculo para la generación de los valores horarios según los requisitos del formato seleccionado.

Finalmente, aplicándolo a nuestro caso particular vamos a obtener 2 salidas distintas:

- Una salida en formato TMY2 con valores horarios de las distintas variables de interés para su uso en un programa de simulación posterior.
- Otra salida en formato de hoja de cálculo, en valores mensuales promediados que nos permite analizar la salida obtenida y su distribución, para los 4 valores de inclinación considerados:



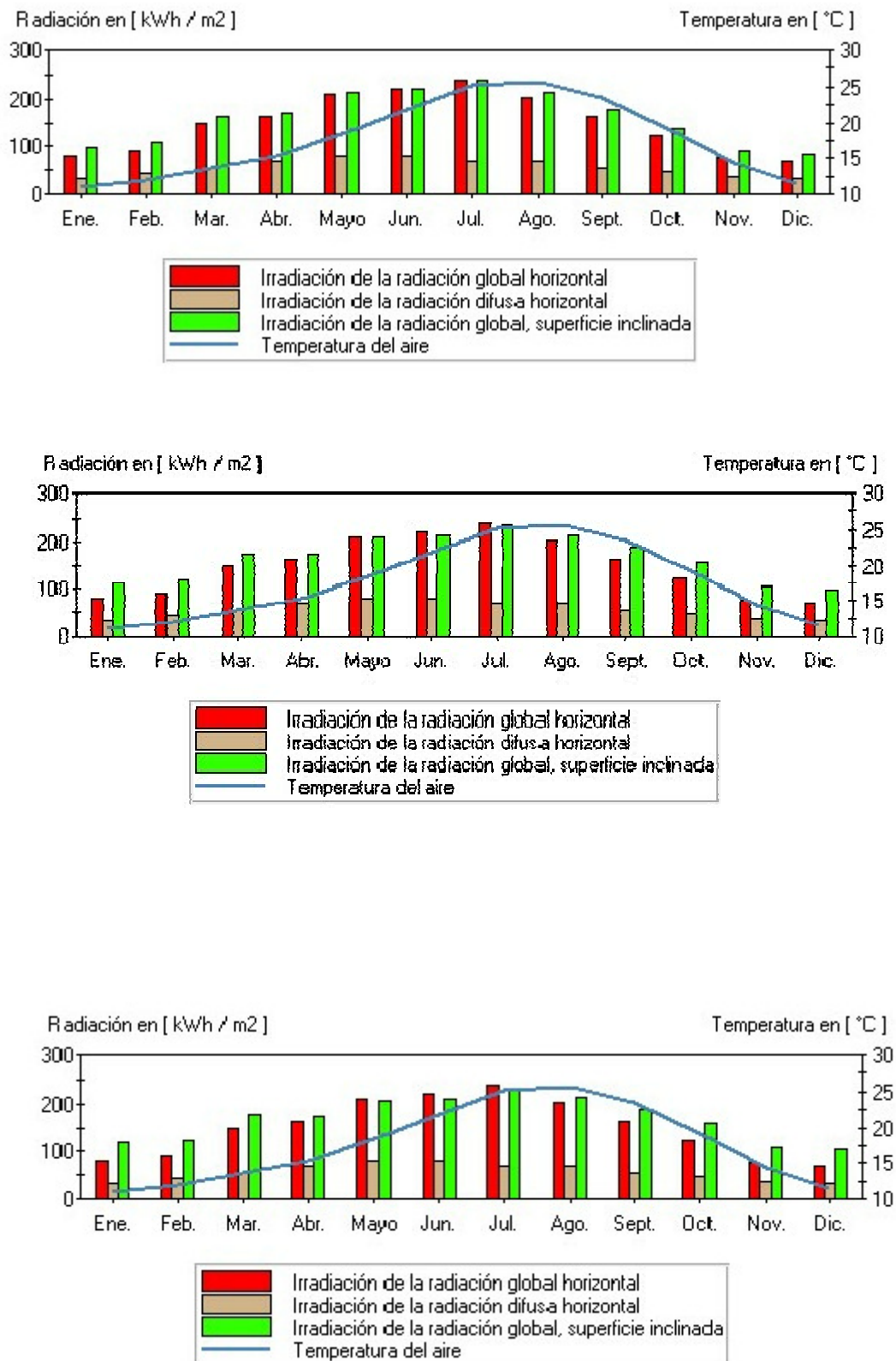


Fig.1.15. (a-d) Distribuciones mensuales de la radiación para distintos ángulos de inclinación.

| (Kj/m ² ·día) | $R_s^{\beta'}$ $\beta=10^\circ$ | $R_s^{\beta'}$ $\beta=15^\circ$ | $R_s^{\beta'}$ $\beta=20^\circ$ | $R_s^{\beta'}$ $\beta=25^\circ$ |
|--------------------------|------------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|
| Enero | 11448 | 12456 | 13356 | 14184 |
| Febrero | 13824 | 14688 | 15444 | 16128 |
| Marzo | 19368 | 20196 | 20880 | 21420 |
| Abril | 20700 | 20988 | 21168 | 21204 |
| Mayo | 24876 | 24840 | 24624 | 24264 |
| Junio | 26604 | 26352 | 25956 | 25380 |
| Julio | 27972 | 27828 | 27468 | 26964 |
| Agosto | 24948 | 25164 | 25236 | 25128 |
| Septiembre | 21564 | 22248 | 22752 | 23112 |
| Octubre | 16380 | 17244 | 18036 | 18684 |
| Noviembre | 10944 | 11736 | 12456 | 13068 |
| Diciembre | 9792 | 10620 | 11412 | 12132 |
| Ht'''(KJ/m2*mes) | 698760 | 705702.8571 | 708171.4286 | 706011.4286 |
| Variabilidad (%) | 1.32897603 | 0.348583878 | | 0.305010893 |

Fig.1.16. Radiación solar total incidente para distintos ángulos de inclinación.

2. DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS

Una vez obtenidos los resultados en base a los distintos métodos vamos a comparar los resultados utilizando como criterio la cantidad de energía promedio que obtenemos al mes:

| (Kj/m ² ·mes) | $R_s^{\beta'}$ $\beta=10^\circ$ | $R_s^{\beta'}$ $\beta=15^\circ$ | $R_s^{\beta'}$ $\beta=20^\circ$ | $R_s^{\beta'}$ $\beta=25^\circ$ |
|--------------------------|------------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|
| Método USE | 641575.7486 | 650141.3637 | 654384.7457 | 654273.6 |
| Método UPC | 599323.1852 | 609657.5744 | 620816.6391 | 632934.184 |
| Datos normativa ACS | 613897.886 | 620788.7571 | 623328.7714 | 621993.3 |
| Simulación informática | 698760 | 705702.8571 | 708171.4286 | 706011.4286 |

Fig.1.17.Comparativa de valores de radiación total obtenida por los distintos métodos.

Como podemos comprobar existen diferencias considerables en cuantos a los resultados, que se refleja en la siguiente tabla cogiendo como base de referencia los datos conseguidos según la normativa sobre ACS:

| % | $R_s^{\beta'}$ $\beta=10^\circ$ | $R_s^{\beta'}$ $\beta=15^\circ$ | $R_s^{\beta'}$ $\beta=20^\circ$ | $R_s^{\beta'}$ $\beta=25^\circ$ |
|------------------------|------------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|
| Método USE | 4.508545025 | 4.728276127 | 4.98227833 | 5.189814746 |
| Método UPC | 2.374124611 | 1.793070924 | 0.403018827 | 1.759003513 |
| Datos normativa ACS | | | | |
| Simulación informática | 13.82349018 | 13.67842105 | 13.61122109 | 13.50788322 |

Fig.1.18.Variabilidad de los datos tomando como base la normativa existente.

Como solución intermedia vamos a optar por el método de cálculo propuesto por la Universidad de Sevilla. Si analizamos la variabilidad cogiendo ésta como referencia, obtenemos:

| % | $R_s^{\beta'}$ $\beta=10^\circ$ | $R_s^{\beta'}$ $\beta=15^\circ$ | $R_s^{\beta'}$ $\beta=20^\circ$ | $R_s^{\beta'}$ $\beta=25^\circ$ |
|------------|------------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|
| Método USE | | | | |

| | | | | |
|------------------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| Método UPC | 6.585748213 | 6.22692103 | 5.129720217 | 3.261543183 |
| Datos normativa ACS | 4.314044392 | 4.514803739 | 4.745827971 | 4.933761656 |
| Simulación informática | -8.913094288 | -8.546063441 | -8.219427982 | -7.907674801 |

Fig.1.19. Variabilidad tomando como base el método USE.

Como consecuencia analizando los datos de radiación obtenidos, el ángulo de inclinación óptimo para nuestra superficie estará en torno a los 20°. La variación de la energía incidente para pequeñas desviaciones de este valor no son considerables, aceptándose como criterio general un ±5° de desviación.

ANEXO Nº 2: CÁLCULO DE LA SUPERFICIE DE CAPTADORES NECESARIA

Para empezar hay que seleccionar unos datos de partida, tales como los referidos la máquina frigorífica y los colectores que se estudiarán. Dentro de la máquina frigorífica, los datos a tener en cuenta serán la potencia calorífica, las temperaturas de entrada y salida del generador. Dentro de los colectores, los datos a tener en cuenta serán las temperaturas de entrada y salida de cada colector, el rendimiento, el caudal de líquido caloportador que circulará por el subsistema de captación, y la eficiencia óptica. Además habrá que tener otros datos en cuenta ajenos a la tecnología como la radiación solar calculada previamente, y las temperaturas medias durante las horas de sol obtenidas de datos históricos.

Se estudiará la superficie de captadores solares necesaria para suministrar energía calorífica a dos máquinas de absorción, de las marcas Yazaki y Entropie. De Yazaki se estudiará el modelo WSC-30, que ofrece 105 kW de potencia frigorífica. De Entropie tan sólo hay disponible un modelo, que trabaja a 150 kW de potencia frigorífica.

Los cálculos se realizarán mediante tablas, para obtener cada uno de los datos requeridos para hacer el estudio. Habrá una serie de tablas para cada uno de los 3 modelos seleccionados de colectores solares térmicos, en cada de serie de tablas de cada modelo, cada tabla se corresponderá con un mes de estudio, es decir, desde Abril hasta Octubre. En las tablas, habrá unos datos de entrada, los cuales serán en las columnas las Temperaturas de Entrada en el colector, y en las filas las Temperaturas de Salida del colector. Los rangos de temperaturas serán para las de Entrada al colector de 80 a 85°C, y para las de Salida del colector de 90 a 100°C.

Las tablas que se mostrarán a continuación son un resumen de las que se han utilizado realmente, ya que la cantidad de datos obtenidos y de tablas sumaban una cantidad de páginas demasiado enorme. Por lo que se ha optado por indicar los valores de todos los cálculos realizados correspondientes a 80 y 85°C de temperatura de entrada y a 90 y 100°C de temperatura de salida. Éstas corresponden a los dos modelos expuestos anteriormente de Yazaki y Entropie.

Además, los cálculos para las máquinas de absorción de Yazaki WFC-SC20 y WFC-SC10 para el caso de la Biblioteca se han obviado también debido a su amplitud, tan sólo se mostrarán algunos resultados ilustrativos del modelo WFC-SC10 elegido para su instalación en la Biblioteca. De todas formas, el procedimiento de cálculo es idéntico al que se va a analizar seguidamente, así que se aplicarían las mismas expresiones que las que van a aparecer.

Habrà dos tipos de cálculo, el que se hará para una configuración del subsistema de captación en paralelo y para una configuración del subsistema en serie-paralelo, y dentro de serie-paralelo, aparecen otras dos clasificaciones ya sea una batería con dos colectores en serie o una batería con tres colectores en serie.

Para la muestra del procedimiento de los cálculos se elige el captador solar AP-10 y el mes de Junio.

1. Configuración en paralelo.

Se considera una instalación en la que todos los captadores solares están en paralelo unos respecto a otros.

Paso 1. Rendimiento de los captadores

Partiendo de los datos indicados anteriormente, se calcula el rendimiento para la potencia calorífica del modelo de máquina de absorción a estudiar. El rendimiento se calcula mediante la ecuación:

$$\eta = \eta_0 - K_1 \cdot \left[\frac{T_m - T_a}{G} \right] - K_2 \cdot \left[\frac{(T_m - T_a)^2}{G} \right]$$

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

La cual utiliza datos de radiación solar mensual y datos de temperaturas medias en horas de sol, además de datos de temperaturas de entrada y salida en los colectores.

Según el ejemplo:

$$\eta_0 = 0,717$$

$$K_{ang} = 1,302$$

$$K_1 = 1,52 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$K_2 = 0,0085 \frac{W}{m^2 \cdot K^2}$$

$$T_{sal} = 90^\circ C$$

$$T_{ent} = 80^\circ C$$

$$T_{a, \text{Junio}} = 24^\circ C$$

$$G_{\text{Junio}} = 0,61447 \frac{W}{m^2} = 614,47 \frac{W}{m^2}$$

$$\eta = 0,717 \cdot 1,302 - 1,52 \cdot \left[\frac{\frac{80 + 90}{2} - 24}{614,47} \right] - 0,0085 \cdot \left[\frac{\left(\frac{80 + 90}{2} - 24 \right)^2}{614,47} \right]$$

$$\eta = 0,7312$$

Paso 2. Superficie inicial de captadores

Con el rendimiento calculado se obtiene la superficie requerida de colectores (m^2) para una potencia calorífica dada de la máquina de absorción. La fórmula utilizada para este cálculo es:

$$Q = \eta \cdot A \cdot G$$

Despejando,

$$A = \frac{Q}{\eta \cdot G}$$

Los datos utilizados son la potencia calorífica requerida en la máquina de absorción, y la radiación solar para cada mes, además de los datos de temperatura de entrada y salida en los colectores.

Según el ejemplo:

$$Q = 150 \text{ Kw}$$

$$A = \frac{150}{0,7312 \cdot 0,61447}$$

$$A = 333,86 \text{ m}^2$$

Paso 3. Número de captadores

A partir de la superficie necesaria de colectores se puede obtener el número de colectores necesarios para suministrar la potencia calorífica requerida de la máquina de absorción. Se calcula mediante:

$$n = \frac{A}{A_c}$$

Se utiliza para el cálculo además de la superficie de colectores calculada anteriormente, la superficie específica de cada colector.

Con el número de colectores se puede hacer una estimación del gasto económico que supone el uso de cada modelo de colector, dependiendo del coste de cada modelo estudiado.

Según el ejemplo:

$$A_c = 0,8 \text{ m}^2/\text{colector}$$

$$n = \frac{333,86}{0,8}$$

$$n = 417,33 \text{ captadores AP-10}$$

Paso 4. Caudal total del circuito primario

Con la ecuación de transmisión de calor entre dos cuerpos se puede calcular el caudal total que se requerirá para obtener la potencia calorífica necesaria en el generador. Dicha ecuación es:

$$Q = \dot{m}_T \cdot C_P \cdot \rho \cdot (T_{\text{sal}} - T_{\text{ent}})$$

Despejando,

$$\dot{m}_T = \frac{Q}{C_P \cdot \rho \cdot (T_{\text{sal}} - T_{\text{ent}})} = \frac{Q}{C_{P,90^\circ\text{C}} \cdot \rho_{90^\circ\text{C}} \cdot T_{\text{sal}} - C_{P,80^\circ\text{C}} \cdot \rho_{80^\circ\text{C}} \cdot T_{\text{ent}}}$$

Los datos utilizados son la potencia calorífica requerida en el generador (150 Kw), la densidad y el calor específico correspondiente a cada temperatura del fluido caloportador, ya sea de entrada o salida al colector, además de las temperaturas de entrada y salida en el colector del fluido caloportador dichas.

Según el ejemplo:

$$C_{P,90^\circ\text{C}} = 4,04 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$C_{P,80^\circ\text{C}} = 4,013 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$\rho_{90^\circ\text{C}} = 0,98465 \frac{\text{Kg}}{\text{L}}$$

$$\rho_{80^\circ\text{C}} = 0,99242 \frac{\text{Kg}}{\text{L}}$$

$$\dot{m}_T = \frac{150}{0,98465 \cdot 4,04 \cdot 90 - 0,99242 \cdot 4,013 \cdot 80}$$

$$\dot{m}_T = 3,8059 \text{ L/s}$$

Este cálculo es aplicable para todos los meses de estudio.

Paso 5. Caudal específico

A partir del caudal total calculado para el sistema y de la superficie total calculada necesaria para obtener la potencia calorífica deseada, se obtiene el caudal específico por cada metro cuadrado de colector, y así se pueden comparar los caudales obtenidos para cada modelo de colector de una forma homogénea y se determina cual es el modelo que más interesa dependiendo del caudal que se obtenga para cada uno. Se calcula mediante:

$$\dot{m}_E = \frac{\dot{m}_T \cdot 3.600}{A}$$

Multiplicando por la superficie específica de cada colector se obtiene el caudal que atraviesa cada colector.

Según el ejemplo:

$$\dot{m}_E = \frac{3,8059 \cdot 3.600}{333,86}$$

$$\dot{m}_E = 41,0385 \text{ L/h} \cdot \text{m}^2$$

Paso 6. Caudal por captador

Se realiza este cálculo para obtener el caudal por captador en las unidades de L/s, ya que será necesario su conocimiento para posteriores cálculos:

$$\dot{m}_C = \frac{\dot{m}_E \cdot A_c}{3.600}$$

Según el ejemplo:

$$\dot{m}_C = \frac{41,0385 \cdot 0,8}{3.600}$$

$$\dot{m}_C = 0,0091 \text{ L/s}$$

Paso 7. Superficie corregida por el Factor R

Una vez se ha comprobado cuál es el mes que mayor superficie de colectores requiere, entonces se hace una corrección mediante una serie de cálculos que implican al coeficiente de ángulo promedio. Tan sólo se realiza para un mes, ya que de todos los meses en estudio, será el mes que para obtener la potencia requerida se necesite una mayor superficie debido a las condiciones climatológicas, por tanto, en los meses en los que haga falta una menor superficie, ésta ya está cubierta con la que se corrige. La corrección se realiza para ajustar los datos de rendimiento óptico y coeficiente de pérdidas globales al caudal en uso, ya que esos datos se ofrecen para un caudal que no coincide con el que se uso en el test de calidad por parte del órgano competente.

Para este cálculo se introducen en unas tablas la superficie de colectores obtenida y el caudal total de la instalación correspondientes al mes en que se requiera mayor superficie de colectores, que el caso de estudio es Junio.

a. Coeficiente U_L global de pérdidas

Con datos de caudal específico y los de área de colectores.

$$U_L = (T_m - T_a) \cdot K_2 + K_1$$

Según el ejemplo:

$$U_L = \left(\frac{80 + 90}{2} - 24 \right) \cdot 0,085 + 1,52$$

$$U_L = 2,0385 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

b. Coeficiente $F_R U_L$

Con los datos de área de absorción del colector, el caudal volumétrico de fluido caloportador, la capacidad calorífica, y además con los datos calculados de U_L , que se supone igual a $F_{AV} U_L$.

$$F_R U_L = F_{AV} U_L \cdot \left[1 + \left(\frac{A_c \cdot F_{AV} U_L}{2 \cdot \dot{m}_{test} \cdot C_{p, medio}} \right) \right]^{-1}$$

Según el ejemplo:

$$F_R U_L = 2,0385 \cdot \left[1 + \left(\frac{0,8 \cdot 2,0385}{2 \cdot 0,033 \cdot 3.981,09} \right) \right]^{-1}$$

$$F_R U_L = 2,0260$$

c. Coeficiente $F' U_L$

Con los datos calculados de $F_R U_L$,

$$F'U_L = - \left(\frac{\dot{m}_{\text{test}} \cdot C_{p, \text{medio}}}{A_C} \right) \cdot \ln \left[1 - \left(\frac{A_C \cdot F_R U_L}{\dot{m}_{\text{test}} \cdot C_{p, \text{medio}}} \right) \right]$$

Un ejemplo de ello es:

$$F'U_L = - \left(\frac{0,033 \cdot 3.981,09}{0,8} \right) \cdot \ln \left[1 - \left(\frac{0,8 \cdot 2,0260}{0,033 \cdot 3.981,09} \right) \right]$$

$$F'U_L = 2,0385$$

d. Coeficiente R

$$\dot{m}_{\text{uso}} = 32,8308 \frac{\text{L}}{\text{h}} = 0,0091 \frac{\text{L}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_{\text{test}} = 120 \frac{\text{L}}{\text{h}} = 0,033 \frac{\text{L}}{\text{s}}$$

$$R = \frac{\left(\frac{\dot{m} \cdot C_{p, \text{medio}}}{A_C \cdot F'U_L} \right) \cdot \left(1 - e^{\frac{A_C \cdot F'U_L}{\dot{m} \cdot C_{p, \text{medio}}}} \right)_{\text{uso}}}{\left(\frac{\dot{m} \cdot C_{p, \text{medio}}}{A_C \cdot F'U_L} \right) \cdot \left(1 - e^{\frac{A_C \cdot F'U_L}{\dot{m} \cdot C_{p, \text{medio}}}} \right)_{\text{test}}}$$

Según el ejemplo:

$$R = \frac{\left(\frac{0,0091 \cdot 3.981,09}{0,8 \cdot 2,0385} \right) \cdot \left(1 - e^{\frac{0,8 \cdot 2,0385}{0,0091 \cdot 3.981,09}} \right)_{\text{uso}}}{\left(\frac{0,033 \cdot 3.981,09}{0,8 \cdot 2,0385} \right) \cdot \left(1 - e^{\frac{0,8 \cdot 2,0385}{0,033 \cdot 3.981,09}} \right)_{\text{test}}}$$

$$R = 0,9839$$

e. Rendimiento óptico

$$\eta_o' = \eta_o \cdot K_{\text{ang}} \cdot R$$

Según el ejemplo:

$$\eta_o' = 0,717 \cdot 1,302 \cdot 0,9839$$

$$\eta_o' = 0,9185$$

f. Coeficiente lineal de pérdidas térmicas

$$K_1' = K_1 \cdot R$$

Según el ejemplo:

$$K_1' = 1,52 \cdot 0,9839$$

$$K_1' = 1,4955$$

g. Coeficiente cuadrático de pérdidas térmicas

$$K_2' = K_2 \cdot R$$

Según el ejemplo:

$$K_2' = 0,085 \cdot 0,9839$$

$$K_2' = 0,0084$$

h. Rendimiento global

$$\eta' = \eta_o' - K_1' \cdot \left[\frac{T_m - T_a}{G} \right] - K_2' \cdot \left[\frac{(T_m - T_a)^2}{G} \right]$$

Según el ejemplo:

$$\eta' = 0,9185 - 1,4955 \cdot \left[\frac{85 - 24}{614,47} \right] - 0,0084 \cdot \left[\frac{(85 - 24)^2}{614,47} \right]$$

$$\eta' = 0,7194$$

i. Superficie corregida

$$A_c = \frac{Q_c}{\eta' \cdot G_{\text{junio}}}$$

Según el ejemplo:

$$A_c = \frac{150}{0,7194 \cdot 614,47}$$

$$A_c = 339,3281 \text{ m}^2$$

Paso 8. Superficie bruta

La superficie de captadores obtenida está calculada en base a la superficie de absorción del captador, pero si se quiere obtener un dato más real de la superficie a instalar, se acude al dato que ofrece el fabricante de superficie bruta. Si se multiplica la superficie obtenida por la relación que hay entre la superficie de absorción del captador y la superficie bruta del captador, se obtiene el área que ocuparán el conjunto de captadores contando con el tubo de vacío y la carcasa, es decir, el área física que ocuparán realmente al colocarlas en el emplazamiento elegido.

La expresión a utilizar será:

$$A_{\text{REAL}} = A_c \cdot \frac{A_{\text{BRUTA}}}{A_{\text{abs}}}$$

El ejemplo de cálculo es:

$$A_{\text{REAL}} = 339,3281 \cdot 1,96$$

$$A_{\text{REAL}} = 666,6563 \text{ m}^2$$

2. Configuración en serie-paralelo

a. Batería de 3 captadores

El modo de cálculo es distinto al realizado en paralelo, ya que en este caso se considera una instalación con baterías de captadores conectadas en paralelo. Cada batería consta de tres colectores solares conectados en serie, es decir, entra el fluido caloportador en el primer colector, y la salida del fluido de este colector es la entrada en el segundo colector, y a su vez, la salida de este es la entrada en el tercer colector, y ya la salida de este último, es la salida final y es el fluido que llegará al intercambiador de calor.

Paso 1. Rendimiento de los colectores

Partiendo de los datos indicados anteriormente, se calcula el rendimiento para la potencia calorífica del modelo de máquina de absorción a estudiar. El rendimiento se calcula mediante la ecuación:

$$\eta = \eta_0 - K_1 \cdot \left[\frac{T_m - T_a}{G} \right] - K_2 \cdot \left[\frac{(T_m - T_a)^2}{G} \right]$$

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

La cual utiliza datos de radiación solar mensual y datos de temperaturas medias en horas de sol, además de datos de temperaturas de entrada y salida en los colectores.

Se calcula el rendimiento para la batería de captadores como si fuera un solo captador, introduciéndole las temperaturas con las que queremos trabajar. Luego, se utilizará una expresión para tener en cuenta las pérdidas de rendimiento que se producen en el segundo y tercer captador de la batería.

Según el ejemplo:

$$\eta_0 = 0,717$$

$$K_{\text{ang}} = 1,302$$

$$K_1 = 1,52 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$K_2 = 0,0085 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}^2}$$

$$T_{\text{sal}} = 90^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{ent}} = 80^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{a, Junio}} = 24^\circ\text{C}$$

$$G_{\text{Junio}} = 0,61447 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} = 614,47 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

$$\eta = 0,717 \cdot 1,302 - 1,52 \cdot \left[\frac{\frac{80 + 90}{2} - 24}{614,47} \right] - 0,0085 \cdot \left[\frac{\left(\frac{80 + 90}{2} - 24 \right)^2}{614,47} \right]$$

$$\eta = 0,7312$$

Paso 2. Superficie de colectores

Con el rendimiento calculado se obtiene la superficie requerida de colectores (m^2) para una potencia calorífica dada de la máquina de absorción. La fórmula utilizada para este cálculo es:

$$Q = \eta \cdot A \cdot G$$

Despejando,

$$A = \frac{Q}{\eta \cdot G}$$

Los datos utilizados son la potencia calorífica requerida en la máquina de absorción, y la radiación solar para cada mes, además de los datos de temperatura de entrada y salida en los colectores.

Según el ejemplo:

$$Q = 150 \text{ Kw}$$

$$A = \frac{150}{0,7312 \cdot 0,61447}$$

$$A = 333,8650 \text{ m}^2$$

Paso 3. Número de baterías

A partir de la superficie necesaria de colectores se obtiene el número de baterías presentes en la instalación. Se utilizará en posteriores cálculos para caracterizar el caudal que circula por cada batería. Se calcula mediante:

$$n_{\text{batería}} = \frac{A}{3 \cdot A_c}$$

El cálculo se hace en base a la superficie de absorción de cada captador, y se multiplica por tres al ser tres captadores en serie por cada batería.

Según el ejemplo:

$$n_{\text{batería}} = \frac{333,8650}{3 \cdot 0,8}$$

$$n_{\text{batería}} = 139 \text{ baterías}$$

Paso 4. Caudal total del sistema

Con la ecuación de transmisión de calor entre dos cuerpos se puede calcular el caudal total que se requerirá para obtener la potencia calorífica necesaria en el generador. Dicha ecuación es:

$$Q = \dot{m}_T \cdot C_p \cdot \rho \cdot (T_{\text{sal}} - T_{\text{ent}})$$

Despejando,

$$\dot{m}_T = \frac{Q}{C_p \cdot \rho \cdot (T_{\text{sal}} - T_{\text{ent}})} = \frac{Q}{C_{p,90^\circ\text{C}} \cdot \rho_{90^\circ\text{C}} \cdot T_{\text{sal}} - C_{p,80^\circ\text{C}} \cdot \rho_{80^\circ\text{C}} \cdot T_{\text{ent}}}$$

Los datos utilizados son la potencia calorífica requerida en el generador (150 Kw), la densidad (Kg/L) y el calor específico (KJ/Kg·°C) correspondiente a cada temperatura del fluido caloportador, ya sea de entrada o salida al colector, además de las temperaturas de entrada y salida en el colector del fluido caloportador dichas.

Según el ejemplo:

$$C_{p,90^\circ\text{C}} = 4,04 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$C_{p,80^{\circ}\text{C}} = 4,013 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot ^{\circ}\text{C}}$$

$$\rho_{90^{\circ}\text{C}} = 0,98465 \frac{\text{Kg}}{\text{L}}$$

$$\rho_{80^{\circ}\text{C}} = 0,99242 \frac{\text{Kg}}{\text{L}}$$

$$\dot{m}_T = \frac{150}{0,98465 \cdot 4,04 \cdot 90 - 0,99242 \cdot 4,013 \cdot 80}$$

$$\dot{m}_T = 3,8059 \text{ L/s}$$

Este cálculo es aplicable para todos los meses de estudio.

Paso 5. Caudal por batería

A partir del caudal total que circula por la instalación y del número de baterías presentes, se calcula el caudal de fluido caloportador que circula por cada batería. Se puede realizar el cálculo de esta manera, ya que al estar todas las baterías dispuestas en paralelo el caudal que circulará por cada una de ellas será igual. Se calcula mediante:

$$\dot{m}_{\text{batería}} = \frac{\dot{m}_T}{n_{\text{batería}}}$$

Según el ejemplo:

$$\dot{m}_{\text{batería}} = \frac{3,8059}{139}$$

$$\dot{m}_{\text{batería}} = 0,0274 \frac{\text{L}}{\text{s}}$$

Paso 6. Coeficiente K

Aunque haya varios captadores en serie, hay que utilizar para los cálculos un solo rendimiento. Para ello se utiliza una expresión experimental en la que se tienen en cuenta el número de captadores solares que se colocan en serie, y el resultado que da la expresión es un coeficiente que al operarlo con el rendimiento óptico y los coeficientes globales de pérdidas característicos del captador, es un valor de rendimiento global para el conjunto de los tres captadores.

La expresión es:

$$K = \frac{A_{\text{abs}} \cdot K_1}{\dot{m}_{\text{batería}} \cdot C_p}$$

Según el ejemplo:

$$K = \frac{0,8 \cdot 1,52}{0,0274 \cdot 3.981,09}$$

$$K = 0,011164$$

Paso 7. Ajuste de rendimiento óptico y coeficientes globales de pérdidas

Con el coeficiente K calculado, se introduce en las siguientes fórmulas donde se obtienen los valores de los nuevos rendimientos ópticos y de coeficientes globales de pérdidas tanto de primer como de segundo orden.

Para el rendimiento óptico:

$$F_R(\tau\alpha) = F_{R1}(\tau\alpha)_1 \left[\frac{1 - (1 - K)^N}{N \cdot K} \right]$$

Siendo $F_{R1}(\tau\alpha)_1$ el rendimiento óptico, η_o .

Para los coeficientes globales de pérdidas de primer y segundo orden:

$$F_R U_L = F_{R1} U_{L1} \left[\frac{1 - (1 - K)^N}{N \cdot K} \right]$$

Siendo N el número de captadores conectados en serie en cada batería, es decir, 3; y $F_{R1} U_{L1}$ el coeficiente global de pérdidas de primer orden K_1 .

Según el ejemplo:

$$F_R(\tau\alpha) = 0,717 \cdot \left[\frac{1 - (1 - 0,011164)^3}{3 \cdot 0,011164} \right]$$

$$F_R(\tau\alpha) = 0,7090$$

$$F_R U_L = 1,52 \cdot \left[\frac{1 - (1 - 0,011164)^3}{3 \cdot 0,011164} \right]$$

$$F_R U_L = 1,5031 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Paso 8. Rendimiento global

Con los nuevos coeficientes se vuelve a realizar el cálculo del rendimiento, que se corresponderá con un rendimiento global para los tres captadores. Para ello se vuelve a utilizar la fórmula ya conocida:

$$\eta = \eta_0 - K_1 \cdot \left[\frac{T_m - T_a}{G} \right] - K_2 \cdot \left[\frac{(T_m - T_a)^2}{G} \right]$$

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

Según el ejemplo:

$$\eta = 0,7090 \cdot 1,302 - 1,5031 \cdot \left[\frac{\frac{80 + 90}{2} - 24}{614,47} \right] - 0,0085 \cdot \left[\frac{\left(\frac{80 + 90}{2} - 24 \right)^2}{614,47} \right]$$

$$\eta = 0,7225$$

Paso 9. Superficie de colectores

Una vez calculado el rendimiento global, se vuelve a calcular la superficie de captadores necesaria para este nuevo rendimiento, de igual forma que antes:

$$Q = \eta \cdot A \cdot G$$

Despejando,

$$A = \frac{Q}{\eta \cdot G}$$

Según el ejemplo:

$$A = \frac{150 \cdot 0,61447}{0,7225}$$

$$A = 337,89 \text{ m}$$

Paso 10. Número de baterías

De nuevo, calculada la superficie de captadores, se obtiene el número de baterías presentes en la instalación. Se calcula mediante:

$$n_{\text{batería}} = \frac{A}{3 \cdot A_c}$$

El cálculo se hace en base a la superficie de absorción de cada captador, y se multiplica por tres al ser tres captadores en serie por cada batería.

Un ejemplo de ello es:

$$n_{\text{batería}} = \frac{337,89}{3 \cdot 0,8}$$

$$n_{\text{batería}} = 140,7866 \text{ baterías}$$

Paso 11. Caudal por batería

De nuevo, a partir del caudal total que circula por la instalación y del número de baterías presentes, se calcula el caudal de fluido caloportador que circula por cada batería. Se puede realizar el cálculo de esta manera, ya que al estar todas las baterías dispuestas en paralelo el caudal que circulará por cada una de ellas será igual. Se calcula mediante:

$$\dot{m}_{\text{batería}} = \frac{\dot{m}_r}{n_{\text{batería}}}$$

Según el ejemplo:

$$\dot{m}_{\text{batería}} = \frac{3,8059}{140,7866}$$

$$\dot{m}_{\text{batería}} = 0,027 \frac{\text{L}}{\text{s}}$$

Paso 12. Número de captadores

A partir de la superficie necesaria de colectores se obtiene el número de colectores necesarios para suministrar la potencia calorífica requerida de la máquina de absorción. Se calcula mediante:

$$n = \frac{A}{A_c}$$

Se utiliza para el cálculo además de la superficie de colectores calculada anteriormente, la superficie específica de cada colector en ($\text{m}^2/\text{colector}$).

Según el ejemplo:

$$n = \frac{337,89}{0,8}$$

$$n = 422,3598 \text{ captadores}$$

Paso 13. Caudal específico

A partir del caudal total calculado para el sistema y de la superficie total calculada necesaria para obtener la potencia calorífica deseada, se obtiene el caudal específico por cada metro cuadrado de colector, y así se pueden comparar los caudales obtenidos para cada modelo de colector de una forma homogénea y se determina cual es el modelo que más interesa dependiendo del caudal que se obtenga para cada uno. Se calcula mediante:

$$\dot{m}_E = \frac{\dot{m}_T \cdot 3.600}{A}$$

Multiplicando por la superficie específica de cada colector se obtiene el caudal que atraviesa cada colector.

Un ejemplo de ello es:

$$\dot{m}_E = \frac{3,8059 \cdot 3.600}{337,89}$$

$$\dot{m}_E = 40,5499 \text{ L/h} \cdot \text{m}^2$$

Paso 14. Superficie corregida por el Factor R

Una vez se ha comprobado cuál es el mes que mayor superficie de colectores requiere, entonces se hace una corrección mediante una serie de cálculos que implican al coeficiente de ángulo promedio. Tan sólo se realiza para una superficie obtenida ya que será el mes que para obtener la potencia requerida se necesite una mayor superficie debido a las condiciones climatológicas, por tanto, en los meses en los que haga falta una menor superficie, ésta ya está cubierta con la que se corrige.

Para este cálculo se introducen en unas tablas la superficie de colectores obtenida y el caudal total de la instalación correspondientes al mes en que se requiera mayor superficie de colectores, que el caso de estudio es Junio.

a. Coeficiente U_L global de pérdidas

Con datos de caudal específico y los de área de colectores.

$$U_L = (T_m - T_a) \cdot K_2 + K_1$$

Según el ejemplo:

$$U_L = \left(\frac{80 + 90}{2} - 24 \right) \cdot 0,0085 + 1,52$$

$$U_L = 2,0216$$

b. Coeficiente $F_R U_L$

Con los datos de área de absorción del colector, el caudal volumétrico de fluido caloportador, la capacidad calorífica, y además con los datos calculados de U_L , que se supone igual a $F_{AV} U_L$.

$$F_R U_L = F_{AV} U_L \cdot \left[1 + \left(\frac{A_C \cdot F_{AV} U_L}{2 \cdot \dot{m}_{\text{test}} \cdot C_p} \right) \right]^{-1}$$

Un ejemplo de ello es:

$$F_R U_L = 2,0216 \cdot \left[1 + \left(\frac{0,8 \cdot 2,0216}{2 \cdot 0,033 \cdot 3.981,09} \right) \right]^{-1}$$

$$F_R U_L = 2,0093$$

c. Coeficiente $F' U_L$

Con los datos calculados de $F_R U_L$,

$$F' U_L = - \left(\frac{\dot{m}_{\text{test}} \cdot C_p}{A_C} \right) \cdot \ln \left[1 - \left(\frac{A_C \cdot F_R U_L}{\dot{m}_{\text{test}} \cdot C_p} \right) \right]$$

Un ejemplo de ello es:

$$F' U_L = - \left(\frac{0,033 \cdot 3.981,09}{0,8} \right) \cdot \ln \left[1 - \left(\frac{0,8 \cdot 2,0260}{0,033 \cdot 3.981,09} \right) \right]$$

$$F' U_L = 2,0216$$

d. Coeficiente R

$$\dot{m}_{\text{uso}} = 0,0270 \text{ L/s}$$

$$\dot{m}_{\text{test}} = 0,033 \text{ L/s}$$

$$R = \frac{\left(\frac{\dot{m}_{\text{test}} \cdot C_p}{A_C \cdot F' U_L} \right) \cdot \left(1 - e^{-\frac{A_C \cdot F' U_L}{\dot{m} \cdot C_p}} \right)_{\text{uso}}}{\left(\frac{\dot{m} \cdot C_p}{A_C \cdot F' U_L} \right) \cdot \left(1 - e^{-\frac{A_C \cdot F' U_L}{\dot{m} \cdot C_p}} \right)_{\text{test}}}$$

Un ejemplo de ello es:

$$R = \frac{\left(\frac{0,027 \cdot 3.981,09}{0,8 \cdot 2,0216} \right) \cdot \left(1 - e^{-\frac{0,8 \cdot 2,0216}{0,027 \cdot 3.981,09}} \right)_{\text{uso}}}{\left(\frac{0,033 \cdot 3.981,09}{0,8 \cdot 2,0216} \right) \cdot \left(1 - e^{-\frac{0,8 \cdot 2,0216}{0,033 \cdot 3.981,09}} \right)_{\text{test}}}$$

$$R = 0,9986$$

e. Rendimiento óptico

$$\eta_o' = \eta_o \cdot K_{ang} \cdot R$$

Un ejemplo de ello es:

$$\eta_o' = 0,7090 \cdot 1,302 \cdot 0,9986$$

$$\eta_o' = 0,9218$$

f. Coeficiente lineal de pérdidas térmicas

$$K_1' = K_1 \cdot R$$

Un ejemplo de ello es:

$$K_1' = 1,5031 \cdot 0,9986$$

$$K_1' = 1,5010$$

g. Coeficiente cuadrático de pérdidas térmicas

$$K_2' = K_2 \cdot R$$

Un ejemplo de ello es:

$$K_2' = 0,0085 \cdot 0,9986$$

$$K_2' = 0,0085$$

h. Rendimiento global

$$\eta' = \eta_o' - K_1' \cdot \left[\frac{T_m - T_a}{G} \right] - K_2' \cdot \left[\frac{(T_m - T_a)^2}{G} \right]$$

Un ejemplo de ello es:

$$\eta = 0,9218 - 1,5010 \cdot \left[\frac{\frac{80 + 90}{2} - 24}{614,47} \right] - 0,0085 \cdot \left[\frac{\left(\frac{80 + 90}{2} - 24 \right)^2}{614,47} \right]$$

$$\eta' = 0,7214$$

i. Superficie corregida

$$A_c = \frac{Q_c}{\eta' \cdot G_{\text{Junio}}}$$

Un ejemplo de ello es:

$$A_c = \frac{150}{0,7214 \cdot 614,47}$$

$$A_c = 338,3648 \text{ m}^2$$

Paso 15. Superficie bruta

La superficie de captadores obtenida está calculada en base a la superficie de absorción del captador, pero si se quiere obtener un dato más real de la superficie a instalar, se acude al dato que ofrece el fabricante de superficie bruta. Si se multiplica la superficie obtenida por la relación que hay entre la superficie de absorción del captador y la superficie bruta del captador, se obtiene el área que ocuparán el conjunto de captadores contando con el tubo de vacío y la carcasa, es decir, el área física que ocuparán realmente al colocarlas en el emplazamiento elegido.

La expresión a utilizar será:

$$A_{\text{REAL}} = A_c \cdot \frac{A_{\text{BRUTA}}}{A_{\text{abs}}}$$

El ejemplo de cálculo es:

$$A_{\text{REAL}} = 338,3648 \cdot 1,96$$

$$A_{\text{REAL}} = 664,7639 \text{ m}^2$$

b. Batería de 2 captadores

Los cálculos serían idénticos a los de la batería de 3 captadores. Los únicos cambios a tener en cuenta serán:

- Cálculo de K en el que el número de captadores a considerar será 2:

$$F_R(\tau\alpha) = F_{R1}(\tau\alpha)_1 \left[\frac{1 - (1 - K)^N}{N \cdot K} \right]$$

$$F_{RU_L} = F_{R1}U_{L1} \left[\frac{1 - (1 - K)^N}{N \cdot K} \right]$$

- Número de baterías: donde se dividirá entre 2 captadores por batería.

$$n_{\text{batería}} = \frac{A}{2 \cdot A_c}$$

- c. A continuación, se hará el cálculo para el caso real aplicado de la Biblioteca, donde las temperaturas de operación son de 84°C de entrada y 91°C de salida. En este caso los cálculos se harán sin explicaciones para abreviar y no repetir la misma información:

Paso 1. Rendimiento de los colectores

$$\eta_0 = 0,717$$

$$K_{\text{ang}} = 1,302$$

$$K_1 = 1,52 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$K_2 = 0,0085 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}^2}$$

$$T_{\text{sal}} = 90^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{ent}} = 80^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{a, Junio}} = 24^\circ\text{C}$$

$$G_{\text{Junio}} = 0,61447 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} = 614,47 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

$$\eta = 0,717 \cdot 1,302 - 1,52 \cdot \left[\frac{\frac{84 + 91}{2} - 24}{614,47} \right] - 0,0085 \cdot \left[\frac{\left(\frac{84 + 91}{2} - 24 \right)^2}{614,47} \right]$$

$$\eta = 0,7207$$

Paso 2. Superficie de colectores

$$A = \frac{150}{0,7207 \cdot 0,61447}$$

$$A = 112,9082 \text{ m}^2$$

Paso 3. Número de baterías

$$n_{\text{batería}} = \frac{112,9082}{3 \cdot 0,8}$$

$$n_{\text{batería}} = 70,56 \text{ baterías}$$

Paso 4. Caudal total del sistema

$$C_{p,91^{\circ}\text{C}} = 4,0438 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot ^{\circ}\text{C}}$$

$$C_{p,84^{\circ}\text{C}} = 4,0242 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot ^{\circ}\text{C}}$$

$$\rho_{91^{\circ}\text{C}} = 0,984016 \frac{\text{Kg}}{\text{L}}$$

$$\rho_{84^{\circ}\text{C}} = 0,989364 \frac{\text{Kg}}{\text{L}}$$

$$\dot{m}_T = \frac{150}{0,984016 \cdot 4,0438 \cdot 91 - 0,989364 \cdot 4,0242 \cdot 84}$$

$$\dot{m}_T = 1,81 \text{ L/s}$$

Paso 5. Caudal por batería

$$\dot{m}_{\text{batería}} = \frac{1,81}{70,56}$$

$$\dot{m}_{\text{batería}} = 0,0256 \frac{\text{L}}{\text{s}}$$

Paso 6. Coeficiente K

$$K = \frac{0,8 \cdot 1,52}{0,0256 \cdot 3.980,31}$$

$$K = 0,011929$$

Paso 7. Ajuste de rendimiento óptico y coeficientes globales de pérdidas

$$F_R(\tau\alpha) = 0,717 \cdot \left[\frac{1 - (1 - 0,011929)^3}{3 \cdot 0,011929} \right]$$

$$F_R(\tau\alpha) = 0,7127$$

$$F_R U_L = 1,52 \cdot \left[\frac{1 - (1 - 0,011929)^3}{3 \cdot 0,011929} \right]$$

$$F_R U_L = 1,5109 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Paso 8. Rendimiento global

$$\eta = 0,7127 \cdot 1,302 - 1,5109 \cdot \left[\frac{\frac{84 + 91}{2} - 24}{614,47} \right] - 0,0085 \cdot \left[\frac{\left(\frac{84 + 91}{2} - 24 \right)^2}{614,47} \right]$$

$$\eta = 0,7160$$

Paso 9. Superficie de colectores

$$A = \frac{150 \cdot 0,61447}{0,7160}$$

$$A = 113,64 \text{ m}^2$$

Paso 10. Número de baterías

$$n_{\text{batería}} = \frac{113,64}{3 \cdot 0,8}$$

$$n_{\text{batería}} = 71,0240 \text{ baterías}$$

Paso 11. Caudal por batería

$$\dot{m}_{\text{batería}} = \frac{1,81}{71,0240}$$

$$\dot{m}_{\text{batería}} = 0,0254 \frac{L}{s}$$

Paso 12. Número de captadores

$$n = \frac{113,64}{0,8}$$

$$n = 142,0480 \text{ captadores}$$

Paso 13. Caudal específico

$$\dot{m}_E = \frac{1,81 \cdot 3.600}{113,64}$$

$$\dot{m}_E = 57,25 \text{ L/h} \cdot \text{m}^2$$

Paso 14. Superficie corregida por el Factor R

a. Coeficiente U_L global de pérdidas

$$U_L = \left(\frac{84 + 91}{2} - 24 \right) \cdot 0,0085 + 1,52$$

$$U_L = 2,0507$$

b. Coeficiente $F_R U_L$

$$F_R U_L = 2,0507 \cdot \left[1 + \left(\frac{0,8 \cdot 2,0507}{2 \cdot 0,033 \cdot 3.980,31} \right) \right]^{-1}$$

$$F_R U_L = 2,0381$$

c. Coeficiente $F' U_L$

$$F' U_L = - \left(\frac{0,033 \cdot 3.980,31}{0,8} \right) \cdot \ln \left[1 - \left(\frac{0,8 \cdot 2,0260}{0,033 \cdot 3.981,09} \right) \right]$$

$$F' U_L = 2,0507$$

d. Coeficiente R

$$\dot{m}_{uso} = 0,0270 \text{ L/s}$$

$$\dot{m}_{test} = 0,033 \text{ L/s}$$

$$R = \frac{\left(\frac{0,027 \cdot 3.980,31}{0,8 \cdot 2,0507} \right) \cdot \left(1 - e^{\frac{0,8 \cdot 2,0507}{0,027 \cdot 3.980,31}} \right)_{uso}}{\left(\frac{0,033 \cdot 3.980,31}{0,8 \cdot 2,0507} \right) \cdot \left(1 - e^{\frac{0,8 \cdot 2,0507}{0,033 \cdot 3.980,31}} \right)_{test}}$$

$$R = 0,9981$$

e. Rendimiento óptico

$$\eta_o' = 0,7127 \cdot 1,302 \cdot 0,9981$$

$$\eta_o' = 0,9262$$

f. Coeficiente lineal de pérdidas térmicas

$$K_1' = 1,5109 \cdot 0,9981$$

$$K_1' = 1,5081$$

g. Coeficiente cuadrático de pérdidas térmicas

$$K_2' = 0,0085 \cdot 0,9981$$

$$K_2' = 0,0085$$

h. Rendimiento global

$$\eta = 0,9218 - 1,5010 \cdot \left[\frac{84 + 91}{2} - 24 \right] \frac{1}{614,47} - 0,0085 \cdot \left[\frac{\left(\frac{84 + 91}{2} - 24 \right)^2}{614,47} \right]$$

$$\eta' = 0,7147$$

i. Superficie corregida

$$A_c = \frac{150}{0,7147 \cdot 614,47}$$

$$A_c = 113,8552 \text{ m}^2$$

Paso 15. Superficie bruta

$$A_{\text{REAL}} = 113,8552 \cdot 1,96$$

$$A_{\text{REAL}} = 223,68 \text{ m}^2$$

A continuación se exponen las tablas con los resultados de los cálculos para los rangos de temperatura estudiados, de Entropie tan sólo se exponen los datos obtenidos de superficie bruta ya que el cálculo es el mismo salvo la diferencia de potencia calorífica y las tablas ocupan una gran cantidad de páginas.

CAUDAL DEL SISTEMA PARA YAZAKI

| CAUDAL TOTAL(L/s) | | Temp. de entrada al captador (°C) | |
|---|-----|-----------------------------------|--------|
| | | 80 | 85 |
| Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 3,8059 | 7,6430 |
| | 100 | 1,9090 | 2,5514 |

YAZAKI WFC-SC30, CONFIGURACIÓN DE CAPTADORES EN PARALELO

| RENDIMIENTO DE LOS CAPTADORES | | | VITOSOL 200-F | | SEIDO 10 | | AP-10 | |
|-------------------------------|---|--------|---|--------|----------|--------|--------|--------|
| | | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | |
| | | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 |
| ABRIL | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 0,3390 | 0,3195 | 0,6159 | 0,6068 | 0,7257 | 0,7156 |
| | | 100 | 0,2999 | 0,2802 | 0,5976 | 0,5883 | 0,7054 | 0,6950 |
| MAYO | 90 | 0,3430 | 0,3232 | 0,6177 | 0,6084 | 0,7285 | 0,7183 | |
| | | 100 | 0,3032 | 0,2831 | 0,5990 | 0,5896 | 0,7080 | 0,6974 |
| JUNIO | 90 | 0,3454 | 0,3248 | 0,6187 | 0,6090 | 0,7312 | 0,7207 | |
| | | 100 | 0,3040 | 0,2831 | 0,5992 | 0,5894 | 0,7100 | 0,6992 |
| JULIO | 90 | 0,3655 | 0,3448 | 0,6281 | 0,6184 | 0,7416 | 0,7312 | |
| | | 100 | 0,3240 | 0,3030 | 0,6086 | 0,5988 | 0,7206 | 0,7099 |
| AGOSTO | 90 | 0,3775 | 0,3574 | 0,6338 | 0,6244 | 0,7468 | 0,7367 | |
| | | 100 | 0,3371 | 0,3167 | 0,6149 | 0,6053 | 0,7265 | 0,7160 |
| SEPTIEMBRE | 90 | 0,3815 | 0,3622 | 0,6359 | 0,6268 | 0,7477 | 0,7379 | |
| | | 100 | 0,3428 | 0,3233 | 0,6177 | 0,6085 | 0,7279 | 0,7178 |
| OCTUBRE | 90 | 0,3428 | 0,3227 | 0,6176 | 0,6081 | 0,7290 | 0,7187 | |
| | | 100 | 0,3024 | 0,2820 | 0,5986 | 0,5890 | 0,7082 | 0,6975 |

| <i>SUPERFICIE INICIAL (m²)</i> | | VITOSOL 200-F | | SEIDO 10 | | AP-10 | | |
|---|---|---|-----|----------|-----|-------|-----|-----|
| | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | | |
| | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 | |
| ABRIL | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 670 | 710 | 369 | 374 | 313 | 317 |
| | | 100 | 757 | 810 | 380 | 386 | 322 | 327 |
| MAYO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 679 | 720 | 377 | 383 | 320 | 324 |
| | | 100 | 768 | 822 | 389 | 395 | 329 | 334 |
| JUNIO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 707 | 752 | 395 | 401 | 334 | 339 |
| | | 100 | 803 | 862 | 407 | 414 | 344 | 349 |
| JULIO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 675 | 715 | 393 | 399 | 333 | 337 |
| | | 100 | 761 | 814 | 405 | 412 | 342 | 347 |
| AGOSTO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 635 | 671 | 378 | 384 | 321 | 326 |
| | | 100 | 712 | 757 | 390 | 396 | 330 | 335 |
| SEPTIEMBRE | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 600 | 632 | 360 | 365 | 306 | 310 |
| | | 100 | 668 | 708 | 371 | 376 | 314 | 319 |
| OCTUBRE | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 691 | 734 | 384 | 390 | 325 | 330 |
| | | 100 | 783 | 840 | 396 | 402 | 335 | 340 |

| <i>NÚMERO DE CAPTADORES</i> | | VITOSOL 200-F | | SEIDO 10 | | AP-10 | | |
|-----------------------------|---|---|-----|----------|-----|-------|-----|-----|
| | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | | |
| | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 | |
| ABRIL | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 141 | 149 | 175 | 177 | 391 | 396 |
| | | 100 | 159 | 170 | 180 | 183 | 402 | 408 |
| MAYO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 142 | 151 | 179 | 181 | 399 | 405 |
| | | 100 | 161 | 173 | 184 | 187 | 411 | 417 |
| JUNIO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 148 | 158 | 187 | 190 | 417 | 423 |
| | | 100 | 169 | 181 | 193 | 196 | 430 | 436 |
| JULIO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 142 | 150 | 186 | 189 | 416 | 422 |
| | | 100 | 160 | 171 | 192 | 195 | 428 | 434 |
| AGOSTO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 133 | 141 | 179 | 182 | 401 | 407 |
| | | 100 | 149 | 159 | 185 | 188 | 413 | 419 |
| SEPTIEMBRE | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 126 | 133 | 171 | 173 | 383 | 388 |
| | | 100 | 140 | 149 | 176 | 178 | 393 | 399 |
| OCTUBRE | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 145 | 154 | 182 | 185 | 406 | 412 |
| | | 100 | 164 | 176 | 188 | 191 | 418 | 425 |

| CAUDAL ESPECÍFICO (L/hm²) | | | VITOSOL 200-F | | SEIDO 10 | | AP-10 | |
|---|--|------------|--|-----------|-----------------|-----------|--------------|-----------|
| | | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | |
| | | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 |
| ABRIL | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 20,46 | 38,73 | 37,18 | 73,55 | 43,81 | 86,75 |
| | | 100 | 9,08 | 11,34 | 18,09 | 23,81 | 21,36 | 28,12 |
| MAYO | | 90 | 20,19 | 38,20 | 36,36 | 71,91 | 42,88 | 84,91 |
| | | 100 | 8,95 | 11,17 | 17,68 | 23,26 | 20,90 | 27,52 |
| JUNIO | | 90 | 19,39 | 36,60 | 34,73 | 68,64 | 41,04 | 81,23 |
| | | 100 | 8,56 | 10,65 | 16,87 | 22,18 | 19,99 | 26,31 |
| JULIO | | 90 | 20,30 | 38,47 | 34,89 | 68,99 | 41,20 | 81,57 |
| | | 100 | 9,03 | 11,29 | 16,96 | 22,30 | 20,08 | 26,44 |
| AGOSTO | | 90 | 21,56 | 40,99 | 36,21 | 71,62 | 42,66 | 84,51 |
| | | 100 | 9,66 | 12,13 | 17,62 | 23,18 | 20,81 | 27,42 |
| SEPTIEMBRE | 90 | 22,84 | 43,54 | 38,06 | 75,34 | 44,75 | 88,69 | |
| | 100 | 10,29 | 12,97 | 18,54 | 24,41 | 21,85 | 28,80 | |
| OCTUBRE | 90 | 19,83 | 37,48 | 35,71 | 70,62 | 42,16 | 83,46 | |
| | 100 | 8,77 | 10,93 | 17,36 | 22,84 | 20,54 | 27,04 | |

| CAUDAL POR CAPTADOR (L/s) | | | VITOSOL 200-F | | SEIDO 10 | | AP-10 | |
|--------------------------------------|--|------------|--|-----------|-----------------|-----------|--------------|-----------|
| | | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | |
| | | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 |
| ABRIL | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 0,0271 | 0,0512 | 0,0218 | 0,0431 | 0,0097 | 0,0193 |
| | | 100 | 0,0120 | 0,0150 | 0,0106 | 0,0140 | 0,0047 | 0,0062 |
| MAYO | | 90 | 0,0267 | 0,0505 | 0,0213 | 0,0421 | 0,0095 | 0,0189 |
| | | 100 | 0,0118 | 0,0148 | 0,0104 | 0,0136 | 0,0046 | 0,0061 |
| JUNIO | | 90 | 0,0256 | 0,0484 | 0,0204 | 0,0402 | 0,0091 | 0,0181 |
| | | 100 | 0,0113 | 0,0141 | 0,0099 | 0,0130 | 0,0044 | 0,0058 |
| JULIO | | 90 | 0,0269 | 0,0509 | 0,0205 | 0,0404 | 0,0092 | 0,0181 |
| | | 100 | 0,0119 | 0,0149 | 0,0099 | 0,0131 | 0,0045 | 0,0059 |
| AGOSTO | | 90 | 0,0285 | 0,0542 | 0,0212 | 0,0420 | 0,0095 | 0,0188 |
| | | 100 | 0,0128 | 0,0160 | 0,0103 | 0,0136 | 0,0046 | 0,0061 |
| SEPTIEMBRE | 90 | 0,0302 | 0,0576 | 0,0223 | 0,0442 | 0,0099 | 0,0197 | |
| | 100 | 0,0136 | 0,0172 | 0,0109 | 0,0143 | 0,0049 | 0,0064 | |
| OCTUBRE | 90 | 0,0262 | 0,0496 | 0,0209 | 0,0414 | 0,0094 | 0,0185 | |
| | 100 | 0,0116 | 0,0145 | 0,0102 | 0,0134 | 0,0046 | 0,0060 | |

| CORRECCIÓN DE SUPERFICIE PARA EL MES DE JUNIO | | VITOSOL 200-F | | SEIDO 10 | | AP-10 | | |
|---|---|---|--------|----------|--------|--------|--------|--------|
| | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | | |
| | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 | |
| U _L | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 4,6053 | 4,6236 | 2,1930 | 2,2005 | 2,0385 | 2,0598 |
| | | 100 | 4,6418 | 4,6601 | 2,2080 | 2,2155 | 2,0810 | 2,1023 |
| F _r U _L | | 90 | 4,3875 | 4,4040 | 2,1628 | 2,1701 | 2,0260 | 2,0470 |
| | | 100 | 4,4205 | 4,4371 | 2,1774 | 2,1846 | 2,0680 | 2,0890 |
| F'U _L | | 90 | 4,6091 | 4,6274 | 2,1931 | 2,2006 | 2,0385 | 2,0598 |
| | | 100 | 4,6457 | 4,6640 | 2,2081 | 2,2156 | 2,0810 | 2,1023 |
| R | | 90 | 0,9452 | 0,9929 | 0,9856 | 0,9995 | 0,9839 | 0,9948 |
| | | 100 | 0,8304 | 0,8679 | 0,9564 | 0,9697 | 0,9603 | 0,9708 |
| REND. ÓPTICO | | 90 | 0,7586 | 0,7968 | 0,8244 | 0,8360 | 0,9185 | 0,9287 |
| | | 100 | 0,6664 | 0,6965 | 0,7999 | 0,8111 | 0,8965 | 0,9063 |
| K ₁ | | 90 | 3,9322 | 4,1304 | 1,9811 | 2,0090 | 1,4955 | 1,5121 |
| | | 100 | 3,4543 | 3,6104 | 1,9223 | 1,9491 | 1,4597 | 1,4757 |
| K ₂ | 90 | 0,0069 | 0,0072 | 0,0030 | 0,0030 | 0,0084 | 0,0085 | |
| | 100 | 0,0061 | 0,0063 | 0,0029 | 0,0029 | 0,0082 | 0,0083 | |
| REND. REAL | 90 | 0,3265 | 0,3224 | 0,6098 | 0,6087 | 0,7194 | 0,7169 | |
| | 100 | 0,2524 | 0,2457 | 0,5731 | 0,5716 | 0,6819 | 0,6788 | |
| SUPERFICIE REAL (m ²) | 90 | 748 | 757 | 400 | 401 | 339 | 341 | |
| | 100 | 967 | 994 | 426 | 427 | 358 | 360 | |

| SUPERFICIE BRUTA (m ²) | | VITOSOL 200-F | | SEIDO 10 | | AP-10 | | |
|------------------------------------|------------------------|---|------|----------|-----|-------|-----|-----|
| | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | | |
| | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 | |
| JUNIO | T salida captador (°C) | 90 | 825 | 836 | 683 | 684 | 667 | 669 |
| | | 100 | 1067 | 1097 | 727 | 729 | 703 | 707 |

ENTROPIE SINGLE EFFECT, CONFIGURACIÓN DE CAPTADORES EN PARALELO

| SUPERFICIE BRUTA (m ²) | | | VITOSOL 200-F | SEIDO 10 | AP-10 | | | |
|---------------------------------------|------------------------|-----|---|----------|-------|-----|-----|-----|
| | | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | |
| | | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 |
| JUNIO | T salida captador (°C) | 90 | 1100 | 1114 | 911 | 912 | 889 | 892 |
| | | 100 | 1423 | 1462 | 969 | 972 | 938 | 942 |

YAZAKI WFC-SC30, CONFIGURACIÓN DE CAPTADORES EN SERIE-PARALELO CON BATERÍAS DE DOS CAPTADORES EN SERIE

| RENDIMIENTO DE LOS CAPTADORES | | | VITOSOL 200-F | SEIDO 10 | AP-10 | | | |
|----------------------------------|---|--------|---|----------|--------|--------|--------|--------|
| | | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | |
| | | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 |
| ABRIL | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 0,3390 | 0,3195 | 0,6162 | 0,6071 | 0,7257 | 0,7156 |
| | | 100 | 0,2999 | 0,2802 | 0,5979 | 0,5886 | 0,7054 | 0,6950 |
| MAYO | 90 | 0,3430 | 0,3232 | 0,6180 | 0,6087 | 0,7285 | 0,7183 | |
| | | 100 | 0,3032 | 0,2831 | 0,5993 | 0,5899 | 0,7080 | 0,6974 |
| JUNIO | 90 | 0,3454 | 0,3248 | 0,6190 | 0,6093 | 0,7312 | 0,7207 | |
| | | 100 | 0,3040 | 0,2831 | 0,5996 | 0,5897 | 0,7100 | 0,6992 |
| JULIO | 90 | 0,3655 | 0,3448 | 0,6284 | 0,6187 | 0,7416 | 0,7312 | |
| | | 100 | 0,3240 | 0,3030 | 0,6089 | 0,5991 | 0,7206 | 0,7099 |
| AGOSTO | 90 | 0,3775 | 0,3574 | 0,6342 | 0,6247 | 0,7468 | 0,7367 | |
| | | 100 | 0,3371 | 0,3167 | 0,6152 | 0,6056 | 0,7265 | 0,7160 |
| SEPTIEMBRE | 90 | 0,3815 | 0,3622 | 0,6362 | 0,6271 | 0,7477 | 0,7379 | |
| | | 100 | 0,3428 | 0,3233 | 0,6180 | 0,6088 | 0,7279 | 0,7178 |
| OCTUBRE | 90 | 0,3428 | 0,3227 | 0,6179 | 0,6084 | 0,7290 | 0,7187 | |
| | | 100 | 0,3024 | 0,2820 | 0,5989 | 0,5893 | 0,7082 | 0,6975 |

| <i>SUPERFICIE INICIAL (m²)</i> | | VITOSOL 200-F | | SEIDO 10 | | AP-10 | | |
|---|---|---|-----|----------|-----|-------|-----|-----|
| | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | | |
| | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 | |
| ABRIL | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 670 | 710 | 368 | 374 | 313 | 317 |
| | | 100 | 757 | 810 | 380 | 386 | 322 | 327 |
| MAYO | | 90 | 679 | 720 | 377 | 382 | 320 | 324 |
| | | 100 | 768 | 822 | 388 | 395 | 329 | 334 |
| JUNIO | | 90 | 707 | 752 | 394 | 401 | 334 | 339 |
| | | 100 | 803 | 862 | 407 | 414 | 344 | 349 |
| JULIO | | 90 | 675 | 715 | 392 | 399 | 333 | 337 |
| | | 100 | 761 | 814 | 405 | 412 | 342 | 347 |
| AGOSTO | | 90 | 635 | 671 | 378 | 384 | 321 | 326 |
| | | 100 | 712 | 757 | 390 | 396 | 330 | 335 |
| SEPTIEMBRE | 90 | 600 | 632 | 360 | 365 | 306 | 310 | |
| | 100 | 668 | 708 | 370 | 376 | 314 | 319 | |
| OCTUBRE | 90 | 691 | 734 | 383 | 389 | 325 | 330 | |
| | 100 | 783 | 840 | 396 | 402 | 335 | 340 | |

| <i>NÚMERO DE BATERÍAS INICIAL</i> | | VITOSOL 200-F | | SEIDO 10 | | AP-10 | | |
|-----------------------------------|---|---|----|----------|----|-------|-----|-----|
| | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | | |
| | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 | |
| ABRIL | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 70 | 75 | 87 | 89 | 195 | 198 |
| | | 100 | 79 | 85 | 90 | 91 | 201 | 204 |
| MAYO | | 90 | 71 | 76 | 89 | 91 | 200 | 203 |
| | | 100 | 81 | 86 | 92 | 94 | 205 | 209 |
| JUNIO | | 90 | 74 | 79 | 93 | 95 | 209 | 212 |
| | | 100 | 84 | 91 | 96 | 98 | 215 | 218 |
| JULIO | | 90 | 71 | 75 | 93 | 94 | 208 | 211 |
| | | 100 | 80 | 85 | 96 | 98 | 214 | 217 |
| AGOSTO | | 90 | 67 | 70 | 90 | 91 | 201 | 203 |
| | | 100 | 75 | 79 | 92 | 94 | 206 | 209 |
| SEPTIEMBRE | 90 | 63 | 66 | 85 | 87 | 191 | 194 | |
| | 100 | 70 | 74 | 88 | 89 | 197 | 199 | |
| OCTUBRE | 90 | 73 | 77 | 91 | 92 | 203 | 206 | |
| | 100 | 82 | 88 | 94 | 95 | 209 | 212 | |

| CAUDAL POR COLECTOR (L/s) | | VITOSOL 200-F | | SEIDO 10 | | AP-10 | | |
|---------------------------|---|---|--------|----------|--------|--------|--------|--------|
| | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | | |
| | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 | |
| ABRIL | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 0,0541 | 0,1025 | 0,0436 | 0,0863 | 0,0195 | 0,0386 |
| | | 100 | 0,0240 | 0,0300 | 0,0212 | 0,0279 | 0,0095 | 0,0125 |
| MAYO | | 90 | 0,0534 | 0,1011 | 0,0426 | 0,0843 | 0,0191 | 0,0377 |
| | | 100 | 0,0237 | 0,0296 | 0,0207 | 0,0273 | 0,0093 | 0,0122 |
| JUNIO | | 90 | 0,0513 | 0,0969 | 0,0407 | 0,0805 | 0,0182 | 0,0361 |
| | | 100 | 0,0226 | 0,0282 | 0,0198 | 0,0260 | 0,0089 | 0,0117 |
| JULIO | | 90 | 0,0537 | 0,1018 | 0,0409 | 0,0809 | 0,0183 | 0,0363 |
| | | 100 | 0,0239 | 0,0299 | 0,0199 | 0,0262 | 0,0089 | 0,0117 |
| AGOSTO | | 90 | 0,0571 | 0,1085 | 0,0425 | 0,0840 | 0,0190 | 0,0376 |
| | | 100 | 0,0256 | 0,0321 | 0,0207 | 0,0272 | 0,0093 | 0,0122 |
| SEPTIEMBRE | 90 | 0,0604 | 0,1152 | 0,0446 | 0,0884 | 0,0199 | 0,0394 | |
| | 100 | 0,0272 | 0,0343 | 0,0217 | 0,0286 | 0,0097 | 0,0128 | |
| OCTUBRE | 90 | 0,0525 | 0,0992 | 0,0419 | 0,0828 | 0,0187 | 0,0371 | |
| | 100 | 0,0232 | 0,0289 | 0,0204 | 0,0268 | 0,0091 | 0,0120 | |

| K | | VITOSOL 200-F | | SEIDO 10 | | AP-10 | | |
|------------|---|---|--------|----------|--------|--------|--------|--------|
| | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | | |
| | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 | |
| ABRIL | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 0,0919 | 0,0486 | 0,0244 | 0,0124 | 0,0157 | 0,0079 |
| | | 100 | 0,2073 | 0,1660 | 0,0502 | 0,0382 | 0,0322 | 0,0245 |
| MAYO | | 90 | 0,0932 | 0,0492 | 0,0250 | 0,0126 | 0,0160 | 0,0081 |
| | | 100 | 0,2103 | 0,1685 | 0,0514 | 0,0391 | 0,0329 | 0,0250 |
| JUNIO | | 90 | 0,0970 | 0,0514 | 0,0262 | 0,0132 | 0,0167 | 0,0085 |
| | | 100 | 0,2200 | 0,1767 | 0,0539 | 0,0410 | 0,0344 | 0,0261 |
| JULIO | | 90 | 0,0926 | 0,0489 | 0,0260 | 0,0132 | 0,0167 | 0,0084 |
| | | 100 | 0,2085 | 0,1668 | 0,0536 | 0,0408 | 0,0343 | 0,0260 |
| AGOSTO | | 90 | 0,0872 | 0,0459 | 0,0251 | 0,0127 | 0,0161 | 0,0081 |
| | | 100 | 0,1949 | 0,1552 | 0,0516 | 0,0392 | 0,0330 | 0,0251 |
| SEPTIEMBRE | 90 | 0,0824 | 0,0432 | 0,0239 | 0,0121 | 0,0154 | 0,0078 | |
| | 100 | 0,1829 | 0,1451 | 0,0490 | 0,0372 | 0,0315 | 0,0239 | |
| OCTUBRE | 90 | 0,0949 | 0,0502 | 0,0254 | 0,0129 | 0,0163 | 0,0082 | |
| | 100 | 0,2146 | 0,1721 | 0,0524 | 0,0398 | 0,0335 | 0,0254 | |

| CORRECCIÓN DE η_o | | | VITOSOL 200-F | | SEIDO 10 | | AP-10 | |
|------------------------|---|----------|---|----------|----------|----------|----------|----------|
| | | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | |
| | | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 |
| ABRIL | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 0,797577 | 0,815698 | 0,793190 | 0,798041 | 0,711376 | 0,714159 |
| | | 100 | 0,749356 | 0,766624 | 0,782828 | 0,787673 | 0,705455 | 0,708235 |
| MAYO | 90 | 0,797057 | 0,815414 | 0,792970 | 0,797928 | 0,711255 | 0,714098 | |
| | | 100 | 0,748096 | 0,765571 | 0,782362 | 0,787316 | 0,705203 | 0,708042 |
| JUNIO | 90 | 0,795443 | 0,814517 | 0,792498 | 0,797686 | 0,710996 | 0,713966 | |
| | | 100 | 0,744059 | 0,762142 | 0,781366 | 0,786547 | 0,704664 | 0,707630 |
| JULIO | 90 | 0,797274 | 0,815557 | 0,792548 | 0,797713 | 0,711019 | 0,713979 | |
| | | 100 | 0,748843 | 0,766295 | 0,781478 | 0,786636 | 0,704720 | 0,707675 |
| AGOSTO | 90 | 0,799534 | 0,816817 | 0,792927 | 0,797907 | 0,711224 | 0,714084 | |
| | | 100 | 0,754538 | 0,771143 | 0,782282 | 0,787257 | 0,705153 | 0,708009 |
| SEPTIEMBRE | 90 | 0,801571 | 0,817939 | 0,793417 | 0,798158 | 0,711494 | 0,714221 | |
| | | 100 | 0,759548 | 0,775351 | 0,783317 | 0,788054 | 0,705717 | 0,708441 |
| OCTUBRE | 90 | 0,796344 | 0,815017 | 0,792789 | 0,797835 | 0,711156 | 0,714047 | |
| | | 100 | 0,746305 | 0,764047 | 0,781980 | 0,787021 | 0,704997 | 0,707884 |

| CORRECCIÓN DE K_1 | | | VITOSOL 200-F | | SEIDO 10 | | AP-10 | |
|---------------------|---|----------|---|----------|----------|----------|----------|----------|
| | | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | |
| | | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 |
| ABRIL | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 3,968803 | 4,058975 | 1,985446 | 1,997586 | 1,508077 | 1,513978 |
| | | 100 | 3,728853 | 3,814782 | 1,959506 | 1,971636 | 1,495525 | 1,501418 |
| MAYO | 90 | 3,966218 | 4,057561 | 1,984893 | 1,997304 | 1,507820 | 1,513847 | |
| | | 100 | 3,722582 | 3,809542 | 1,958342 | 1,970740 | 1,494992 | 1,501010 |
| JUNIO | 90 | 3,958186 | 4,053101 | 1,983712 | 1,996699 | 1,507273 | 1,513569 | |
| | | 100 | 3,702494 | 3,792479 | 1,955847 | 1,968817 | 1,493849 | 1,500135 |
| JULIO | 90 | 3,967297 | 4,058272 | 1,983839 | 1,996765 | 1,507321 | 1,513595 | |
| | | 100 | 3,726300 | 3,813143 | 1,956128 | 1,969040 | 1,493967 | 1,500232 |
| AGOSTO | 90 | 3,978543 | 4,064543 | 1,984786 | 1,997252 | 1,507756 | 1,513818 | |
| | | 100 | 3,754639 | 3,837266 | 1,958140 | 1,970593 | 1,494885 | 1,500939 |
| SEPTIEMBRE | 90 | 3,988677 | 4,070128 | 1,986014 | 1,997880 | 1,508328 | 1,514110 | |
| | | 100 | 3,779568 | 3,858204 | 1,960731 | 1,972589 | 1,496081 | 1,501856 |
| OCTUBRE | 90 | 3,962671 | 4,055587 | 1,984440 | 1,997072 | 1,507610 | 1,513741 | |
| | | 100 | 3,713672 | 3,801958 | 1,957385 | 1,970002 | 1,494553 | 1,500675 |

| RENDIMIENTO REAL | | | VITOSOL 200-F | | SEIDO 10 | | AP-10 | |
|-------------------------|--|------------|--|-----------|-----------------|-----------|--------------|-----------|
| | | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | |
| | | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 |
| ABRIL | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 0,3212 | 0,3105 | 0,6084 | 0,6032 | 0,7196 | 0,7126 |
| | | 100 | 0,2631 | 0,2520 | 0,5823 | 0,5769 | 0,6930 | 0,6856 |
| MAYO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 0,3249 | 0,3140 | 0,6101 | 0,6047 | 0,7223 | 0,7152 |
| | | 100 | 0,2656 | 0,2543 | 0,5834 | 0,5779 | 0,6953 | 0,6879 |
| JUNIO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 0,3265 | 0,3152 | 0,6107 | 0,6052 | 0,7246 | 0,7174 |
| | | 100 | 0,2649 | 0,2531 | 0,5828 | 0,5772 | 0,6968 | 0,6892 |
| JULIO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 0,3467 | 0,3353 | 0,6200 | 0,6145 | 0,7350 | 0,7279 |
| | | 100 | 0,2852 | 0,2735 | 0,5921 | 0,5864 | 0,7073 | 0,6999 |
| AGOSTO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 0,3593 | 0,3482 | 0,6260 | 0,6206 | 0,7404 | 0,7335 |
| | | 100 | 0,2998 | 0,2883 | 0,5988 | 0,5933 | 0,7136 | 0,7063 |
| SEPTIEMBRE | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 0,3642 | 0,3535 | 0,6284 | 0,6232 | 0,7317 | 0,7246 |
| | | 100 | 0,3072 | 0,2961 | 0,6024 | 0,5971 | 0,7050 | 0,6976 |
| OCTUBRE | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 0,3244 | 0,3134 | 0,6098 | 0,6044 | 0,7226 | 0,7155 |
| | | 100 | 0,2643 | 0,2528 | 0,5827 | 0,5772 | 0,6953 | 0,6878 |

| SUPERFICIE REAL (m²) | | | VITOSOL 200-F | | SEIDO 10 | | AP-10 | |
|--|--|------------|--|-----------|-----------------|-----------|--------------|-----------|
| | | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | |
| | | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 |
| ABRIL | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 707 | 731 | 373 | 376 | 315 | 319 |
| | | 100 | 863 | 901 | 390 | 393 | 328 | 331 |
| MAYO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 717 | 741 | 382 | 385 | 322 | 325 |
| | | 100 | 876 | 915 | 399 | 403 | 335 | 338 |
| JUNIO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 748 | 775 | 400 | 403 | 337 | 340 |
| | | 100 | 922 | 964 | 419 | 423 | 350 | 354 |
| JULIO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 711 | 736 | 398 | 401 | 336 | 339 |
| | | 100 | 865 | 902 | 417 | 421 | 349 | 352 |
| AGOSTO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 668 | 689 | 383 | 386 | 324 | 327 |
| | | 100 | 800 | 832 | 401 | 404 | 336 | 340 |
| SEPTIEMBRE | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 629 | 648 | 364 | 367 | 313 | 316 |
| | | 100 | 745 | 773 | 380 | 383 | 325 | 328 |
| OCTUBRE | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 730 | 756 | 389 | 392 | 317 | 320 |
| | | 100 | 897 | 937 | 407 | 411 | 329 | 333 |

| NÚMERO DE BATERÍAS REAL | | | VITOSOL 200-F | SEIDO 10 | | AP-10 | | |
|----------------------------|---|-----|---|----------|----|-------|-----|-----|
| | | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | |
| | | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 |
| ABRIL | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 74 | 77 | 88 | 89 | 197 | 199 |
| | | 100 | 91 | 95 | 92 | 93 | 205 | 207 |
| MAYO | | 90 | 75 | 78 | 90 | 91 | 201 | 203 |
| | | 100 | 92 | 96 | 95 | 95 | 209 | 211 |
| JUNIO | | 90 | 78 | 81 | 95 | 96 | 211 | 213 |
| | | 100 | 97 | 101 | 99 | 100 | 219 | 221 |
| JULIO | | 90 | 75 | 77 | 94 | 95 | 210 | 212 |
| | | 100 | 91 | 95 | 99 | 100 | 218 | 220 |
| AGOSTO | | 90 | 70 | 72 | 91 | 92 | 202 | 204 |
| | | 100 | 84 | 87 | 95 | 96 | 210 | 212 |
| SEPTIEMBRE | 90 | 66 | 68 | 86 | 87 | 196 | 197 | |
| | 100 | 78 | 81 | 90 | 91 | 203 | 205 | |
| OCTUBRE | 90 | 77 | 79 | 92 | 93 | 198 | 200 | |
| | 100 | 94 | 98 | 96 | 97 | 206 | 208 | |

| CAUDAL POR COLECTOR REAL (L/s) | | | VITOSOL 200-F | SEIDO 10 | | AP-10 | | |
|--------------------------------------|---|--------|---|----------|--------|--------|--------|--------|
| | | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | |
| | | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 |
| ABRIL | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 0,0513 | 0,0996 | 0,0431 | 0,0857 | 0,0193 | 0,0384 |
| | | 100 | 0,0211 | 0,0270 | 0,0207 | 0,0274 | 0,0093 | 0,0123 |
| MAYO | | 90 | 0,0506 | 0,0982 | 0,0421 | 0,0838 | 0,0189 | 0,0376 |
| | | 100 | 0,0208 | 0,0266 | 0,0202 | 0,0267 | 0,0091 | 0,0121 |
| JUNIO | | 90 | 0,0485 | 0,0940 | 0,0402 | 0,0800 | 0,0181 | 0,0359 |
| | | 100 | 0,0197 | 0,0252 | 0,0192 | 0,0255 | 0,0087 | 0,0115 |
| JULIO | | 90 | 0,0510 | 0,0990 | 0,0404 | 0,0804 | 0,0181 | 0,0361 |
| | | 100 | 0,0210 | 0,0269 | 0,0193 | 0,0256 | 0,0088 | 0,0116 |
| AGOSTO | | 90 | 0,0543 | 0,1057 | 0,0419 | 0,0835 | 0,0188 | 0,0374 |
| | | 100 | 0,0227 | 0,0292 | 0,0201 | 0,0266 | 0,0091 | 0,0120 |
| SEPTIEMBRE | 90 | 0,0577 | 0,1124 | 0,0441 | 0,0878 | 0,0195 | 0,0387 | |
| | 100 | 0,0244 | 0,0314 | 0,0212 | 0,0281 | 0,0094 | 0,0124 | |
| OCTUBRE | 90 | 0,0496 | 0,0963 | 0,0413 | 0,0823 | 0,0192 | 0,0382 | |
| | 100 | 0,0203 | 0,0259 | 0,0198 | 0,0262 | 0,0093 | 0,0123 | |

| NÚMERO DE CAPTADORES | | VITOSOL 200-F | | SEIDO 10 | | AP-10 | | |
|-----------------------------|--|--|-----------|-----------------|-----------|--------------|-----------|-----|
| | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | | |
| | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 | |
| ABRIL | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 148 | 153 | 177 | 178 | 394 | 398 |
| | | 100 | 181 | 189 | 185 | 186 | 409 | 414 |
| MAYO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 150 | 156 | 181 | 182 | 403 | 407 |
| | | 100 | 184 | 192 | 189 | 191 | 418 | 423 |
| JUNIO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 157 | 163 | 189 | 191 | 421 | 425 |
| | | 100 | 194 | 202 | 198 | 200 | 438 | 443 |
| JULIO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 149 | 154 | 189 | 190 | 419 | 424 |
| | | 100 | 182 | 189 | 197 | 199 | 436 | 441 |
| AGOSTO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 140 | 145 | 182 | 183 | 405 | 409 |
| | | 100 | 168 | 175 | 190 | 192 | 420 | 425 |
| SEPTIEMBRE | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 132 | 136 | 173 | 174 | 391 | 395 |
| | | 100 | 156 | 162 | 180 | 182 | 406 | 410 |
| OCTUBRE | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 153 | 159 | 184 | 186 | 396 | 400 |
| | | 100 | 188 | 197 | 193 | 195 | 412 | 416 |

| CAUDAL ESPECÍFICO (L/hm²) | | VITOSOL 200-F | | SEIDO 10 | | AP-10 | | |
|---|--|--|-----------|-----------------|-----------|--------------|-----------|-------|
| | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | | |
| | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 | |
| ABRIL | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 19,39 | 37,64 | 36,73 | 73,12 | 43,44 | 86,38 |
| | | 100 | 7,97 | 10,20 | 17,63 | 23,35 | 20,98 | 27,75 |
| MAYO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 19,12 | 37,11 | 35,91 | 71,48 | 42,51 | 84,54 |
| | | 100 | 7,84 | 10,04 | 17,22 | 22,80 | 20,53 | 27,14 |
| JUNIO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 18,32 | 35,53 | 34,28 | 68,21 | 40,67 | 80,86 |
| | | 100 | 7,46 | 9,52 | 16,41 | 21,72 | 19,62 | 25,93 |
| JULIO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 19,26 | 37,41 | 34,45 | 68,56 | 40,83 | 81,20 |
| | | 100 | 7,95 | 10,18 | 16,50 | 21,84 | 19,71 | 26,06 |
| AGOSTO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 20,52 | 39,94 | 35,76 | 71,19 | 42,29 | 84,14 |
| | | 100 | 8,59 | 11,04 | 17,16 | 22,72 | 20,44 | 27,05 |
| SEPTIEMBRE | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 21,80 | 42,49 | 37,61 | 74,91 | 43,80 | 87,10 |
| | | 100 | 9,22 | 11,88 | 18,08 | 23,96 | 21,17 | 27,99 |
| OCTUBRE | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 18,76 | 36,39 | 35,26 | 70,19 | 43,25 | 86,00 |
| | | 100 | 7,67 | 9,80 | 16,90 | 22,38 | 20,87 | 27,60 |

| CORRECCIÓN DE SUPERFICIE PARA EL MES DE JUNIO | | VITOSOL 200-F | | SEIDO 10 | | AP-10 | | |
|---|---|---|--------|----------|--------|--------|--------|--------|
| | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | | |
| | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 | |
| U _L | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 4,4035 | 4,5167 | 2,1667 | 2,1872 | 2,0258 | 2,0533 |
| | | 100 | 4,1843 | 4,2925 | 2,1538 | 2,1743 | 2,0548 | 2,0824 |
| F _r U _L | | 90 | 4,2040 | 4,3069 | 2,1372 | 2,1571 | 2,0135 | 2,0407 |
| | | 100 | 4,0036 | 4,1026 | 2,1247 | 2,1446 | 2,0422 | 2,0694 |
| F'U _L | | 90 | 4,4068 | 4,5202 | 2,1668 | 2,1873 | 2,0258 | 2,0533 |
| | | 100 | 4,1871 | 4,2956 | 2,1540 | 2,1745 | 2,0549 | 2,0824 |
| R | | 90 | 0,9933 | 1,0199 | 0,9995 | 1,0067 | 0,9949 | 1,0005 |
| | | 100 | 0,9235 | 0,9471 | 0,9843 | 0,9913 | 0,9827 | 0,9882 |
| REND. ÓPTICO | | 90 | 0,7585 | 0,7975 | 0,8251 | 0,8364 | 0,9210 | 0,9300 |
| | | 100 | 0,6597 | 0,6930 | 0,8011 | 0,8121 | 0,9016 | 0,9105 |
| K ₁ | | 90 | 3,9316 | 4,1337 | 1,9827 | 2,0100 | 1,4996 | 1,5143 |
| | | 100 | 3,4194 | 3,5920 | 1,9251 | 1,9517 | 1,4681 | 1,4825 |
| K ₂ | 90 | 0,0073 | 0,0074 | 0,0030 | 0,0030 | 0,0085 | 0,0085 | |
| | 100 | 0,0067 | 0,0069 | 0,0030 | 0,0030 | 0,0084 | 0,0084 | |
| REND. REAL | 90 | 0,3243 | 0,3215 | 0,6101 | 0,6089 | 0,7209 | 0,7177 | |
| | 100 | 0,2446 | 0,2398 | 0,5734 | 0,5719 | 0,6847 | 0,6811 | |
| SUPERFICIE REAL (m ²) | 90 | 753 | 759 | 400 | 401 | 339 | 340 | |
| | 100 | 998 | 1018 | 426 | 427 | 357 | 358 | |

| SUPERFICIE BRUTA (m ²) | | VITOSOL 200-F | | SEIDO 10 | | AP-10 | | |
|------------------------------------|------------------------|---|------|----------|-----|-------|-----|-----|
| | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | | |
| | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 | |
| JUNIO | T salida captador (°C) | 90 | 831 | 838 | 683 | 684 | 665 | 668 |
| | | 100 | 1101 | 1124 | 727 | 728 | 700 | 704 |

ENTROPIE SINGLE EFFECT, CONFIGURACIÓN DE CAPTADORES EN SERIE-PARALELO CON BATERÍAS DE DOS CAPTADORES EN SERIE

| SUPERFICIE BRUTA (m ²) | | | VITOSOL 200-F | SEIDO 10 | AP-10 | | | |
|---------------------------------------|------------------------|-----|---|----------|-------|-----|-----|-----|
| | | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | |
| | | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 |
| JUNIO | T salida captador (°C) | 90 | 1108 | 1118 | 910 | 912 | 887 | 891 |
| | | 100 | 1469 | 1498 | 969 | 971 | 934 | 939 |

YAZAKI WFC-SC30, CONFIGURACIÓN DE CAPTADORES EN SERIE-PARALELO CON BATERÍAS DE TRES CAPTADORES EN SERIE

| RENDIMIENTO DE LOS CAPTADORES | | | VITOSOL 200-F | SEIDO 10 | AP-10 | | | |
|----------------------------------|---|--------|---|----------|--------|--------|--------|--------|
| | | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | |
| | | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 |
| ABRIL | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 0,3390 | 0,3195 | 0,6162 | 0,6071 | 0,7257 | 0,7156 |
| | | 100 | 0,2999 | 0,2802 | 0,5979 | 0,5886 | 0,7054 | 0,6950 |
| MAYO | 90 | 0,3430 | 0,3232 | 0,6180 | 0,6087 | 0,7285 | 0,7183 | |
| | | 100 | 0,3032 | 0,2831 | 0,5993 | 0,5899 | 0,7080 | 0,6974 |
| JUNIO | 90 | 0,3454 | 0,3248 | 0,6190 | 0,6093 | 0,7312 | 0,7207 | |
| | | 100 | 0,3040 | 0,2831 | 0,5996 | 0,5897 | 0,7100 | 0,6992 |
| JULIO | 90 | 0,3655 | 0,3448 | 0,6284 | 0,6187 | 0,7416 | 0,7312 | |
| | | 100 | 0,3240 | 0,3030 | 0,6089 | 0,5991 | 0,7206 | 0,7099 |
| AGOSTO | 90 | 0,3775 | 0,3574 | 0,6342 | 0,6247 | 0,7468 | 0,7367 | |
| | | 100 | 0,3371 | 0,3167 | 0,6152 | 0,6056 | 0,7265 | 0,7160 |
| SEPTIEMBRE | 90 | 0,3815 | 0,3622 | 0,6362 | 0,6271 | 0,7477 | 0,7379 | |
| | | 100 | 0,3428 | 0,3233 | 0,6180 | 0,6088 | 0,7279 | 0,7178 |
| OCTUBRE | 90 | 0,3428 | 0,3227 | 0,6179 | 0,6084 | 0,7290 | 0,7187 | |
| | | 100 | 0,3024 | 0,2820 | 0,5989 | 0,5893 | 0,7082 | 0,6975 |

| <i>SUPERFICIE INICIAL (m²)</i> | | VITOSOL 200-F | | SEIDO 10 | | AP-10 | | |
|---|---|---|-----|----------|-----|-------|-----|-----|
| | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | | |
| | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 | |
| ABRIL | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 670 | 710 | 368 | 374 | 313 | 317 |
| | | 100 | 757 | 810 | 380 | 386 | 322 | 327 |
| MAYO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 679 | 720 | 377 | 382 | 320 | 324 |
| | | 100 | 768 | 822 | 388 | 395 | 329 | 334 |
| JUNIO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 707 | 752 | 394 | 401 | 334 | 339 |
| | | 100 | 803 | 862 | 407 | 414 | 344 | 349 |
| JULIO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 675 | 715 | 392 | 399 | 333 | 337 |
| | | 100 | 761 | 814 | 405 | 412 | 342 | 347 |
| AGOSTO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 635 | 671 | 378 | 384 | 321 | 326 |
| | | 100 | 712 | 757 | 390 | 396 | 330 | 335 |
| SEPTIEMBRE | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 600 | 632 | 360 | 365 | 306 | 310 |
| | | 100 | 668 | 708 | 370 | 376 | 314 | 319 |
| OCTUBRE | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 691 | 734 | 383 | 389 | 325 | 330 |
| | | 100 | 783 | 840 | 396 | 402 | 335 | 340 |

| <i>NÚMERO DE BATERÍAS INICIAL</i> | | VITOSOL 200-F | | SEIDO 10 | | AP-10 | | |
|-----------------------------------|---|---|----|----------|----|-------|-----|-----|
| | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | | |
| | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 | |
| ABRIL | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 47 | 50 | 58 | 59 | 130 | 132 |
| | | 100 | 53 | 57 | 60 | 61 | 134 | 136 |
| MAYO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 47 | 50 | 60 | 60 | 133 | 135 |
| | | 100 | 54 | 58 | 61 | 62 | 137 | 139 |
| JUNIO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 49 | 53 | 62 | 63 | 139 | 141 |
| | | 100 | 56 | 60 | 64 | 65 | 143 | 145 |
| JULIO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 47 | 50 | 62 | 63 | 139 | 141 |
| | | 100 | 53 | 57 | 64 | 65 | 143 | 145 |
| AGOSTO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 44 | 47 | 60 | 61 | 134 | 136 |
| | | 100 | 50 | 53 | 62 | 63 | 138 | 140 |
| SEPTIEMBRE | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 42 | 44 | 57 | 58 | 128 | 129 |
| | | 100 | 47 | 50 | 59 | 59 | 131 | 133 |
| OCTUBRE | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 48 | 51 | 61 | 62 | 135 | 137 |
| | | 100 | 55 | 59 | 62 | 64 | 139 | 142 |

| CAUDAL POR COLECTOR (L/s) | | VITOSOL 200-F | | SEIDO 10 | | AP-10 | | |
|------------------------------|---|---|--------|----------|--------|--------|--------|--------|
| | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | | |
| | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 | |
| ABRIL | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 0,0812 | 0,1537 | 0,0654 | 0,1294 | 0,0292 | 0,0578 |
| | | 100 | 0,0360 | 0,0450 | 0,0318 | 0,0419 | 0,0142 | 0,0187 |
| MAYO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 0,0801 | 0,1516 | 0,0640 | 0,1265 | 0,0286 | 0,0566 |
| | | 100 | 0,0355 | 0,0443 | 0,0311 | 0,0409 | 0,0139 | 0,0183 |
| JUNIO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 0,0769 | 0,1453 | 0,0611 | 0,1208 | 0,0274 | 0,0542 |
| | | 100 | 0,0340 | 0,0423 | 0,0297 | 0,0390 | 0,0133 | 0,0175 |
| JULIO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 0,0806 | 0,1527 | 0,0614 | 0,1214 | 0,0275 | 0,0544 |
| | | 100 | 0,0358 | 0,0448 | 0,0298 | 0,0392 | 0,0134 | 0,0176 |
| AGOSTO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 0,0856 | 0,1627 | 0,0637 | 0,1260 | 0,0284 | 0,0563 |
| | | 100 | 0,0383 | 0,0481 | 0,0310 | 0,0408 | 0,0139 | 0,0183 |
| SEPTIEMBRE | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 0,0906 | 0,1728 | 0,0670 | 0,1325 | 0,0298 | 0,0591 |
| | | 100 | 0,0408 | 0,0515 | 0,0326 | 0,0430 | 0,0146 | 0,0192 |
| OCTUBRE | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 0,0787 | 0,1487 | 0,0628 | 0,1242 | 0,0281 | 0,0556 |
| | | 100 | 0,0348 | 0,0434 | 0,0305 | 0,0402 | 0,0137 | 0,0180 |

| K | | VITOSOL 200-F | | SEIDO 10 | | AP-10 | | |
|------------|---|---|--------|----------|--------|--------|--------|--------|
| | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | | |
| | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 | |
| ABRIL | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 0,0613 | 0,0324 | 0,0163 | 0,0082 | 0,0105 | 0,0053 |
| | | 100 | 0,1382 | 0,1106 | 0,0335 | 0,0254 | 0,0215 | 0,0163 |
| MAYO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 0,0621 | 0,0328 | 0,0167 | 0,0084 | 0,0107 | 0,0054 |
| | | 100 | 0,1402 | 0,1123 | 0,0343 | 0,0260 | 0,0219 | 0,0167 |
| JUNIO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 0,0647 | 0,0343 | 0,0174 | 0,0088 | 0,0112 | 0,0056 |
| | | 100 | 0,1466 | 0,1178 | 0,0359 | 0,0273 | 0,0229 | 0,0174 |
| JULIO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 0,0618 | 0,0326 | 0,0174 | 0,0088 | 0,0111 | 0,0056 |
| | | 100 | 0,1390 | 0,1112 | 0,0357 | 0,0272 | 0,0228 | 0,0173 |
| AGOSTO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 0,0582 | 0,0306 | 0,0167 | 0,0085 | 0,0107 | 0,0054 |
| | | 100 | 0,1299 | 0,1034 | 0,0344 | 0,0261 | 0,0220 | 0,0167 |
| SEPTIEMBRE | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 0,0549 | 0,0288 | 0,0159 | 0,0080 | 0,0102 | 0,0052 |
| | | 100 | 0,1219 | 0,0967 | 0,0327 | 0,0248 | 0,0210 | 0,0159 |
| OCTUBRE | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 0,0632 | 0,0335 | 0,0170 | 0,0086 | 0,0109 | 0,0055 |
| | | 100 | 0,1431 | 0,1148 | 0,0349 | 0,0265 | 0,0223 | 0,0170 |

| CORRECCIÓN DE η_o | | | VITOSOL 200-F | SEIDO 10 | | AP-10 | | |
|------------------------|---|----------|---|----------|----------|----------|----------|----------|
| | | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | |
| | | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 |
| ABRIL | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 0,785815 | 0,809223 | 0,789992 | 0,796406 | 0,709527 | 0,713219 |
| | | 100 | 0,725796 | 0,746911 | 0,776404 | 0,782738 | 0,701717 | 0,705376 |
| MAYO | | 90 | 0,785151 | 0,808852 | 0,789700 | 0,796256 | 0,709367 | 0,713137 |
| | | 100 | 0,724272 | 0,745611 | 0,775798 | 0,782269 | 0,701386 | 0,705123 |
| JUNIO | | 90 | 0,783090 | 0,807684 | 0,789079 | 0,795936 | 0,709025 | 0,712963 |
| | | 100 | 0,719404 | 0,741390 | 0,774500 | 0,781263 | 0,700678 | 0,704579 |
| JULIO | | 90 | 0,785428 | 0,809038 | 0,789145 | 0,795971 | 0,709055 | 0,712979 |
| | | 100 | 0,725175 | 0,746504 | 0,774646 | 0,781379 | 0,700751 | 0,704639 |
| AGOSTO | | 90 | 0,788321 | 0,810683 | 0,789644 | 0,796229 | 0,709327 | 0,713119 |
| | | 100 | 0,732088 | 0,752505 | 0,775692 | 0,782192 | 0,701320 | 0,705079 |
| SEPTIEMBRE | 90 | 0,790934 | 0,812150 | 0,790291 | 0,796562 | 0,709684 | 0,713302 | |
| | 100 | 0,738207 | 0,757741 | 0,777042 | 0,783237 | 0,702061 | 0,705649 | |
| OCTUBRE | 90 | 0,784241 | 0,808335 | 0,789462 | 0,796133 | 0,709236 | 0,713070 | |
| | 100 | 0,722110 | 0,743733 | 0,775299 | 0,781883 | 0,701115 | 0,704914 | |

| CORRECCIÓN DE K_1 | | | VITOSOL 200-F | SEIDO 10 | | AP-10 | | |
|---------------------|---|----------|---|----------|----------|----------|----------|----------|
| | | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | |
| | | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 |
| ABRIL | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 3,910278 | 4,026753 | 1,977439 | 1,993494 | 1,504158 | 1,511985 |
| | | 100 | 3,611617 | 3,716685 | 1,943427 | 1,959282 | 1,487600 | 1,495359 |
| MAYO | | 90 | 3,906974 | 4,024909 | 1,976709 | 1,993119 | 1,503818 | 1,511811 |
| | | 100 | 3,604031 | 3,710218 | 1,941909 | 1,958108 | 1,486899 | 1,494821 |
| JUNIO | | 90 | 3,896716 | 4,019096 | 1,975154 | 1,992317 | 1,503093 | 1,511441 |
| | | 100 | 3,579809 | 3,689213 | 1,938661 | 1,955590 | 1,485399 | 1,493667 |
| JULIO | | 90 | 3,908352 | 4,025837 | 1,975320 | 1,992405 | 1,503158 | 1,511477 |
| | | 100 | 3,608528 | 3,714662 | 1,939027 | 1,955881 | 1,485553 | 1,493795 |
| AGOSTO | | 90 | 3,922748 | 4,034021 | 1,976569 | 1,993050 | 1,503733 | 1,511772 |
| | | 100 | 3,642925 | 3,744525 | 1,941646 | 1,957915 | 1,486759 | 1,494727 |
| SEPTIEMBRE | 90 | 3,935750 | 4,041321 | 1,978188 | 1,993884 | 1,504490 | 1,512160 | |
| | 100 | 3,673375 | 3,770580 | 1,945024 | 1,960532 | 1,488330 | 1,495936 | |
| OCTUBRE | 90 | 3,902442 | 4,022335 | 1,976113 | 1,992811 | 1,503540 | 1,511669 | |
| | 100 | 3,593273 | 3,700872 | 1,940662 | 1,957142 | 1,486324 | 1,494378 | |

| RENDIMIENTO REAL | | | VITOSOL 200-F | | SEIDO 10 | | AP-10 | |
|-------------------------|--|------------|--|-----------|-----------------|-----------|--------------|-----------|
| | | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | |
| | | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 |
| ABRIL | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 0,3157 | 0,3076 | 0,6059 | 0,6019 | 0,7176 | 0,7115 |
| | | 100 | 0,2531 | 0,2440 | 0,5773 | 0,5732 | 0,6890 | 0,6826 |
| MAYO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 0,3193 | 0,3110 | 0,6075 | 0,6034 | 0,7202 | 0,7142 |
| | | 100 | 0,2555 | 0,2462 | 0,5783 | 0,5741 | 0,6912 | 0,6848 |
| JUNIO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 0,3207 | 0,3121 | 0,6080 | 0,6038 | 0,7225 | 0,7163 |
| | | 100 | 0,2544 | 0,2447 | 0,5775 | 0,5732 | 0,6925 | 0,6859 |
| JULIO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 0,3409 | 0,3323 | 0,6173 | 0,6131 | 0,7328 | 0,7268 |
| | | 100 | 0,2747 | 0,2651 | 0,5867 | 0,5824 | 0,7030 | 0,6966 |
| AGOSTO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 0,3537 | 0,3452 | 0,6233 | 0,6193 | 0,7383 | 0,7325 |
| | | 100 | 0,2895 | 0,2801 | 0,5936 | 0,5894 | 0,7094 | 0,7031 |
| SEPTIEMBRE | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 0,3588 | 0,3507 | 0,6259 | 0,6220 | 0,7297 | 0,7236 |
| | | 100 | 0,2972 | 0,2883 | 0,5974 | 0,5933 | 0,7011 | 0,6946 |
| OCTUBRE | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 0,3188 | 0,3104 | 0,6072 | 0,6031 | 0,7205 | 0,7144 |
| | | 100 | 0,2540 | 0,2446 | 0,5775 | 0,5732 | 0,6911 | 0,6847 |

| SUPERFICIE REAL (m²) | | | VITOSOL 200-F | | SEIDO 10 | | AP-10 | |
|--|--|------------|--|-----------|-----------------|-----------|--------------|-----------|
| | | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | |
| | | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 |
| ABRIL | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 719 | 738 | 375 | 377 | 316 | 319 |
| | | 100 | 897 | 930 | 393 | 396 | 329 | 333 |
| MAYO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 729 | 748 | 383 | 386 | 323 | 326 |
| | | 100 | 911 | 945 | 403 | 405 | 337 | 340 |
| JUNIO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 761 | 782 | 402 | 404 | 338 | 341 |
| | | 100 | 960 | 997 | 423 | 426 | 353 | 356 |
| JULIO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 723 | 742 | 400 | 402 | 337 | 339 |
| | | 100 | 898 | 930 | 420 | 423 | 351 | 354 |
| AGOSTO | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 678 | 695 | 385 | 387 | 325 | 327 |
| | | 100 | 829 | 856 | 404 | 407 | 338 | 341 |
| SEPTIEMBRE | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 638 | 653 | 366 | 368 | 314 | 316 |
| | | 100 | 770 | 794 | 383 | 386 | 327 | 330 |
| OCTUBRE | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 743 | 763 | 390 | 393 | 318 | 320 |
| | | 100 | 933 | 969 | 410 | 413 | 331 | 334 |

| NÚMERO DE BATERÍAS REAL | | | VITOSOL 200-F | | SEIDO 10 | | AP-10 | |
|----------------------------|---|-----|---|----|----------|-----|-------|-----|
| | | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | |
| | | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 |
| ABRIL | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 50 | 52 | 59 | 60 | 132 | 133 |
| | | 100 | 63 | 65 | 62 | 63 | 137 | 139 |
| MAYO | | 90 | 51 | 52 | 61 | 61 | 135 | 136 |
| | | 100 | 64 | 66 | 64 | 64 | 140 | 142 |
| JUNIO | | 90 | 53 | 55 | 63 | 64 | 141 | 142 |
| | | 100 | 67 | 70 | 67 | 67 | 147 | 148 |
| JULIO | | 90 | 51 | 52 | 63 | 64 | 140 | 141 |
| | | 100 | 63 | 65 | 66 | 67 | 146 | 148 |
| AGOSTO | | 90 | 47 | 49 | 61 | 61 | 135 | 136 |
| | | 100 | 58 | 60 | 64 | 64 | 141 | 142 |
| SEPTIEMBRE | 90 | 45 | 46 | 58 | 58 | 131 | 132 | |
| | 100 | 54 | 56 | 61 | 61 | 136 | 137 | |
| OCTUBRE | 90 | 52 | 53 | 62 | 62 | 132 | 134 | |
| | 100 | 65 | 68 | 65 | 65 | 138 | 139 | |

| CAUDAL POR COLECTOR REAL (L/s) | | | VITOSOL 200-F | | SEIDO 10 | | AP-10 | |
|--------------------------------------|---|--------|---|--------|----------|--------|--------|--------|
| | | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | |
| | | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 |
| ABRIL | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 0,0756 | 0,1480 | 0,0643 | 0,1283 | 0,0289 | 0,0575 |
| | | 100 | 0,0304 | 0,0392 | 0,0307 | 0,0408 | 0,0139 | 0,0184 |
| MAYO | | 90 | 0,0746 | 0,1459 | 0,0629 | 0,1254 | 0,0283 | 0,0563 |
| | | 100 | 0,0299 | 0,0386 | 0,0300 | 0,0398 | 0,0136 | 0,0180 |
| JUNIO | | 90 | 0,0715 | 0,1396 | 0,0600 | 0,1197 | 0,0270 | 0,0538 |
| | | 100 | 0,0284 | 0,0365 | 0,0286 | 0,0379 | 0,0130 | 0,0172 |
| JULIO | | 90 | 0,0752 | 0,1471 | 0,0603 | 0,1203 | 0,0271 | 0,0541 |
| | | 100 | 0,0304 | 0,0392 | 0,0287 | 0,0381 | 0,0131 | 0,0173 |
| AGOSTO | | 90 | 0,0802 | 0,1572 | 0,0626 | 0,1249 | 0,0281 | 0,0560 |
| | | 100 | 0,0329 | 0,0426 | 0,0299 | 0,0397 | 0,0135 | 0,0179 |
| SEPTIEMBRE | 90 | 0,0852 | 0,1673 | 0,0659 | 0,1314 | 0,0291 | 0,0580 | |
| | 100 | 0,0354 | 0,0459 | 0,0315 | 0,0419 | 0,0140 | 0,0186 | |
| OCTUBRE | 90 | 0,0732 | 0,1431 | 0,0617 | 0,1231 | 0,0287 | 0,0572 | |
| | 100 | 0,0292 | 0,0376 | 0,0295 | 0,0391 | 0,0138 | 0,0183 | |

| NÚMERO DE CAPTADORES | | VITOSOL 200-F | | SEIDO 10 | | AP-10 | | |
|-------------------------|---|---|-----|----------|-----|-------|-----|-----|
| | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | | |
| | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 | |
| ABRIL | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 151 | 155 | 178 | 179 | 395 | 399 |
| | | 100 | 188 | 195 | 186 | 188 | 412 | 416 |
| MAYO | | 90 | 153 | 157 | 182 | 183 | 404 | 407 |
| | | 100 | 191 | 199 | 191 | 192 | 421 | 425 |
| JUNIO | | 90 | 160 | 164 | 190 | 192 | 422 | 426 |
| | | 100 | 201 | 209 | 200 | 202 | 441 | 445 |
| JULIO | | 90 | 152 | 156 | 189 | 191 | 421 | 424 |
| | | 100 | 188 | 195 | 199 | 201 | 439 | 443 |
| AGOSTO | | 90 | 142 | 146 | 182 | 184 | 406 | 409 |
| | | 100 | 174 | 180 | 192 | 193 | 423 | 426 |
| SEPTIEMBRE | 90 | 134 | 137 | 173 | 174 | 392 | 395 | |
| | 100 | 162 | 167 | 182 | 183 | 408 | 412 | |
| OCTUBRE | 90 | 156 | 160 | 185 | 186 | 397 | 401 | |
| | 100 | 196 | 203 | 194 | 196 | 414 | 418 | |

| CAUDAL ESPECÍFICO (L/hm ²) | | VITOSOL 200-F | | SEIDO 10 | | AP-10 | | |
|---|---|---|-------|----------|-------|-------|-------|-------|
| | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | | |
| | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 | |
| ABRIL | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 19,06 | 37,29 | 36,57 | 72,96 | 43,31 | 86,25 |
| | | 100 | 7,66 | 9,87 | 17,48 | 23,19 | 20,86 | 27,62 |
| MAYO | | 90 | 18,79 | 36,77 | 35,76 | 71,33 | 42,39 | 84,42 |
| | | 100 | 7,54 | 9,71 | 17,07 | 22,65 | 20,41 | 27,02 |
| JUNIO | | 90 | 18,00 | 35,18 | 34,12 | 68,06 | 40,55 | 80,74 |
| | | 100 | 7,16 | 9,21 | 16,26 | 21,57 | 19,49 | 25,81 |
| JULIO | | 90 | 18,94 | 37,07 | 34,29 | 68,40 | 40,71 | 81,08 |
| | | 100 | 7,65 | 9,87 | 16,35 | 21,69 | 19,59 | 25,94 |
| AGOSTO | | 90 | 20,20 | 39,60 | 35,61 | 71,04 | 42,17 | 84,02 |
| | | 100 | 8,29 | 10,73 | 17,01 | 22,57 | 20,32 | 26,92 |
| SEPTIEMBRE | 90 | 21,48 | 42,15 | 37,46 | 74,75 | 43,68 | 86,97 | |
| | 100 | 8,92 | 11,57 | 17,93 | 23,81 | 21,05 | 27,87 | |
| OCTUBRE | 90 | 18,43 | 36,05 | 35,11 | 70,04 | 43,12 | 85,87 | |
| | 100 | 7,37 | 9,48 | 16,75 | 22,22 | 20,75 | 27,47 | |

| CORRECCIÓN DE SUPERFICIE PARA EL MES DE JUNIO | | VITOSOL 200-F | | SEIDO 10 | | AP-10 | | |
|---|---|---|--------|----------|--------|--------|--------|--------|
| | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | | |
| | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 | |
| U _L | Temperatura de salida del captador (°C) | 90 | 4,3420 | 4,4826 | 2,1582 | 2,1828 | 2,0216 | 2,0512 |
| | | 100 | 4,0616 | 4,1893 | 2,1367 | 2,1611 | 2,0464 | 2,0759 |
| F _r U _L | | 90 | 4,1479 | 4,2760 | 2,1289 | 2,1529 | 2,0093 | 2,0386 |
| | | 100 | 3,8911 | 4,0082 | 2,1079 | 2,1317 | 2,0338 | 2,0630 |
| F'U _L | | 90 | 4,3452 | 4,4861 | 2,1583 | 2,1830 | 2,0216 | 2,0512 |
| | | 100 | 4,0642 | 4,1921 | 2,1368 | 2,1612 | 2,0464 | 2,0759 |
| R | | 90 | 1,0104 | 1,0292 | 1,0042 | 1,0091 | 0,9986 | 1,0024 |
| | | 100 | 0,9600 | 0,9773 | 0,9939 | 0,9987 | 0,9904 | 0,9942 |
| REND. ÓPTICO | | 90 | 0,7596 | 0,7980 | 0,8254 | 0,8366 | 0,9218 | 0,9305 |
| | | 100 | 0,6630 | 0,6956 | 0,8018 | 0,8127 | 0,9036 | 0,9120 |
| K ₁ | | 90 | 3,9371 | 4,1366 | 1,9835 | 2,0104 | 1,5010 | 1,5150 |
| | | 100 | 3,4365 | 3,6053 | 1,9267 | 1,9530 | 1,4712 | 1,4850 |
| K ₂ | 90 | 0,0074 | 0,0075 | 0,0030 | 0,0030 | 0,0085 | 0,0085 | |
| | 100 | 0,0070 | 0,0071 | 0,0030 | 0,0030 | 0,0084 | 0,0085 | |
| REND. REAL | 90 | 0,3240 | 0,3213 | 0,6102 | 0,6090 | 0,7214 | 0,7180 | |
| | 100 | 0,2442 | 0,2392 | 0,5737 | 0,5721 | 0,6859 | 0,6819 | |
| SUPERFICIE REAL (m ²) | 90 | 753 | 760 | 400 | 401 | 338 | 340 | |
| | 100 | 1000 | 1021 | 426 | 427 | 356 | 358 | |

| SUPERFICIE BRUTA (m ²) | | VITOSOL 200-F | | SEIDO 10 | | AP-10 | | |
|------------------------------------|------------------------|---|------|----------|-----|-------|-----|-----|
| | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | | |
| | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 | |
| JUNIO | T salida captador (°C) | 90 | 831 | 839 | 683 | 684 | 665 | 668 |
| | | 100 | 1103 | 1127 | 726 | 728 | 699 | 703 |

ENTROPIE SINGLE EFFECT, CONFIGURACIÓN DE CAPTADORES EN SERIE-PARALELO CON BATERÍAS DE TRES CAPTADORES EN SERIE

| SUPERFICIE BRUTA (m ²) | | | VITOSOL 200-F | SEIDO 10 | AP-10 | | | |
|---------------------------------------|------------------------|-----|---|----------|-------|-----|-----|-----|
| | | | Temperatura de entrada al captador (°C) | | | | | |
| | | | 80 | 85 | 80 | 85 | 80 | 85 |
| JUNIO | T salida captador (°C) | 90 | 1109 | 1118 | 910 | 912 | 886 | 891 |
| | | 100 | 1471 | 1502 | 968 | 971 | 932 | 938 |

ANEXO Nº 3: CÁLCULO DE LA DISTANCIA MÍNIMA ENTRE CAPTADORES

La distancia mínima entre filas de captadores cuando estos están con una inclinación determinada, se calcula mediante una expresión que ofrece el RITE:

$$d = k \cdot h$$

siendo:

d, la separación entre filas

h, la altura del colector

k, coeficiente que se obtiene de la siguiente tabla:

| Inclinación (°) | 20 | 25 | 30 | 35 | 40 | 45 |
|-----------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Coeficiente k | 1,532 | 1,638 | 1,732 | 1,813 | 1,879 | 1,932 |

La distancia entre la primera fila colectores y los obstáculos que puedan producir sombras sobre las superficies captadoras será mayor que el valor obtenido mediante la expresión:

$$d = 1,732 \cdot a$$

siendo:

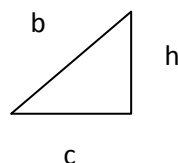
a, altura del obstáculo

Si la altura de las bombas de calor de aire-aire instaladas en la cubierta de la Biblioteca tienen una altura de 1,5 metros, la distancia entre la primera fila de colectores y estos será de:

$$d = 1,732 \cdot 1,5 = 2,598 \text{ m}$$

La inclinación óptima de los captadores es 20°, luego el coeficiente k que se utilizará será 1,532.

- Captador AP-10: la longitud del captador es: $b = 1,98 \text{ m} = 1.980 \text{ mm}$



$$\text{sen } 20 = h/b$$

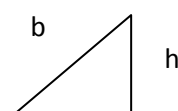
$$h = 677,2 \text{ mm}$$

$$d = 677,2 \cdot 1,532 = 1.037,47 \text{ mm}$$

$$c = b \cdot \text{cos } 20 = 1.860,6 \text{ mm}$$

La distancia c es la que aparecerá en los planos como longitud de los captadores desde una vista superior.

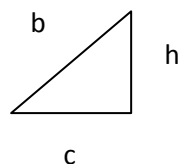
- Captador Seido 10: la longitud del captador es: $b = 1,92 \text{ m} = 1.902 \text{ mm}$



$$\begin{aligned} \text{sen } 20 &= h/b \\ h &= 650,52 \text{ mm} \\ d &= 650,52 \cdot 1,532 = 996,6 \text{ mm} \\ c &= b \cdot \cos 20 = 1.787,29 \text{ mm} \end{aligned}$$

La distancia c es la que aparecerá en los planos como longitud de los captadores desde una vista superior.

- Captador Vitosol 200-F: la longitud del captador es: $b = 2,043 \text{ m} = 2.043 \text{ mm}$



$$\begin{aligned} \text{sen } 20 &= h/b \\ h &= 698,74 \text{ mm} \\ d &= 698,74 \cdot 1,532 = 1.070 \text{ mm} \\ c &= b \cdot \cos 20 = 1.919 \text{ mm} \end{aligned}$$

La distancia c es la que aparecerá en los planos como longitud de los captadores desde una vista superior.

ANEXO Nº 4: CÁLCULOS DE PÉRDIDAS DE CALOR EN ACUMULACIÓN

Para iniciar el cálculo de las pérdidas de temperatura que tendríamos en el acumulador en los periodos de parada de la instalación, tenemos que conocer previamente el valor de coeficiente promedio de transmisión del depósito acumulador, el cual se nos proporciona en la bibliografía, y es de 4.52 W/K.

Los datos dimensionales del acumulador elegido son:

- Diámetro del acumulador con aislamiento: 1220 mm
- Altura del acumulador con aislamiento: 2810 mm

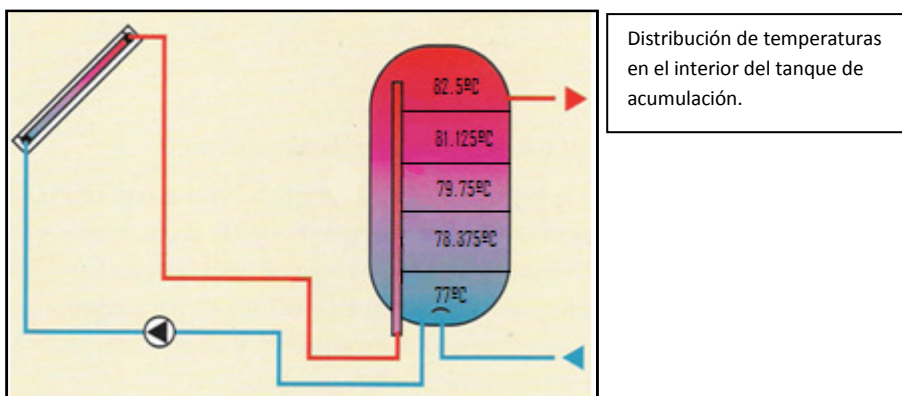
Según estos datos, y en base a la forma cilíndrica del acumulador, tenemos que el área es:

$$\begin{aligned} A &= 2\pi r \cdot h \\ &= 2\pi(0.610 \text{ m})(2.810 \text{ m}) \\ &= 10.77 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Luego el coeficiente de transmisión por m² es 0.419 W/Km²

Para hacer el cálculo de pérdidas térmicas vamos a suponer que el tanque está dividido en 5 nodos, de altura H/5 y aproximaremos el comportamiento de cada zona como un tanque individual.

Según las temperaturas de operación de nuestra instalación, vamos a suponer que el tanque de acumulación tiene una temperatura superior de 82.5°C y una temperatura inferior de 77°C.



Si suponemos que la temperatura ambiente externa promedio desde las 19 horas hasta las 8 horas del día siguiente, es un día intermedio de verano es de 20° C, las pérdidas para cada zona serían

ZONA 1

- Altura : 0.562 m
- Área: 2.154 m²
- 9 horas=32400 s
- $C_{pH_2O} = 4.198 \text{ Kj/KgK}$
- $\rho_{h_2o} = 969.5 \text{ Kg/m}^3$

$$Q_1 = 0.419 \frac{W}{Km^2} \cdot 2.154m^2 \cdot (82.5 - 15)$$

$$Q_1 = 60.92 \text{ W} = 60.92 \frac{J}{s} = 219.31 \text{ Kj/h}$$

$$Q_1 = 1973.824 \text{ Kj en 9 horas}$$

Si trasponemos este dato a pérdida de temperatura en el tanque,

$$Q_1 = V \cdot C_{pH_2O} \cdot \rho_{H_2O} \cdot (82.5 - T_i)$$

$$1973.824 \text{ Kj} = 0.37 \text{ m}^3 \cdot 4.198 \cdot 969.5 \cdot (82.5 - T_i)$$

$$T_i = 81.189^\circ\text{C}$$

Seguimos el mismo procedimiento de cálculo para el resto de las zonas en las que hemos dividido el tanque de acumulación:

ZONA 2

- $T=81.125^\circ\text{C}$
- $C_{pH_2O} = 4.198 \text{ Kj/KgK}$
- $\rho_{h_2o} = 969.5 \text{ Kg/m}^3$

$$Q_2 = 59.68 \text{ W} = 214.846 \frac{Kj}{h} = 1933.617 \text{ KJ}$$

$$T_i = 79.840^\circ\text{C}$$

ZONA 3

- $T=79.75^\circ\text{C}$
- $C_{pH_2O} = 4.197 \text{ Kj/KgK}$
- $\rho_{h_2o} = 971.8 \text{ Kg/m}^3$

$$Q_3 = 58.44 \text{ W} = 210.378 \frac{\text{Kj}}{\text{h}} = 1893.409 \text{ KJ}$$

$$T_i = 78.495 \text{ }^\circ\text{C}$$

ZONA 4

- $T=78.375 \text{ }^\circ\text{C}$
- $C_{pH_2O}= 4.197 \text{ Kj/KgK}$
- $\rho_{h_2o}= 972.1 \text{ Kg/m}^3$

$$Q_4 = 57.197 \text{ W} = 205.91 \frac{\text{Kj}}{\text{h}} = 1853.201 \text{ KJ}$$

$$T_i = 77.147^\circ\text{C}$$

ZONA 5

- $T=77 \text{ }^\circ\text{C}$
- $C_{pH_2O}= 4.197 \text{ Kj/KgK}$
- $\rho_{h_2o}= 972.5 \text{ Kg/m}^3$

$$Q_5 = 55.95 \text{ W} = 201.443 \frac{\text{Kj}}{\text{h}} = 1812.99 \text{ K} \quad T_i = 75.79^\circ\text{C}$$

Y la suma de las perdidas en todo el tanque es:

$$Q_T = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 = 9467.041 \text{ Kj en 9 horas}$$

Si en vez de considerar el tanque con estratificación térmica, hubiéramos trabajado con una temperatura promedio,

- Temperatura promedio del tanque = $79.5 \text{ }^\circ\text{C}$
- Área total 10.2 m^2
- Volumen 1850 L

$$Q' = 0.419 \frac{\text{W}}{\text{Km}^2} \cdot 10.2 \text{ m}^2 \cdot (79.5 - 15)$$

$$Q' = 275.66 \text{ W} = 992.376 \text{ Kj/h}$$

$$Q' = 8931.38 \text{ Kj en 9 horas}$$

Si trasponemos este dato a pérdida de temperatura en el tanque,

$$Q' = V \cdot C_{pH_2O} \cdot \rho_{H_2O} \cdot (79.5 - T_i)$$

$$8931.38 \text{ Kj} = 1.85 \text{ m}^3 \cdot 4.197 \cdot 971.8 \cdot (79.5 - T_i)$$

$$T_i = 78.316^\circ\text{C}$$

ANEXO Nº 5: CÁLCULOS EN INTERCAMBIADOR DE CALOR

Las temperaturas de las corrientes del circuito primario y secundario de entrada y salida del intercambiador de calor son:

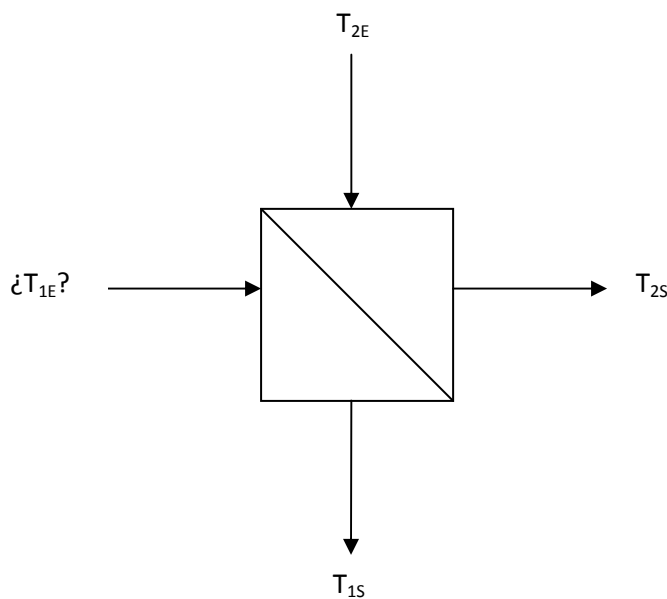
T_{1S} , temperatura de salida del fluido del circuito primario del intercambiador = 84°C

T_{1E} , temperatura de salida del fluido del circuito primario del intercambiador = ?

T_{2S} , temperatura de salida del fluido del circuito secundario del intercambiador = 83°C

T_{2E} , temperatura de entrada del fluido del circuito secundario al intercambiador = 78°C

Se impone la temperatura de salida del fluido del circuito primario a un valor lo más bajo posible, y éste podría ser 83°C, igual que la temperatura de salida del circuito secundario, pero al ser un caso demasiado ideal, se considera que la temperatura de salida del circuito primario es 84°C. Posteriormente se procederá al cálculo de la temperatura T_{1E}



Se calcula la transferencia de calor que se produce para calentar el agua del circuito secundario, para ello los datos que se van a utilizar son:

- Caudal de agua del circuito secundario:

$$\dot{m}_2 = 8.640 \frac{\text{L}}{\text{h}} = 2,4 \frac{\text{L}}{\text{s}}$$

- Calor específico del agua a 80°C, se elige un valor medio para las temperaturas del circuito secundario:

$$C_{p,2} = 4,197 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}}$$

- Densidad del agua a 80°C, se elige un valor medio para las temperaturas del circuito secundario:

$$\rho_2 = 0,971 \frac{\text{Kg}}{\text{L}}$$

Utilizando la siguiente expresión para la transferencia de calor en el circuito secundario:

$$Q_2 = \dot{m}_2 \cdot C_{P,2} \cdot \rho_2 \cdot (T_{2S} - T_{2E})$$

Sustituyendo los valores:

$$Q_2 = 2,4 \cdot 4,197 \cdot 0,971 \cdot (83 - 78)$$

$$Q_2 = 48,9 \text{ kW}$$

Luego, ésta es la potencia calorífica necesaria para aumentar la temperatura del fluido del circuito secundario desde 78°C hasta 83°C.

Dado que todo este calor es suministrado por el fluido caloportador del circuito primario, con la expresión de la transferencia de calor en el circuito primario se calcula la temperatura T_{1E} :

$$Q_1 = Q_2 = \dot{m}_1 \cdot C_{P,1} \cdot \rho_1 \cdot (T_{1E} - T_{1S})$$

Despejando la incógnita deseada:

$$T_{1E} = \frac{Q_2}{\dot{m}_T \cdot C_P \cdot \rho} + T_{1S}$$

Siendo los datos a utilizar:

- Caudal de agua del circuito primario:

$$\dot{m}_1 = 6.516 \frac{\text{L}}{\text{h}} = 1,81 \frac{\text{L}}{\text{s}}$$

- Calor específico del agua a 80°C, se elige un valor medio para las temperaturas del circuito secundario:

$$C_{P,1} = 4,0214 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}}$$

- Densidad del agua a 80°C, se elige un valor medio para las temperaturas del circuito secundario:

$$\rho_1 = 0,9886 \frac{\text{Kg}}{\text{L}}$$

Sustituyendo los valores:

$$T_{1E} = \frac{48,9}{1,81 \cdot 4,0214 \cdot 0,9886} + 84$$

$$T_{1E} = 6,79 + 84 = 90,79^{\circ}\text{C} \approx 91^{\circ}\text{C}$$

La efectividad del intercambiador de calor se calcula según la expresión:

$$\varepsilon = \frac{Q_2}{Q_{\text{máx}}} = \frac{\text{Razón de la transferencia de calor real}}{\text{Razón máxima posible de la transferencia de calor}}$$

La razón máxima posible de la transferencia de calor se calcula según la expresión:

$$Q_{\text{máx}} = C_{\text{mín}} \cdot (T_{1E} - T_{2E})$$

Siendo $C_{\text{mín}}$ es la razón mínima de capacidad calorífica, que se corresponde con el fluido con la capacidad calorífica menor y que experimentará un cambio más grande en la temperatura y, de este modo, será el primero en experimentar la diferencia máxima de temperatura, en cuyo punto se suspenderá la transferencia de calor. Para ello, se calculan las razones de capacidad calorífica de los dos fluidos:

$$C_1 = \dot{m}_1 \cdot C_{p,1} \cdot \rho_1 = 1,81 \cdot 4,0214 \cdot 0,9886 = 7,19 \frac{\text{kW}}{^{\circ}\text{C}}$$

$$C_2 = \dot{m}_2 \cdot C_{p,2} \cdot \rho_2 = 2,4 \cdot 4,197 \cdot 0,971 = 9,78 \frac{\text{kW}}{^{\circ}\text{C}}$$

Se concluye que $C_{\text{mín}} = C_1$, por lo tanto, la expresión para calcular la razón máxima posible de transferencia de calor es:

$$Q_{\text{máx}} = C_1 \cdot (T_{1E} - T_{2E})$$

Sustituyendo los valores correspondientes:

$$Q_{\text{máx}} = 7,19 \cdot (91 - 78)$$

$$Q_{\text{máx}} = 93,54 \text{ kW}$$

La efectividad del intercambiador es:

$$\varepsilon = \frac{Q_2}{Q_{\text{máx}}} = \frac{48,9}{93,54}$$

$$\varepsilon = 0,52 = 52\%$$

Para conocer el área de intercambio necesaria se utiliza el método de la diferencia de temperatura media logarítmica, donde la expresión a utilizar es:

$$Q_2 = U \cdot A_s \cdot \Delta T_{ml}$$

Se conoce el valor de Q_2 , se necesitan conocer los valores de ΔT_{ml} y U de para obtener A_s .

El valor del coeficiente de transferencia de calor, U , se obtiene de las características técnicas del intercambiador M3FM. Al operar entre 3.500 y 5.500 W/m²°C, se elige el valor medio, es decir, 4.500 W/m²°C.

Conociendo las temperaturas de entrada y salida de los fluidos, la diferencia de temperatura media logarítmica para el intercambiador es:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)}$$

$$\Delta T_1 = T_{1E} - T_{2S} = 91 - 83 = 8^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = T_{1S} - T_{2E} = 84 - 78 = 6^\circ\text{C}$$

Sustituyendo los valores correspondientes:

$$\Delta T_{ml} = \frac{8 - 6}{\ln(8/6)}$$

$$\Delta T_{ml} = 6,95^\circ\text{C}$$

Ahora se puede proceder a calcular el área de intercambio:

$$A_s = \frac{Q_2}{U \cdot \Delta T_{ml}}$$

$$A_s = \frac{48.900}{4.500 \cdot 6,95}$$

$$A_s = 1,56 \text{ m}^2$$

Según los datos técnicos, la superficie de transferencia por placa es:

$$A_{PLACA} = 0,032 \frac{\text{m}^2}{\text{placa}}$$

Luego el número de placas necesarias para conseguir un área de intercambio de 1,56 m² es:

$$\text{Número de placas} = \frac{1,56}{0,032} = 48,75 \text{ placas} \approx 49 \text{ placas}$$

Los requisitos que deben cumplir los intercambiadores de calor según el RITE son:

- Para el caso de intercambiador independiente, la potencia mínima de diseño del intercambiador P, se determinará para las condiciones de trabajo en las horas centrales del día suponiendo una radiación solar de 1.000 W/m^2 y un rendimiento de la conversión de energía solar a calor del 50% cumpliéndose la condición:

$$P \geq 500 \cdot A$$

Siendo P la potencia mínima del intercambiador y A el área de captadores

Pero estas condiciones no se adecúan a los valores en los que opera el sistema, con lo que se modificarán los valores iniciales de la expresión para que se pueda hacer una comparación real. En concreto, para el caso en estudio la radiación es de 615 W/m^2 aproximadamente y el rendimiento de la conversión de energía solar a calor del 71,76%, por lo cual la expresión de cálculo de la potencia es:

$$P \geq 615 \cdot 0,7176 \cdot A = 441,32 \cdot A = 441,32 \cdot 105,6 = 46,60 \text{ kW}$$

La potencia que se calculó del intercambiador es de 48,90 kW que, por lo tanto, es mayor que la potencia mínima de 46,60 kW.

- La transferencia de calor del intercambiador de calor por unidad de área de captador no debería ser menor de $40 \text{ W/m}^2\text{C}$

Para conseguir el valor de transferencia de calor del intercambiador por unidad de área de captador hay que eliminar la referencia al área de intercambiador:

$$UA = 4.500 \cdot 1,56 = 7.020 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

Poniendo este valor en función del área de captadores (en función del área de absorción) de la instalación:

$$UA/A_{\text{CAPTADORES}} = 7.020 / 105,6 = 66,47 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Se comprueba que la transferencia del intercambiador de calor por unidad de área de captador es mayor que la exigida de $40 \text{ W/m}^2\text{C}$.

ANEXO Nº 6: CÁLCULOS DE DIÁMETROS DE TUBERÍAS Y PÉRDIDAS DE CARGA

El trazado del sistema de tuberías es el que aparece en el plano nº 11. Para realizar el cálculo del diámetro se utiliza la expresión:

$$v = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot D_{\text{int}}^2}{4}}$$

$$D_{\text{int}} = \left(\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v} \right)^{\frac{1}{2}}$$

Siendo:

v , velocidad del fluido (m/s)

Q , caudal (m³/s)

D_{int} , diámetro interior de la tubería (m)

Para ello, en cada tramo, previamente se ha realizado el cálculo del caudal que circula por cada tramo y se ha asignado la velocidad con la que circula el fluido.

- Caudal

El caudal se obtiene a partir del caudal total que circula por la conducción principal que sale del intercambiador. En cada división de la conducción en otras conducciones en paralelo, se divide el caudal entre cuantas conducciones se deriven. Y en cada una de estas conducciones, si se vuelven a separar en otras conducciones en paralelo, el mismo proceso.

Cuando la tubería sube desde el intercambiador, ha de bifurcarse en dos ramas, una hacia el grupo de captadores que se encuentra a la derecha, y otra hacia el grupo de captadores que se encuentra a la izquierda. Por lo tanto, si por la tubería principal circula un caudal de 1,81 L/s, por cada una de estas dos ramas circulará un caudal de 0,905 L/s, y así del mismo modo con el resto de conducciones del sistema. A continuación se indican todos los caudales presentes en el sistema en función de las divisiones a las que se vaya sometiendo el caudal:

○ Caudal total: 6.516 L/h

▪ Se divide en dos ramales: cada uno de 3.258 L/h

• El primero se divide en 9 ramales de 362 L/h cada uno

○ Cada uno de los nueve se divide en 4 ramales de 90,5 L/h

• El segundo se divide en 5 ramales de 651,6 L/h cada uno

○ Cada uno de los cinco se divide en 6 ramales de 108,6 L/h

- Velocidad del fluido

Se asigna una velocidad que no sea superior a 3 m/s, según aconseja el RITE. Para cada caudal se asignará una velocidad que favorezca la disminución de pérdida de carga en las conducciones.

Para un caudal fijo, si la velocidad es más baja, el diámetro de la tubería será mayor, pero las pérdidas de carga disminuirán.

Las pérdidas de carga se calculan con la siguiente expresión para el circuito secundario y terciario:

$$P_{\text{UNITARIA}} = 378 \cdot \frac{Q^{1,75}}{D_{\text{UNE}}^{4,75}}$$

Para el circuito primario, en el que se utiliza una mezcla de agua con anticongelante a base de glicol, la expresión anterior se multiplicará por 1,3:

$$P_{\text{UNITARIA}} = 1,3 \cdot 378 \cdot \frac{Q^{1,75}}{D_{\text{UNE}}^{4,75}}$$

Donde,

P_{UNITARIA} es la pérdida de carga por metro lineal de tubería (mmca/m)

Q es el caudal por la tubería (L/h)

D_{UNE} es el diámetro interior de la tubería (mm)

Si la pérdida de carga unitaria es superior a 40 mm de columna de agua por metro lineal, se elegirá un diámetro interior mayor hasta que la pérdida de carga unitaria quede por debajo del máximo estipulado.

Posteriormente se calculan las pérdidas de carga para los accesorios mediante el método de la longitud equivalente, es decir, a cada accesorio se le asigna una longitud de tubería que origina la misma pérdida de carga que el accesorio en cuestión. La longitud equivalente obtenida se suma con la longitud de tubería del tramo al que corresponde y se calcula la pérdida de carga para la longitud total del tramo, obteniendo la pérdida de carga correspondiente a la longitud de tubería del tramo y los accesorios que pertenezcan a dicho tramo.

Para ilustrar el proceso de cálculo, se elige un tramo de tubería y se le hace todo el cálculo hasta obtener la pérdida de carga total.

Se toma el tramo de tuberías principal, designado por (1-2), que es la conducción que sale del intercambiador hacia el sistema de captadores. El caudal que circula por la conducción es de:

$$v = 6.516 \frac{\text{L}}{\text{h}} = 0,00181 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Se le asigna una velocidad media de forma que la velocidad de circulación no sea demasiado alta, para no forzar demasiado la bomba ni al sistema hidráulico, ya sean tuberías, válvulas, codos, etc. Por tanto, la velocidad asignada es:

$$v = 1,5 \text{ m/s}$$

Aplicando la expresión vista anteriormente:

$$D_{\text{int}} = \left(\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$D_{\text{int}} = \left(\frac{4 \cdot 0,00181}{\pi \cdot 1,5} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$D_{\text{int}} = 3,92 \text{ cm} = 39,2 \text{ mm}$$

Calculado el diámetro interior, hay que contrastar el dato obtenido con los diámetros de la norma UNE EN 1.057. Habrá que elegir un diámetro igual o mayor que el calculado, por tanto:

$$D_{\text{UNE}} = 51 \text{ mm}$$

Cuyo diámetro nominal es:

$$DN = 54 \text{ mm}$$

Éste será el diámetro que se le indica al fabricante que provea, además del espesor de la tubería, en caso de que para un diámetro nominal haya más de un diámetro interior. Por lo tanto, en este caso, el espesor de la tubería es de 1,5 mm según la norma UNE EN 1.057.

Para realizar los cálculos correspondientes a las pérdidas de carga, se numeran los puntos en los que confluyen o se dividen las tuberías, de forma que en cada tramo el caudal que circula por ellas es distinto, de forma que cada tramo de tubería estará comprendido entre dos puntos, como se podía ver en los distintos caudales que aparecen al ir dividiendo el caudal principal en ramas con un caudal cada vez más pequeño.

En los planos 14, 15, 16 y 18 se pueden localizar los puntos que designan los tramos de tubería existentes y su distribución.

La pérdida de carga unitaria para el circuito primario se obtiene mediante la expresión:

$$P_{\text{CUNITARIA}} = 1,3 \cdot 378 \cdot \frac{Q^{1,75}}{D_{\text{UNE}}^{4,75}}$$

Sustituyendo los valores obtenidos:

$$P_{\text{CUNITARIA}} = 1,3 \cdot 378 \cdot \frac{6.516^{1,75}}{51^{4,75}}$$

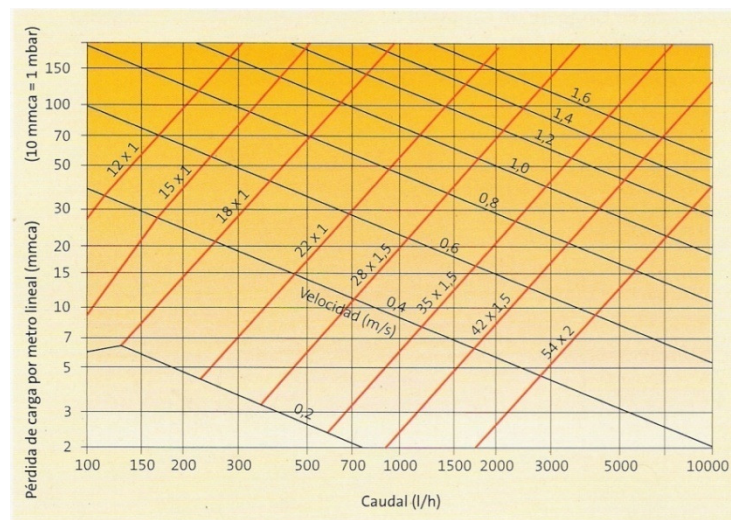
$$P_{\text{CUNITARIA}} = 18 \frac{\text{mmca}}{\text{m}}$$

La longitud de tubería a la que pertenece esta pérdida de carga es:

$$L_{\text{TUBERIA}} = 30,28 \text{ m}$$

Se comprueba con la gráfica ofrecida para una mezcla de agua y glicol al 65-35 a una temperatura aproximada de 55°C, no siendo exactamente las condiciones del sistema en estudio, pero sí que son muy parecidas y los resultados que se obtengan pueden ser orientativos para la comparación con los datos obtenidos analíticamente.

Si en la gráfica se elige el DN de 54 mm, y un caudal de 6.516 L/h se obtiene aproximadamente una pérdida de carga por metro lineal de 15 mmca/m, cuyo es aproximado al que se ha obtenido analíticamente de 18 mmca/m.



Calculada la pérdida de carga unitaria para el tramo de tubería (1-2), ha de calcularse la pérdida de carga para los accesorios que se hallen contenidos en el tramo. Para un diámetro nominal de 54 mm los accesorios presentes y su longitud equivalente unitaria correspondiente en este tramo son:

| ACCESORIO | Nº DE UNIDADES | LONGITUD EQUIVALENTE UNITARIA | LONGITUD EQUIVALENTE |
|----------------------------------|----------------|-------------------------------|----------------------|
| T sin reducción de diámetro | 6 | 1 | 6 |
| Contracción brusca $\frac{3}{4}$ | 1 | 0,49 | 0,49 |

| | | | |
|----------------------------|---|------|-------|
| Ensanchamiento brusco ½ | 1 | 1,5 | 1,5 |
| Codo 90° radio grande | 8 | 1 | 8 |
| Válvula de esfera | 3 | 16,5 | 49,5 |
| Válvula de retención | 1 | 6,1 | 6,1 |
| Válvula de regulación | 1 | 7,3 | 7,3 |
| LONGITUD EQUIVALENTE TOTAL | | | 78,89 |

Por lo tanto, la longitud equivalente total de tubería en el tramo (1-2) es:

$$L_{\text{EQUIVALENTE}} = 78,89 \text{ m}$$

Es decir, tanto una tubería con esta longitud como los accesorios que hay presentes, producen la misma pérdida de carga unitaria al circular el fluido por su interior.

Al haber calculado las dos longitudes se procede a obtener la longitud total del tramo:

$$L_{\text{TOTAL}} = L_{\text{TUBERIA}} + L_{\text{EQUIVALENTE}}$$

$$L_{\text{TOTAL}} = 30,28 + 78,89 = 109,17 \text{ m}$$

Luego, finalmente, la pérdida de carga del tramo es:

$$P_{\text{TRAMO (1-2)}} = P_{\text{UNITARIA}} \cdot L_{\text{TOTAL}}$$

$$P_{\text{TRAMO (1-2)}} = 18 \cdot 109,17 = 1.963,6 \text{ mmca}$$

Debido al gran volumen de datos que se ha obtenido se han mostrado los cálculos obtenidos para el circuito primario, tanto de pérdidas de carga como las longitudes equivalentes de accesorios.

| TRAMO | Q (L/h) | Q (L/s) | Q (m3/s) | v (m/s) | Øcalc(mm) | Øint (mm) | DN (mm) | ΔP (mmca/m) | Ltub(m) | Leq (m) | Ltotal (m) | ΔP (mmca) |
|--------------|---------|---------|----------|---------|-----------|-----------|---------|-------------|---------|---------|------------|---------------|
| 1 2 | 6516 | 1,8100 | 0,00181 | 1,5 | 39,2 | 51,0 | 54,0 | 18,0 | 30,28 | 78,89 | 109,17 | 1963,6 |
| 2 11 | 3258 | 0,9050 | 0,00091 | 1,0 | 33,9 | 39,0 | 42,0 | 19,1 | 20,14 | 2,00 | 22,14 | 423,4 |
| 11 10 | 2896 | 0,8044 | 0,00080 | 1,0 | 32,0 | 39,0 | 42,0 | 15,6 | 2,24 | 1,46 | 3,70 | 57,6 |
| 10 9 | 2534 | 0,7039 | 0,00070 | 1,0 | 29,9 | 39,0 | 42,0 | 12,3 | 2,24 | 1,46 | 3,70 | 45,6 |
| 9 8 | 2172 | 0,6033 | 0,00060 | 1,0 | 27,7 | 39,0 | 42,0 | 9,4 | 2,24 | 2,12 | 4,36 | 41,0 |
| 8 7 | 1810 | 0,5028 | 0,00050 | 1,0 | 25,3 | 32,0 | 35,0 | 17,5 | 2,24 | 1,24 | 3,48 | 60,9 |
| 7 6 | 1448 | 0,4022 | 0,00040 | 1,0 | 22,6 | 32,0 | 35,0 | 11,8 | 2,24 | 1,55 | 3,79 | 44,9 |
| 6 5 | 1086 | 0,3017 | 0,00030 | 1,0 | 19,6 | 25,0 | 28,0 | 23,1 | 2,24 | 0,72 | 2,96 | 68,4 |
| 5 4 | 724 | 0,2011 | 0,00020 | 1,0 | 16,0 | 25,0 | 28,0 | 11,4 | 2,24 | 1,00 | 3,24 | 36,8 |
| 4 3 | 362 | 0,1006 | 0,00010 | 1,0 | 11,3 | 19,0 | 22,0 | 12,4 | 2,24 | 0,42 | 2,66 | 33,1 |
| 3 12 | 362 | 0,1006 | 0,00010 | 0,5 | 16,0 | 19,0 | 22,0 | 12,4 | 0,10 | 0,42 | 0,52 | 6,5 |
| 4 13 | 362 | 0,1006 | 0,00010 | 0,5 | 16,0 | 19,0 | 22,0 | 12,4 | 0,10 | 0,42 | 0,52 | 6,5 |
| 5 14 | 362 | 0,1006 | 0,00010 | 0,5 | 16,0 | 19,0 | 22,0 | 12,4 | 0,10 | 0,42 | 0,52 | 6,5 |
| 6 15 | 362 | 0,1006 | 0,00010 | 0,5 | 16,0 | 19,0 | 22,0 | 12,4 | 0,10 | 0,42 | 0,52 | 6,5 |
| 7 16 | 362 | 0,1006 | 0,00010 | 0,5 | 16,0 | 19,0 | 22,0 | 12,4 | 0,10 | 0,42 | 0,52 | 6,5 |
| 8 17 | 362 | 0,1006 | 0,00010 | 0,5 | 16,0 | 19,0 | 22,0 | 12,4 | 0,10 | 0,42 | 0,52 | 6,5 |
| 9 18 | 362 | 0,1006 | 0,00010 | 0,5 | 16,0 | 19,0 | 22,0 | 12,4 | 0,10 | 0,42 | 0,52 | 6,5 |
| 10 19 | 362 | 0,1006 | 0,00010 | 0,5 | 16,0 | 19,0 | 22,0 | 12,4 | 0,10 | 0,42 | 0,52 | 6,5 |
| 11 20 | 362 | 0,1006 | 0,00010 | 0,5 | 16,0 | 19,0 | 22,0 | 12,4 | 0,10 | 0,42 | 0,52 | 6,5 |
| 12 22 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 4,64 | 15,72 | 20,36 | 22,4 |
| 13 24 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 4,64 | 15,72 | 20,36 | 22,4 |
| 14 26 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 4,64 | 15,72 | 20,36 | 22,4 |
| 15 28 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 4,64 | 15,72 | 20,36 | 22,4 |
| 16 30 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 4,64 | 15,72 | 20,36 | 22,4 |
| 17 32 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 4,64 | 15,72 | 20,36 | 22,4 |
| 18 34 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 4,64 | 15,72 | 20,36 | 22,4 |

| | | | | | | | | | | | | |
|--------------|-------|--------|---------|-----|------|------|------|-----|------|-------|-------|-------------|
| 19 36 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 4,64 | 15,72 | 20,36 | 22,4 |
| 20 38 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 4,64 | 15,72 | 20,36 | 22,4 |
| 12 21 | 271,5 | 0,0754 | 0,00008 | 0,5 | 13,9 | 19,0 | 22,0 | 7,5 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 25,0 |
| 13 23 | 271,5 | 0,0754 | 0,00008 | 0,5 | 13,9 | 19,0 | 22,0 | 7,5 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 25,0 |
| 14 25 | 271,5 | 0,0754 | 0,00008 | 0,5 | 13,9 | 19,0 | 22,0 | 7,5 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 25,0 |
| 15 27 | 271,5 | 0,0754 | 0,00008 | 0,5 | 13,9 | 19,0 | 22,0 | 7,5 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 25,0 |
| 16 29 | 271,5 | 0,0754 | 0,00008 | 0,5 | 13,9 | 19,0 | 22,0 | 7,5 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 25,0 |
| 17 31 | 271,5 | 0,0754 | 0,00008 | 0,5 | 13,9 | 19,0 | 22,0 | 7,5 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 25,0 |
| 18 33 | 271,5 | 0,0754 | 0,00008 | 0,5 | 13,9 | 19,0 | 22,0 | 7,5 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 25,0 |
| 19 35 | 271,5 | 0,0754 | 0,00008 | 0,5 | 13,9 | 19,0 | 22,0 | 7,5 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 25,0 |
| 20 37 | 271,5 | 0,0754 | 0,00008 | 0,5 | 13,9 | 19,0 | 22,0 | 7,5 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 25,0 |
| 21 39 | 181 | 0,0503 | 0,00005 | 0,5 | 11,3 | 19,0 | 22,0 | 3,7 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 12,3 |
| 23 41 | 181 | 0,0503 | 0,00005 | 0,5 | 11,3 | 19,0 | 22,0 | 3,7 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 12,3 |
| 25 43 | 181 | 0,0503 | 0,00005 | 0,5 | 11,3 | 19,0 | 22,0 | 3,7 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 12,3 |
| 27 45 | 181 | 0,0503 | 0,00005 | 0,5 | 11,3 | 19,0 | 22,0 | 3,7 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 12,3 |
| 29 47 | 181 | 0,0503 | 0,00005 | 0,5 | 11,3 | 19,0 | 22,0 | 3,7 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 12,3 |
| 31 49 | 181 | 0,0503 | 0,00005 | 0,5 | 11,3 | 19,0 | 22,0 | 3,7 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 12,3 |
| 33 51 | 181 | 0,0503 | 0,00005 | 0,5 | 11,3 | 19,0 | 22,0 | 3,7 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 12,3 |
| 35 53 | 181 | 0,0503 | 0,00005 | 0,5 | 11,3 | 19,0 | 22,0 | 3,7 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 12,3 |
| 37 55 | 181 | 0,0503 | 0,00005 | 0,5 | 11,3 | 19,0 | 22,0 | 3,7 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 12,3 |
| 39 57 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 3,6 |
| 41 59 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 3,6 |
| 43 61 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 3,6 |
| 45 63 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 3,6 |
| 47 65 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 3,6 |
| 49 67 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 3,6 |
| 51 69 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 3,6 |
| 53 71 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 3,6 |

| | | | | | | | | | | | | |
|--------------|------|--------|---------|-----|------|------|------|-----|------|-------|-------|-------------|
| 55 73 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 3,6 |
| 21 22 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 1,74 | 15,30 | 17,04 | 18,7 |
| 23 24 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 1,74 | 15,30 | 17,04 | 18,7 |
| 25 26 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 1,74 | 15,30 | 17,04 | 18,7 |
| 27 28 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 1,74 | 15,30 | 17,04 | 18,7 |
| 29 30 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 1,74 | 15,30 | 17,04 | 18,7 |
| 31 32 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 1,74 | 15,30 | 17,04 | 18,7 |
| 33 34 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 1,74 | 15,30 | 17,04 | 18,7 |
| 35 36 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 1,74 | 15,30 | 17,04 | 18,7 |
| 37 38 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 1,74 | 15,30 | 17,04 | 18,7 |
| 39 40 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 1,74 | 15,30 | 17,04 | 18,7 |
| 41 42 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 1,74 | 15,30 | 17,04 | 18,7 |
| 43 44 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 1,74 | 15,30 | 17,04 | 18,7 |
| 45 46 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 1,74 | 15,30 | 17,04 | 18,7 |
| 47 48 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 1,74 | 15,30 | 17,04 | 18,7 |
| 49 50 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 1,74 | 15,30 | 17,04 | 18,7 |
| 51 52 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 1,74 | 15,30 | 17,04 | 18,7 |
| 53 54 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 1,74 | 15,30 | 17,04 | 18,7 |
| 55 56 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 1,74 | 15,30 | 17,04 | 18,7 |
| 57 58 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 1,74 | 15,30 | 17,04 | 18,7 |
| 59 60 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 1,74 | 15,30 | 17,04 | 18,7 |
| 61 62 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 1,74 | 15,30 | 17,04 | 18,7 |
| 63 64 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 1,74 | 15,30 | 17,04 | 18,7 |
| 65 66 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 1,74 | 15,30 | 17,04 | 18,7 |
| 67 68 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 1,74 | 15,30 | 17,04 | 18,7 |
| 69 70 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 1,74 | 15,30 | 17,04 | 18,7 |
| 73 74 | 90,5 | 0,0251 | 0,00003 | 0,5 | 8,0 | 19,0 | 22,0 | 1,1 | 1,74 | 15,30 | 17,04 | 18,7 |
| 22 40 | 181 | 0,0503 | 0,00005 | 0,5 | 11,3 | 19,0 | 22,0 | 3,7 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 12,3 |

| | | | | | | | | | | | | |
|--------------|-------|--------|---------|-----|------|------|------|------|------|------|------|-------------|
| 24 42 | 181 | 0,0503 | 0,00005 | 0,5 | 11,3 | 19,0 | 22,0 | 3,7 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 12,3 |
| 26 44 | 181 | 0,0503 | 0,00005 | 0,5 | 11,3 | 19,0 | 22,0 | 3,7 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 12,3 |
| 28 46 | 181 | 0,0503 | 0,00005 | 0,5 | 11,3 | 19,0 | 22,0 | 3,7 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 12,3 |
| 30 48 | 181 | 0,0503 | 0,00005 | 0,5 | 11,3 | 19,0 | 22,0 | 3,7 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 12,3 |
| 32 50 | 181 | 0,0503 | 0,00005 | 0,5 | 11,3 | 19,0 | 22,0 | 3,7 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 12,3 |
| 34 52 | 181 | 0,0503 | 0,00005 | 0,5 | 11,3 | 19,0 | 22,0 | 3,7 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 12,3 |
| 36 54 | 181 | 0,0503 | 0,00005 | 0,5 | 11,3 | 19,0 | 22,0 | 3,7 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 12,3 |
| 38 56 | 181 | 0,0503 | 0,00005 | 0,5 | 11,3 | 19,0 | 22,0 | 3,7 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 12,3 |
| 40 58 | 271,5 | 0,0754 | 0,00008 | 0,5 | 13,9 | 19,0 | 22,0 | 7,5 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 25,0 |
| 42 60 | 271,5 | 0,0754 | 0,00008 | 0,5 | 13,9 | 19,0 | 22,0 | 7,5 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 25,0 |
| 44 62 | 271,5 | 0,0754 | 0,00008 | 0,5 | 13,9 | 19,0 | 22,0 | 7,5 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 25,0 |
| 46 64 | 271,5 | 0,0754 | 0,00008 | 0,5 | 13,9 | 19,0 | 22,0 | 7,5 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 25,0 |
| 48 66 | 271,5 | 0,0754 | 0,00008 | 0,5 | 13,9 | 19,0 | 22,0 | 7,5 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 25,0 |
| 50 68 | 271,5 | 0,0754 | 0,00008 | 0,5 | 13,9 | 19,0 | 22,0 | 7,5 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 25,0 |
| 52 70 | 271,5 | 0,0754 | 0,00008 | 0,5 | 13,9 | 19,0 | 22,0 | 7,5 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 25,0 |
| 54 72 | 271,5 | 0,0754 | 0,00008 | 0,5 | 13,9 | 19,0 | 22,0 | 7,5 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 25,0 |
| 56 74 | 271,5 | 0,0754 | 0,00008 | 0,5 | 13,9 | 19,0 | 22,0 | 7,5 | 2,90 | 0,42 | 3,32 | 25,0 |
| 58 75 | 362 | 0,1006 | 0,00010 | 0,5 | 16,0 | 19,0 | 22,0 | 12,4 | 1,86 | 0,00 | 1,86 | 23,2 |
| 60 76 | 362 | 0,1006 | 0,00010 | 0,5 | 16,0 | 19,0 | 22,0 | 12,4 | 1,86 | 0,00 | 1,86 | 23,2 |
| 62 77 | 362 | 0,1006 | 0,00010 | 0,5 | 16,0 | 19,0 | 22,0 | 12,4 | 1,86 | 0,00 | 1,86 | 23,2 |
| 64 78 | 362 | 0,1006 | 0,00010 | 0,5 | 16,0 | 19,0 | 22,0 | 12,4 | 1,86 | 0,00 | 1,86 | 23,2 |
| 66 79 | 362 | 0,1006 | 0,00010 | 0,5 | 16,0 | 19,0 | 22,0 | 12,4 | 1,86 | 0,00 | 1,86 | 23,2 |
| 68 80 | 362 | 0,1006 | 0,00010 | 0,5 | 16,0 | 19,0 | 22,0 | 12,4 | 1,86 | 0,00 | 1,86 | 23,2 |
| 70 81 | 362 | 0,1006 | 0,00010 | 0,5 | 16,0 | 19,0 | 22,0 | 12,4 | 1,86 | 0,00 | 1,86 | 23,2 |
| 72 82 | 362 | 0,1006 | 0,00010 | 0,5 | 16,0 | 19,0 | 22,0 | 12,4 | 1,86 | 0,00 | 1,86 | 23,2 |
| 74 82 | 362 | 0,1006 | 0,00010 | 0,5 | 16,0 | 19,0 | 22,0 | 12,4 | 4,10 | 1,14 | 5,24 | 65,2 |
| 82 81 | 724 | 0,2011 | 0,00020 | 1,0 | 16,0 | 25,0 | 28,0 | 11,4 | 2,24 | 0,72 | 2,96 | 33,7 |
| 81 80 | 1086 | 0,3017 | 0,00030 | 1,0 | 19,6 | 25,0 | 28,0 | 23,1 | 2,24 | 0,93 | 3,17 | 73,3 |

| | | | | | | | | | | | | |
|----------------|------|--------|---------|-----|------|------|------|------|-------|-------|-------|--------------|
| 80 79 | 1448 | 0,4022 | 0,00040 | 1,0 | 22,6 | 32,0 | 35,0 | 11,8 | 2,24 | 1,00 | 3,24 | 38,4 |
| 79 78 | 1810 | 0,5028 | 0,00050 | 1,0 | 25,3 | 32,0 | 35,0 | 17,5 | 2,24 | 2,21 | 4,45 | 77,9 |
| 78 77 | 2172 | 0,6033 | 0,00060 | 1,0 | 27,7 | 39,0 | 42,0 | 9,4 | 2,24 | 1,80 | 4,04 | 38,0 |
| 77 76 | 2534 | 0,7039 | 0,00070 | 1,0 | 29,9 | 39,0 | 42,0 | 12,3 | 2,24 | 1,80 | 4,04 | 49,8 |
| 76 75 | 2896 | 0,8044 | 0,00080 | 1,0 | 32,0 | 39,0 | 42,0 | 15,6 | 2,24 | 1,80 | 4,04 | 62,9 |
| 75 147 | 3258 | 0,9050 | 0,00091 | 1,0 | 33,9 | 39,0 | 42,0 | 19,1 | 25,56 | 2,66 | 28,22 | 539,6 |
| 147 148 | 6516 | 1,8100 | 0,00181 | 1,5 | 39,2 | 51,0 | 54,0 | 18,0 | 16,21 | 22,41 | 38,62 | 694,6 |

CIRCUITO PRIMARIO

| TRAMO | ACCESORIOS | UNIDADES | DN (mm) | Leq unitaria | Leq subtotal | Leq total |
|-------|-----------------------|----------|---------|--------------|--------------|-----------|
| 1 2 | T sin reducción | 1 | 54,0 | 1,00 | 1,00 | 78,89 |
| | Contracción 3/4 | 1 | | 0,49 | 0,49 | |
| | Ensanchamiento 1/2 | 1 | | 1,50 | 1,50 | |
| | Codo 90 | 8 | | 1,00 | 8,00 | |
| | Válvula de corte | 3 | | 16,50 | 49,50 | |
| | T sin reducción | 5 | | 1,00 | 5,00 | |
| | Válvula de retención | 1 | | 6,10 | 6,10 | |
| | Válvula de regulación | 1 | | 7,30 | 7,30 | |
| 2 11 | Codo 90 | 1 | 42,0 | 0,80 | 0,80 | 2,00 |
| | T reducción 1/2 | 1 | | 1,20 | 1,20 | |
| 11 10 | T sin reducción | 1 | 42,0 | 0,80 | 0,80 | 1,46 |
| | Contracción 1/2 | 1 | | 0,66 | 0,66 | |
| 10 9 | T sin reducción | 1 | 42,0 | 0,80 | 0,80 | 1,46 |
| | Contracción 1/2 | 1 | | 0,66 | 0,66 | |
| 9 8 | T reducción 1/4 | 1 | 42,0 | 1,10 | 1,10 | 2,12 |
| | Contracción 1/2 | 1 | | 0,66 | 0,66 | |
| | Contracción 3/4 | 1 | | 0,36 | 0,36 | |
| 8 7 | T sin reducción | 1 | 35,0 | 0,70 | 0,70 | 1,24 |
| | Contracción 1/2 | 1 | | 0,54 | 0,54 | |
| 7 6 | T reducción 1/4 | 1 | 35,0 | 0,95 | 0,95 | 1,55 |
| | Contracción 3/4 | 2 | | 0,30 | 0,60 | |
| 6 5 | T sin reducción | 1 | 28,0 | 0,51 | 0,51 | 0,72 |
| | Contracción 3/4 | 1 | | 0,21 | 0,21 | |
| 5 4 | T reducción 1/4 | 1 | 28,0 | 0,79 | 0,79 | 1,00 |
| | Contracción 3/4 | 1 | | 0,21 | 0,21 | |
| 4 3 | Codo 90 | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 3 12 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 4 13 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 5 14 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 6 15 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 7 16 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 8 17 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 9 18 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 10 19 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 11 20 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 12 22 | T sin reducción | 3 | 22,0 | 0,42 | 1,26 | 15,72 |
| | Válvula de corte | 2 | | 6,60 | 13,20 | |

| | | | | | | |
|-------|------------------|---|------|------|-------|-------|
| | Codo 90 | 3 | | 0,42 | 1,26 | |
| 13 24 | Idem | | 22,0 | | | 15,72 |
| 14 26 | Idem | | 22,0 | | | 15,72 |
| 15 28 | Idem | | 22,0 | | | 15,72 |
| 16 30 | Idem | | 22,0 | | | 15,72 |
| 17 32 | Idem | | 22,0 | | | 15,72 |
| 18 34 | Idem | | 22,0 | | | 15,72 |
| 19 36 | Idem | | 22,0 | | | 15,72 |
| 20 38 | Idem | | 22,0 | | | 15,72 |
| 12 21 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 13 23 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 14 25 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 15 27 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 16 29 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 17 31 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 18 33 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 19 35 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 20 37 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 21 39 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 23 41 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 25 43 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 27 45 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 29 47 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 31 49 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 33 51 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 35 53 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 37 55 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 39 57 | Codo 90 | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 41 59 | Codo 90 | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 43 61 | Codo 90 | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 45 63 | Codo 90 | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 47 65 | Codo 90 | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 49 67 | Codo 90 | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 51 69 | Codo 90 | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 53 71 | Codo 90 | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 55 73 | Codo 90 | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 21 22 | T sin reducción | 3 | 22,0 | 0,42 | 1,26 | |
| | Válvula de corte | 2 | | 6,60 | 13,20 | 15,30 |
| | Codo 90 | 2 | | 0,42 | 0,84 | |
| 23 24 | Idem | | 22,0 | | | 15,30 |
| 25 26 | Idem | | 22,0 | | | 15,30 |
| 27 28 | Idem | | 22,0 | | | 15,30 |
| 29 30 | Idem | | 22,0 | | | 15,30 |

| | | | | | | |
|-------|-----------------|---|------|------|--|-------|
| 31 32 | Idem | | 22,0 | | | 15,30 |
| 33 34 | Idem | | 22,0 | | | 15,30 |
| 35 36 | Idem | | 22,0 | | | 15,30 |
| 37 38 | Idem | | 22,0 | | | 15,30 |
| 39 40 | Idem | | 22,0 | | | 15,30 |
| 41 42 | Idem | | 22,0 | | | 15,30 |
| 43 44 | Idem | | 22,0 | | | 15,30 |
| 45 46 | Idem | | 22,0 | | | 15,30 |
| 47 48 | Idem | | 22,0 | | | 15,30 |
| 49 50 | Idem | | 22,0 | | | 15,30 |
| 51 52 | Idem | | 22,0 | | | 15,30 |
| 53 54 | Idem | | 22,0 | | | 15,30 |
| 55 56 | Idem | | 22,0 | | | 15,30 |
| 57 58 | Idem | | 22,0 | | | 15,30 |
| 59 60 | Idem | | 22,0 | | | 15,30 |
| 61 62 | Idem | | 22,0 | | | 15,30 |
| 63 64 | Idem | | 22,0 | | | 15,30 |
| 65 66 | Idem | | 22,0 | | | 15,30 |
| 67 68 | Idem | | 22,0 | | | 15,30 |
| 69 70 | Idem | | 22,0 | | | 15,30 |
| 73 74 | Idem | | 22,0 | | | 15,30 |
| 22 40 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 24 42 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 26 44 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 28 46 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 30 48 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 32 50 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 34 52 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 36 54 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 38 56 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 40 58 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 42 60 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 44 62 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 46 64 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 48 66 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 50 68 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 52 70 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 54 72 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 56 74 | T sin reducción | 1 | 22,0 | 0,42 | | 0,42 |
| 58 75 | - | | 22,0 | | | 0,00 |
| 60 76 | - | | 22,0 | | | 0,00 |
| 62 77 | - | | 22,0 | | | 0,00 |
| 64 78 | - | | 22,0 | | | 0,00 |
| 66 79 | - | | 22,0 | | | 0,00 |

| | | | | | | |
|---------|--------------------|---|------|-------|-------|-------|
| 68 80 | - | | 22,0 | | | 0,00 |
| 70 81 | - | | 22,0 | | | 0,00 |
| 72 82 | - | | 22,0 | | | 0,00 |
| 74 82 | Codo 90 | 1 | 22,0 | 0,42 | 0,42 | 1,14 |
| | Ensanchamiento 3/4 | 2 | | 0,15 | 0,30 | |
| | T sin reducción | 1 | | 0,42 | 0,42 | |
| 82 81 | T sin reducción | 1 | 28,0 | 0,51 | 0,51 | 0,72 |
| | Ensanchamiento 3/4 | 1 | | 0,21 | 0,21 | |
| 81 80 | T sin reducción | 1 | 28,0 | 0,51 | 0,51 | 0,93 |
| | Ensanchamiento 3/4 | 2 | | 0,21 | 0,42 | |
| 80 79 | T sin reducción | 1 | 35,0 | 0,70 | 0,70 | 1,00 |
| | Ensanchamiento 3/4 | 1 | | 0,30 | 0,30 | |
| 79 78 | T reducción 1/4 | 1 | 35,0 | 1,00 | 1,00 | 2,21 |
| | Ensanchamiento 3/4 | 1 | | 0,30 | 0,30 | |
| | Ensanchamiento 1/2 | 1 | | 0,91 | 0,91 | |
| 78 77 | T sin reducción | 1 | 42,0 | 0,70 | 0,70 | 1,80 |
| | Ensanchamiento 1/2 | 1 | | 1,10 | 1,10 | |
| 77 76 | T sin reducción | 1 | 42,0 | 0,70 | 0,70 | 1,80 |
| | Ensanchamiento 1/2 | 1 | | 1,10 | 1,10 | |
| 76 75 | T sin reducción | 1 | 42,0 | 0,70 | 0,70 | 1,80 |
| | Ensanchamiento 1/2 | 1 | | 1,10 | 1,10 | |
| 75 147 | T sin reducción | 1 | 42,0 | 0,70 | 0,70 | 2,66 |
| | Ensanchamiento 3/4 | 1 | | 0,36 | 0,36 | |
| | Codo 90 | 2 | | 0,80 | 1,60 | |
| 147 148 | Codo 90 | 4 | 54,0 | 1,00 | 4,00 | 22,41 |
| | Válvula de corte | 1 | | 16,50 | 16,50 | |
| | T sin reducción | 1 | | 1,00 | 1,00 | |
| | Contracción 1/2 | 1 | | 0,91 | 0,91 | |

ANEXO Nº 7: CÁLCULOS DE LA BOMBA DE CIRCULACIÓN

Las magnitudes de las bombas no se han obtenido mediante cálculos analíticos. Se han utilizado los recursos que ofrecen el fabricante para la elección de éstas, según las necesidades y aspectos restrictivos.

Para la elección de la bomba se consultan las gráficas con las curvas de operación que ofrecen los fabricantes para cada modelo. Introduciendo en un eje la altura manométrica (H_M) y en el otro eje el caudal de circulación se obtiene el punto en que debería operar la bomba, si el punto coincide con la curva de operación de la velocidad intermedia (o velocidad 2), entonces es una bomba apta para su aplicación en la instalación de estudio.

Conocido el caudal de circuito primario y secundario, tan sólo queda por conocer la altura manométrica que se considerará para cada uno de los circuitos: primario, secundario y acumulador-máquina de absorción.

La altura manométrica es el resultado de sumar la altura geométrica (H_G) y las pérdidas de carga en el sistema hidráulico (ΣP_C).

$$H_M = H_G + \Sigma P_C = H_{\text{IMPULSIÓN}} + H_{\text{ASPIRACIÓN}} + \Sigma P_C$$

A su vez, la altura geométrica es igual a la altura de impulsión más la altura de aspiración.

Según la norma UNE ENV 12977, se fija el límite máximo de la potencia eléctrica de la bomba del circuito primario inferior al 1 ó 2% (dependiendo de si es una instalación grande o pequeña, respectivamente), de la mayor potencia térmica que pueden suministrar los captadores solares. Este valor máximo se obtiene a partir de:

$$P_{C,\text{max}} = \eta_o \cdot A \cdot G_{\text{ref}}$$

La radiación solar se tomará del mes que requiere mayor superficie de captadores, es decir, Junio.

$$\text{Resultando: } P_{C,\text{max}} = 0,717 \cdot 207 \cdot 615 = 91.277,68 \text{ W}$$

$$\text{La máxima potencia será: } 0,01 \cdot 91.277,68 = 9,127 \text{ kW}$$

1.1. CIRCUITO PRIMARIO

En el caso que nos aborda, no existe altura de aspiración, ya que la el fluido circula corrientes abajo en la aspiración.

$$H_{\text{ASPIRACIÓN}} = 0$$

En cambio sí que hay altura de impulsión al estar la bomba de circulación colocada en la caseta y tener que impulsar el fluido hasta la zona superior del edificio. La altura de impulsión por tanto es:

$$H_{\text{IMPULSIÓN}} = 13,12 \text{ m}$$

Y por tanto:

$$H_G = H_{\text{IMPULSIÓN}} + H_{\text{ASPIRACIÓN}} = H_{\text{IMPULSIÓN}} = 13,12 \text{ m}$$

La pérdida de carga que debe ser capaz de superar la bomba es la del camino o lazo del circuito con mayor pérdida de carga. Para ello se han elegido seis lazos que se consideran representativos de todos los que se puedan obtener. Se pueden ver indicados en el plano:

Para cada uno de los caminos elegidos la pérdida de carga es:

- Lazo 1: 7.120,0 mmca

El lazo que se ha seguido es el determinado por los puntos:

1-2-11-10-9-8-7-6-5-4-3-12-21-22-40-58-75-147-148-Intercambiador

El sumatorio de las pérdidas de carga correspondientes es:

$$1.963,6 + 423,4 + 57,6 + 45,6 + 41,0 + 60,9 + 44,9 + 68,4 + 36,8 + 33,1 + 6,5 + 25,0 + 18,7 + 12,3 + 25,0 + 23,2 + 539,6 + 694,6 + 3.000 = 7.120 \text{ mmca}$$

- Lazo 2: 7.147,6 mmca

El lazo que se ha seguido es el determinado por los puntos:

1-2-11-20-37-38-56-74-82-81-80-79-78-77-76-75-147-148-Intercambiador

El sumatorio de las pérdidas de carga correspondientes es:

$$1.963,6 + 423,4 + 6,5 + 25,0 + 18,7 + 12,3 + 25,0 + 65,2 + 33,7 + 73,3 + 38,4 + 77,9 + 38,0 + 49,8 + 62,9 + 539,6 + 694,6 + 3.000 = 7.147,6 \text{ mmca}$$

- Lazo 3: 7.059,7 mmca

El lazo que se ha seguido es el determinado por los puntos:

1-2-87-86-85-84-83-88-94-93-103-113-123-133-143-144-145-146-147-148-Intercambiador

El sumatorio de las pérdidas de carga correspondientes es:

$$1.963,6 + 638,5 + 47,9 + 64,9 + 34,4 + 26,0 + 7,8 + 72,4 + 25,2 + 16,9 + 34,3 + 56,8 + 75,7 + 52,4 + 31,9 + 70,9 + 44,0 + 101,7 + 694,6 + 3.000 = 7.059,7 \text{ mmca}$$

- Lazo 4: 6.705,1 mmca

El lazo que se ha seguido es el determinado por los puntos:

1-2-87-92-102-101-111-121-131-141-146-147-148-Intercambiador

El sumatorio de las pérdidas de carga correspondientes es:

$$1.963,6 + 638,5 + 7,8 + 72,4 + 25,2 + 16,9 + 34,3 + 56,8 + 75,7 + 17,6 + 101,7 + 694,6 + 3.000 = 6.705,1 \text{ mmca}$$

- Lazo 5: 7.132,3 mmca

El lazo que se ha seguido es el determinado por los puntos:

1-2-11-10-9-8-7-6-15-27-28-46-64-78-77-76-75-147-148-Intercambiador

El sumatorio de las pérdidas de carga correspondientes es:

$$1.963,6 + 423,4 + 57,6 + 45,6 + 41,0 + 60,9 + 44,9 + 6,5 + 25,0 + 18,7 + 12,3 + 25,0 + 23,2 + 38,0 + 49,8 + 62,9 + 539,6 + 694,6 + 3.000 = 7.132,3$$

- Lazo 6: 6.932,7 mmca

El lazo que se ha seguido es el determinado por los puntos:

1-2-87-86-85-90-98-97-107-117-127-137-144-145-146-147-148-Intercambiador

El sumatorio de las pérdidas de carga correspondientes es:

$$1.963,6 + 638,5 + 47,9 + 64,9 + 7,8 + 72,4 + 25,2 + 16,9 + 34,3 + 56,8 + 75,7 + 17,6 + 70,9 + 44,0 + 101,7 + 694,6 + 3.000 = 6.932,7 \text{ mmca}$$

El lazo con mayor pérdida de carga es el 2, por lo tanto, la pérdida de carga en el circuito primario será de 7.147 mmca.

Con el dato de altura geométrica y el dato de pérdida de carga, se puede obtener la altura manométrica:

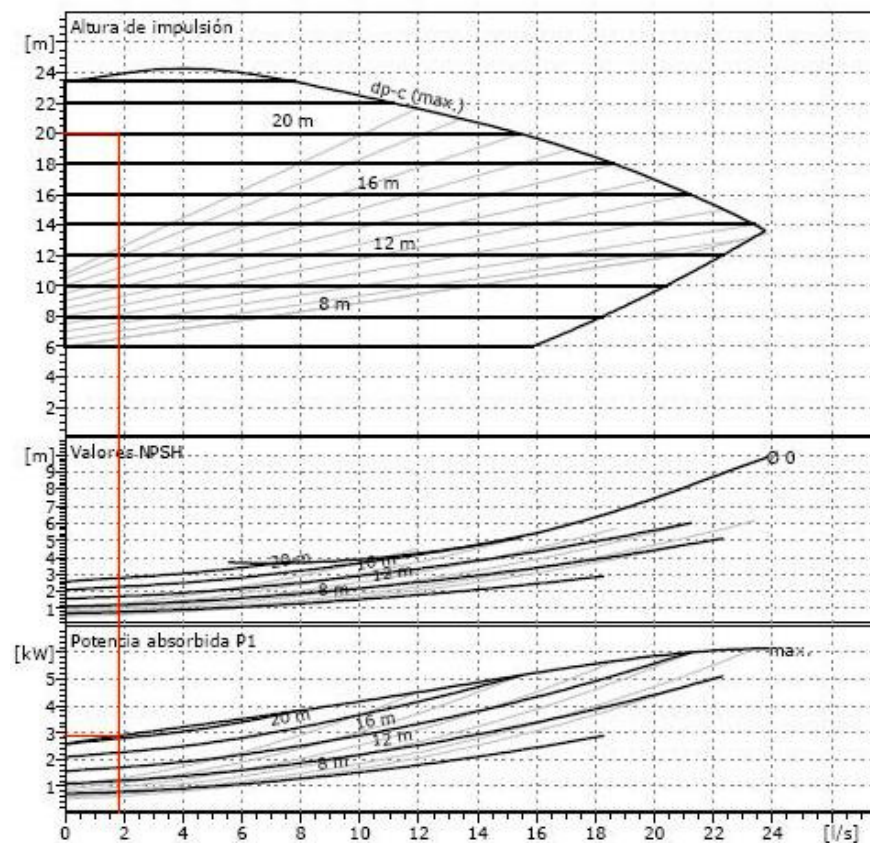
$$H_M = H_G + \Sigma P_C$$

$$H_M = H_G + \Sigma P_C = 13,12 + 7,147 = 20,27 \text{ m}$$

Para la bomba de circulación elegida, Wilo IL-E 65/6-24, estos valores son:

- Potencia absorbida por el líquido: 2,90 kW

Las gráficas en las que se obtienen estos datos se muestran a continuación, para un caudal de 1,81 L/s y la altura manométrica de 20,27 m:



1.2. CIRCUITO SECUNDARIO

En el circuito secundario, todo el trazado hidráulico se realiza en la caseta al nivel del suelo, luego la altura geométrica es igual a cero.

$$H_G = 0$$

Luego, la altura manométrica será igual a la pérdida de carga con el lazo que posea mayor pérdida de carga.

$$H_M = H_G + \Sigma P_c = \Sigma P_c$$

Para cada uno de los caminos elegidos la pérdida de carga es:

- Lazo 1: 4.757,2 mmca

El lazo que se ha seguido es el determinado por los puntos:
149-150-151-152-153-154-159-164-168-169-Intercambiador

El sumatorio de las pérdidas de carga correspondientes es:

$$250,3 + 26,1 + 41,9 + 60 + 36,2 + 27,9 + 26,1 + 788,6 + 3.500 = 4.757,2 \text{ mmca}$$

- Lazo 2: 4.857,9 mmca

El lazo que se ha seguido es el determinado por los puntos:

149-150-155-160-165-166-167-168-169-Intercambiador

El sumatorio de las pérdidas de carga correspondientes es:

$$250,3 + 27,9 + 114,4 + 61,0 + 37,8 + 77,9 + 788,6 + 3.500 = 4.857,9 \text{ mmca}$$

El lazo con mayor pérdida de carga es el 2, por lo tanto, la pérdida de carga en el circuito secundario será de 4.857,9 mmca. Y siendo éste igual a la altura manométrica:

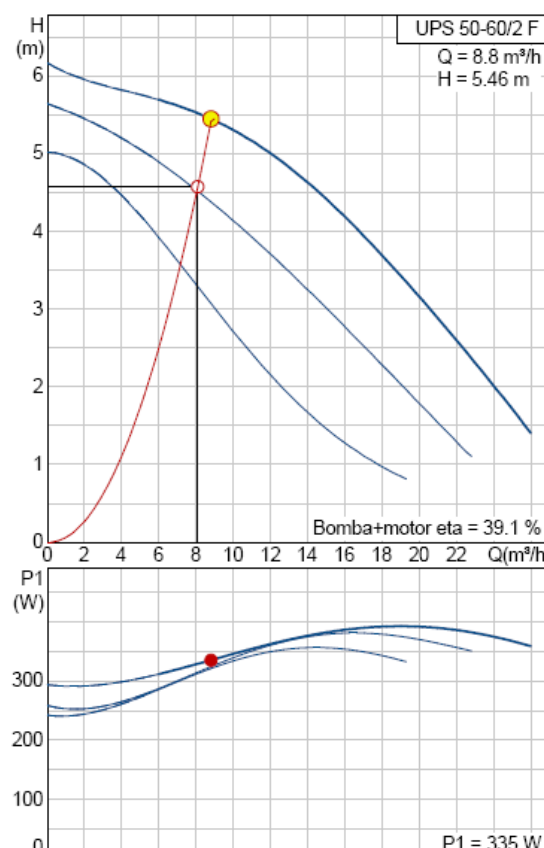
$$H_M = 4,86 \text{ m}$$

Conociendo el caudal de circulación por el circuito secundario y la altura manométrica, se puede obtener el rendimiento de la bomba y la potencia absorbida por el líquido. El fabricante Grundfos ofrece unas gráficas interactivas en las que señalando estos dos factores, caudal y altura manométrica, se obtienen las variables deseadas, rendimiento y potencia.

Para la bomba de circulación elegida, UPS 50-60/2 F, estos valores son:

- Rendimiento: 39,1%
- Potencia absorbida por el líquido: 335 W

Las gráficas en las que se obtienen estos datos se muestran a continuación, para un caudal de 8.640 L/h y una altura manométrica de 4,86 m, aunque en el punto de operación requerido la bomba de circulación trabaja a la velocidad 3 y puede vencer hasta 5,46 m en altura manométrica, pero aún así es totalmente válida:



1.3. CIRCUITO Terciario

En el circuito terciario, a diferencia que en el secundario, aunque todo el trazado hidráulico se realiza en la caseta al nivel del suelo, para conectar con la entrada de la máquina de absorción, se realiza una subida respecto al suelo de 1.245 mm. En esta ocasión, la elevación se encuentra en la tubería de aspiración, por lo tanto:

$$H_{\text{IMPULSIÓN}} = 0$$

La altura de aspiración es:

$$H_{\text{ASPIRACIÓN}} = 1,24 \text{ m}$$

Y por tanto:

$$H_G = H_{\text{IMPULSIÓN}} + H_{\text{ASPIRACIÓN}} = H_{\text{ASPIRACIÓN}} = 1,24 \text{ m}$$

Para cada uno de los caminos elegidos la pérdida de carga es:

- Lazo 1: 10.218,39 mmca

El lazo que se ha seguido es el determinado por los puntos:

170-175-176-177-178-179-180-181-185

El sumatorio de las pérdidas de carga correspondientes es:

$$123,6 + 61,0 + 37,8 + 106,2 + 56,9 + 9.000 + 812,0 + 58,7 = 10.218,39 \text{ mmca}$$

- Lazo 2: 10.180,92 mmca

El lazo que se ha seguido es el determinado por los puntos:

174-178-179-180-181-182-183-184-189

El sumatorio de las pérdidas de carga correspondientes es:

$$45,8 + 56,9 + 9.000 + 812,0 + 62,5 + 42,8 + 61,0 + 99,9 = 10.180,92 \text{ mmca}$$

El lazo con mayor pérdida de carga es el 1, por lo tanto, la pérdida de carga en el circuito terciario será de 10.218,39 mmca.

$$H_M = 10,22 \text{ m}$$

Con el dato de altura geométrica y el dato de pérdida de carga, se puede obtener la altura manométrica:

$$H_M = H_G + \Sigma P_C$$

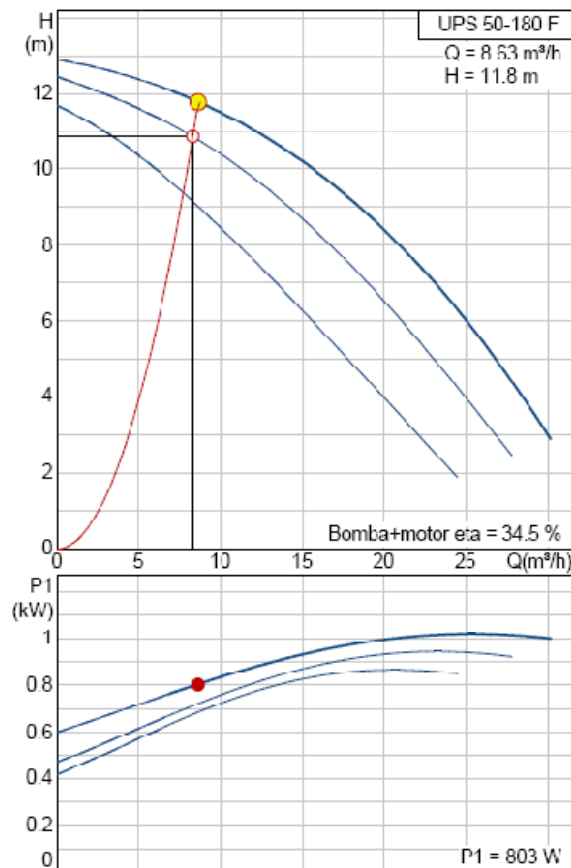
$$H_M = H_G + \Sigma P_C = 1,24 + 10,22 = 11,46 \text{ m}$$

Conociendo el caudal de circulación por el circuito terciario y la altura manométrica, se puede obtener el rendimiento de la bomba y la potencia absorbida por el líquido. Al igual que antes, con las gráficas interactivas ofrecidas por el fabricante Grundfos ofrece y estos dos factores, caudal y altura manométrica, se obtienen las variables deseadas, rendimiento y potencia.

Para la bomba de circulación elegida, UPS 50-180 F, estos valores son:

- Rendimiento: 34,5%
- Potencia absorbida por el líquido: 803 W

Las gráficas en las que se obtienen estos datos se muestran a continuación, para un caudal de 8.640 L/h y una altura manométrica de 11,46 m:



1.4. CIRCUITO MÁQUINA DE ABSORCIÓN – TORRE DE REFRIGERACIÓN

En éste circuito, para conectar con la entrada de la máquina de absorción, se realiza una subida de 0,510 m en la entrada a la máquina de absorción. Además, hay una subida a la torre de refrigeración de 2,5 m. En esta ocasión, la elevación se encuentra en la tubería de impulsión, por lo tanto:

$$H_{\text{IMPULSIÓN}} = 2,5 + 0,51 = 3,1 \text{ m}$$

La altura de aspiración es:

$$H_{\text{ASPIRACIÓN}} = 0$$

Y por tanto:

$$H_G = H_{\text{IMPULSIÓN}} + H_{\text{ASPIRACIÓN}} = H_{\text{IMPULSIÓN}} = 3,1 \text{ m}$$

Para cada uno de los caminos elegidos la pérdida de carga es:

- Lazo 1: 17.776,2 mmca

El lazo que se ha seguido es el determinado por los puntos:

190-191-192-193

El sumatorio de las pérdidas de carga correspondientes es:

$$4.648,2 + 97,9 + 2.000,1 + 8.530 = 17.776,2 \text{ mmca}$$

El único lazo es éste, luego, la pérdida de carga en el circuito terciario será de 17.776,2 mmca.

$$H_M = 17,77 \text{ m}$$

Con el dato de altura geométrica y el dato de pérdida de carga, se puede obtener la altura manométrica:

$$H_M = H_G + \Sigma P_C$$

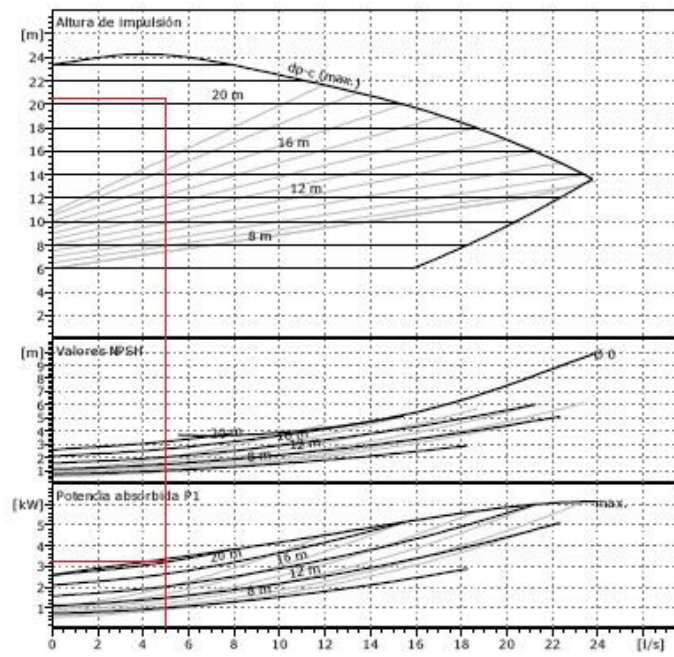
$$H_M = H_G + \Sigma P_C = 3,1 + 17,77 = 20,87 \text{ m}$$

Conociendo el caudal de circulación por el circuito terciario y la altura manométrica, se puede obtener el rendimiento de la bomba y la potencia absorbida por el líquido. Al igual que antes, con las gráficas interactivas ofrecidas por el fabricante Grundfos ofrece y estos dos factores, caudal y altura manométrica, se obtienen las variables deseadas, rendimiento y potencia.

Para la bomba de circulación elegida, Wilo IL-E 65/6-24 , estos valores son:

- Potencia absorbida por el líquido: 3,25 kW

Las gráficas en las que se obtienen estos datos se muestran a continuación, para un caudal de 18.360 L/h o 5,1 L/s y una altura manométrica de 20,87 m:



Se comprueba en todos los casos, que ninguna de las potencias de las bombas supera el máximo de potencia calculado según la norma UNE ENV 12977.

ANEXO Nº 8: CÁLCULOS DE LA TORRE DE REFRIGERACIÓN

Vamos a partir en nuestro estudio de la selección del modelo de torre de refrigeración de todas las tecnologías disponibles. Dentro de todas las posibilidades vamos a optar por la torre de refrigeración en circuito abierto, y con flujo en contracorriente, que suele ser la tecnologías más empleada en las instalaciones de refrigeración por absorción.

Es de suma importancia el dimensionar adecuadamente la torre de enfriamiento para evitar interrupciones de servicio ajenas al propio funcionamiento de la máquina. Además, cuanto más baja sea la temperatura del agua de enfriamiento mejor será el rendimiento de la unidad

8. DEFINICIÓN DE LAS CONDICIONES DE PARTIDA

El primer paso en la resolución del estudio teórico de la torre de refrigeración es la definición de las condiciones de partida de nuestro sistema, incluyendo tanto las que afectan a las condiciones ambientales como las de carácter operativo.

Las condiciones ambientales que rigen la zona de de instalación y funcionamiento de la torre se caracteriza por una humedad relativamente alta. Como no podemos hacer un estudio para el valor de humedad y temperatura existente en cada instante, hemos de considerar las condiciones más desfavorables.

Al aumentar la temperatura húmeda del aire, la diferencia de entalpía, $(h_{w1} - h_{a1})$ entre el valor de la entalpía a la temperatura de bulbo húmedo del aire y la entalpía de saturación del aire a la temperatura de salida del agua se hace cada vez más pequeño. Si se mantiene constante la relación L/G la recta de operación de la torre de refrigeración se acerca a la curva de saturación lo que provoca que aumente el NTU para lograr el efecto de transferencia deseado, y por tanto también la altura de la torre.

Teniendo en cuenta esto, para nuestro estudio vamos a basarnos en las condiciones ambientales más desfavorables para todo el periodo de funcionamiento de la instalación. Los valores ambientales que tomamos como referencia proceden de la base de datos de la **NASA Surface meteorology and Solar Energy** y de la Instrucción Técnica de la Edificación ITE-01. La primera fuente nos proporciona datos de temperatura de bulbo húmedo y de humedad relativa a través de un modelo meteorológico basado en los valores de los últimos 22 años, siendo el último año del estudio el 2004.

Así obtendríamos:

eteorology (Temperature):

| Monthly Averaged Dew/Frost Point Temperature (° C) | | | | | | | | | | | | | |
|--|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-------------------|
| Lat 36 Lon -7 | Jan | Feb | Mar | Apr | May | Jun | Jul | Aug | Sep | Oct | Nov | Dec | Annual Average |
| 22-year Average | 7.35 | 7.53 | 8.02 | 8.55 | 10.6 | 13.1 | 14.7 | 15.4 | 15.2 | 13.4 | 10.7 | 9.07 | 11.2 |

*Parameter Definition***eteorology (Other):**

| Monthly Averaged Relative Humidity At 10 m Above The Surface Of The Earth (%) | | | | | | | | | | | | | |
|---|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-------------------|
| Lat 36 Lon -7 | Jan | Feb | Mar | Apr | May | Jun | Jul | Aug | Sep | Oct | Nov | Dec | Annual Average |
| 22-year Average | 68.1 | 67.9 | 62.6 | 59.4 | 58.9 | 56.4 | 53.9 | 56.7 | 62.1 | 66.6 | 67.8 | 69.7 | 62.5 |

Parameter Definition

; Fig. 11.1 Tabla de datos de temperatura de bulbo húmedo y humedad relativa

Como podemos comprobar según estos resultados el peor mes, sería el de Agosto, con una T_{wb} de 15.6 °C. Pero, aunque son datos que se basan en un histórico bastante amplio, el modelo resultante tiene una fiabilidad limitada, ya que según la metodología usada el modelo solo proporciona una regresión del 0,95 con los datos físicos experimentales.

Por ese motivo recurrimos a otra fuente de información, el ITE, para contrastar.

En este documento encontramos los siguientes valores de referencia:

| localidad | verano | | | invierno | | |
|--------------|--|-----------|-----------|------------------|------|------|
| | temperaturas seca y húmeda coincidente | | | temperatura seca | | |
| | 1% | 2,5% | 5% | 99% | 97,5 | 95% |
| Almería | 31,3/23,4 | 30,5/23,1 | 29,7/22,9 | 4,9 | 5,8 | 6,6 |
| Avila | 31,8/17,6 | 30,0/17,1 | 28,6/16,5 | -9,4 | -7,2 | -5,4 |
| Badajoz | 33,6/19,5 | 33,1/19,4 | 32,8/19,3 | 4,1 | 4,3 | 4,5 |
| Cádiz | 35,9/22,5 | 34,6/22,2 | 33,5/21,1 | 1,6 | 2,9 | 4,0 |
| Castellón | 31,8/22,5 | 30,7/22,2 | 29,8/21,9 | 0,2 | 1,9 | 3,2 |
| Cuenca | 34,2/20,2 | 32,6/19,7 | 31,1/19,3 | -9,8 | -7,7 | -6,0 |
| Gerona | 34,1/21,8 | 32,7/21,4 | 31,1/20,9 | -3,6 | -2,1 | -0,9 |
| Granada | 37,4/19,8 | 35,9/19,3 | 34,4/18,8 | -4,4 | -2,9 | -1,5 |
| Guadalajara | 34,2/19,4 | 33,0/19,1 | 31,8/18,7 | -5,0 | -3,4 | -2,2 |
| Huelva | 34,9/21,7 | 33,7/21,3 | 32,6/21,0 | 0,5 | 2,2 | 3,4 |
| Huesca | 34,4/20,8 | 32,7/20,3 | 31,4/19,7 | -5,6 | -4,2 | -3,1 |
| Jaén | 38,0/23,7 | 36,6/23,3 | 35,4/23,0 | -0,7 | 0,5 | 1,6 |
| León | 32,9/18,2 | 31,0/17,5 | 29,3/17,0 | -8,8 | -6,8 | -5,1 |
| Lérida | 35,8/20,6 | 34,3/20,2 | 32,7/19,7 | -4,6 | -3,0 | -1,8 |
| Lugo | 31,7/19,3 | 29,2/18,5 | 27,1/17,8 | -3,5 | -2,1 | -1,0 |
| Murcia | 34,2/23,2 | 32,3/22,7 | 30,9/22,3 | 0,1 | 1,6 | 2,8 |
| Pamplona | 34,7/20,5 | 32,3/19,8 | 30,2/19,1 | -6,4 | -4,7 | -3,2 |
| Orense | 33,0/20,9 | 31,4/20,4 | 29,8/19,9 | -1,6 | -0,3 | 1,0 |
| Palencia | 34,5/19,7 | 32,5/19,1 | 30,7/18,4 | -6,9 | -5,5 | -4,0 |
| Pontevedra | 28,1/18,4 | 26,8/17,9 | 26,1/17,2 | 0,8 | 2,1 | 3,2 |
| S. Sebastián | 26,2/18,2 | 24,5/17,6 | 23,2/18,5 | -2,8 | -1,2 | 0,3 |
| Tenerife | 31,3/20,9 | 30,4/20,6 | 29,7/20,4 | 12,2 | 12,9 | 13,4 |
| Segovia | 33,9/19,2 | 32,1/18,6 | 30,6/18,2 | -8,2 | -6,5 | -4,9 |
| Soria | 32,7/19,0 | 30,7/18,2 | 29,1/17,6 | -9,0 | -7,2 | -6,7 |
| Tarragona | 28,6/21,8 | 27,8/21,5 | 27,1/21,3 | 0,1 | 1,5 | 2,9 |
| Toledo | 37,3/20,1 | 35,7/19,6 | 34,3/18,9 | -3,4 | -2,1 | -0,9 |
| Vitoria | 33,4/20,6 | 31,0/19,9 | 29,0/19,3 | -7,5 | -5,3 | -3,5 |
| Zamora | 34,2/20,7 | 32,5/20,9 | 30,8/20,4 | -6,2 | -4,6 | -3,2 |

Nota: Estos datos han sido gentilmente puestos a disposición por la Cátedra de Termotécnica, Departamento de Ingeniería Energética y Mecánica de Fluidos, de la Escuela Superior de Ingenieros Industriales de Sevilla.

Fig. 11.2. Tabla de datos de temperaturas secas y húmedas.

Como podemos comprobar, el valor de temperatura húmeda que se repite en un 5% de los casos es de 21,1 °C , con lo que este valor es el más significativo. Optamos por tomar la media de ambos valores como resultado de compromiso a partir del cual iniciar el estudio teórico de la torre de refrigeración.

- Temperatura húmeda del aire : 18,1 °C

Los datos de temperatura de bulbo seco y de humedad relativa, los tomamos del histórico de los últimos 10 años del Instituto Nacional de Estadística. Así, la media mensual más alta resultante sería:

- Humedad relativa del aire: 57%
- Temperatura de bulbo seco del aire: 25'6 °C

El resto de condiciones las establece nuestro sistema de refrigeración, de forma que:

- Temperatura de entrada del agua 1: 35°C
- Temperatura de salida del agua 1: 31°C
- Temperatura de entrada del agua 2: 31°C
- Temperatura de salida del agua 2: 27°C
- Capacidad calorífica media de agua: 4,18 Kj/Kg K

9. OBTENCIÓN DE LA RELACIÓN L/G_{MIN}

Para la obtención de la relación L/G_{\min} seguimos el procedimiento anteriormente descrito, por el cual representamos en el diagrama de saturación aire-agua, el punto A (31, 12.26) que corresponde con la condiciones de temperatura de salida del agua y de entalpía del aire a la temperatura de bulbo húmeda de 18.1°C. Para trazar la recta de operación que nos permite obtener la relación buscada, trazamos la abscisa correspondiente a la temperatura de entrada del agua en la torre, 35 °C hasta que intercepte a la curva de saturación y lo unimos con el punto inicial.

La teoría nos dice que la pendiente de esa recta nos proporciona la relación buscada, pero en nuestro caso el proceso es algo más complicado ya que la recta cruza la curva de saturación. En esta situación la recta de operación buscada es aquella tangente a la curva de saturación que pasa por el punto A inicial.

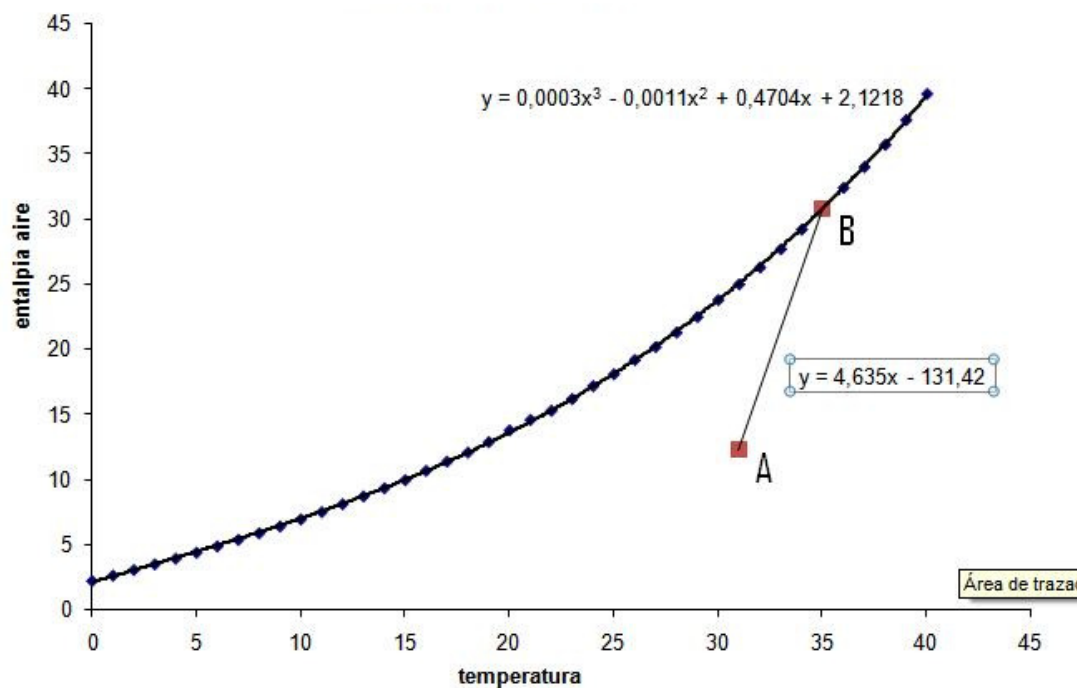


Fig.11.3. Grafica de la curva de saturación aire-agua

Para la obtención de la recta tangente que pasa por el punto A, recurrimos a un sistema de tres ecuaciones con 3 incógnitas (x , y , m) formado por:

- Ecuación de la curva de saturación

$$y = 3 \cdot 10^{-4}x^3 - 1 \cdot 10^{-3}x^2 + 0.4704x + 2.1218$$

- Ecuación de la recta tangente que pasa por el punto A

$$y - 12.26 = m \cdot (x - 31)$$

- Derivada de la curva de saturación

$$m = 9 \cdot 10^{-4}x^2 - 2 \cdot 10^{-3}x + 0.4704$$

Al resolver el sistema obtenemos:

- $x = 49.1319$
- $y = 58.4$
- $m = 2.54469$

Con lo que la recta tangente que nos da la recta de operación es $y - 12.26 = 2.545(x - 31)$

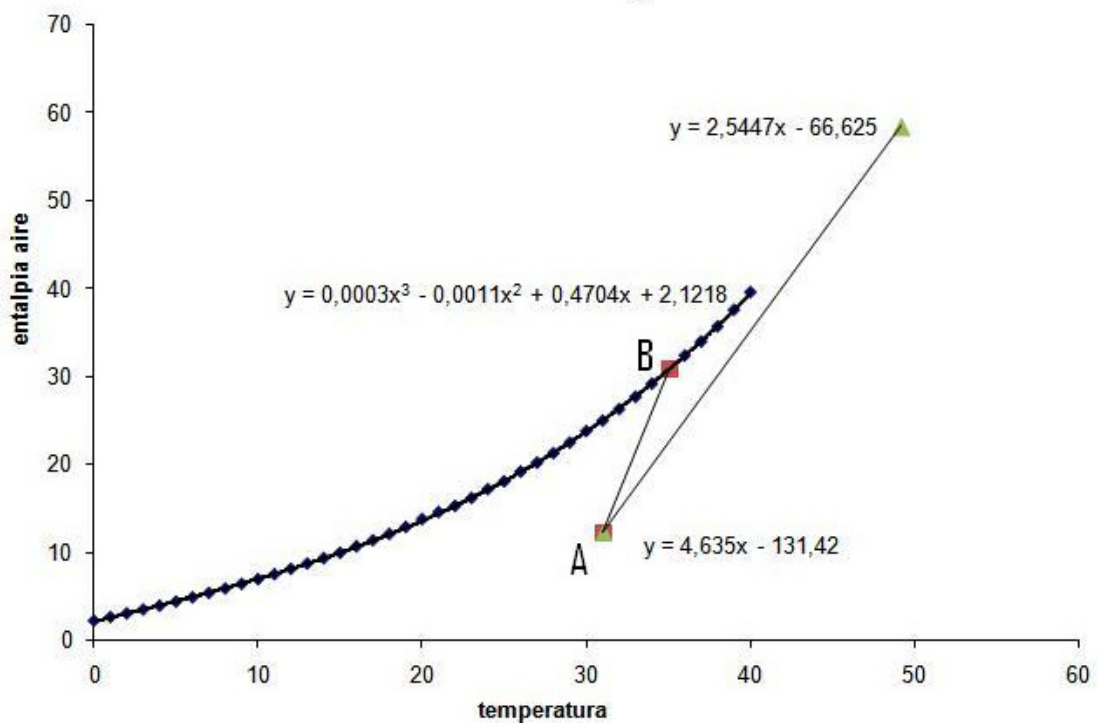


Fig. 11.4. Grafica de la curva de saturación aire-agua

Dado que la pendiente de esta recta es la relación que buscamos, tenemos que:

$$\frac{L}{G_{MIN}} = 2.54469$$

Seguimos el mismo procedimiento para las segundas condiciones de operación, de forma que la recta quedaría:

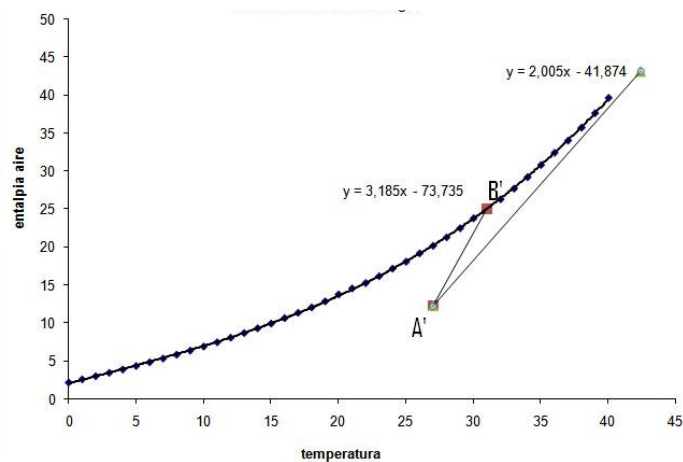


Fig. 8.5. Grafica de la curva de saturación aire-agua

La ecuación de la recta sería:

$$y = 2.005x - 41.874$$

Y por tanto

$$\frac{L}{G_{MIN}} = 2.005$$

10. OBTENCIÓN DEL NÚMERO DE TRANSFERENCIA

Tal y como hemos definido en la descripción del procedimiento teórico, vamos a realizar el cálculo por dos caminos distintos, primero el método de Tchebychev y segundo un método de resolución de integrales estándar.

10.1. MÉTODO DE TCHEBYCHEV

Recordamos que:

$$\frac{K \cdot \alpha \cdot V}{L} = \int_{t_{w1}}^{t_{w2}} \frac{C_p dt_w}{h_w - h_a} = \frac{(t_{w2} - t_{w1})}{4} \cdot \left(\frac{1}{Dh_1} + \frac{1}{Dh_2} + \frac{1}{Dh_3} + \frac{1}{Dh_4} \right)$$

En nuestro caso, para el primer rango de operación $t_{w1} = 31 \text{ }^\circ\text{C}$ y $t_{w2} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$

$$Dh_1 = \text{valor de } (h_w - h_a) \text{ cuando } t_w = t_{w1} + 0.1 \cdot (t_{w2} - t_{w1})$$

- $h_a = 13.27 \text{ Kcal/Kg}$
- $h_w = 26.27 \text{ Kcal/Kg}$
- $Dh_1 = 13$

$$Dh_2 = \text{valor de } (h_w - h_a) \text{ cuando } t_w = t_{w1} + 0.4 \cdot (t_{w2} - t_{w1})$$

- $h_a = 16.33 \text{ Kcal/Kg}$

- $h_w = 28.91 \text{ Kcal/Kg}$
- $Dh_2 = 12.58$

$$Dh_3 = \text{valor de } (h_w - h_a) \text{ cuando } t_w = t_{w1} + 0.6 \cdot (t_{w2} - t_{w1})$$

- $h_a = 18.36 \text{ Kcal/Kg}$
- $h_w = 30.12 \text{ Kcal/Kg}$
- $Dh_2 = 11.77$

$$Dh_4 = \text{valor de } (h_w - h_a) \text{ cuando } t_w = t_{w1} + 0.9 \cdot (t_{w2} - t_{w1})$$

- $h_a = 21.42 \text{ Kcal/Kg}$
- $h_w = 32.021 \text{ Kcal/Kg}$
- $Dh_2 = 10.601$

Con lo que:

$$\begin{aligned} \frac{K \cdot a \cdot V}{L} &= \frac{(t_{w2} - t_{w1})}{4} \cdot C_p \cdot \left(\frac{1}{Dh_1} + \frac{1}{Dh_2} + \frac{1}{Dh_3} + \frac{1}{Dh_4} \right) \\ &= \frac{(35 - 31)}{4} \cdot 1 \cdot \left(\frac{1}{13} + \frac{1}{12.58} + \frac{1}{11.77} + \frac{1}{10.601} \right) = 0,33570 \end{aligned}$$

Para el segundo rango de operación, $t_{w1} = 27 \text{ }^\circ\text{C}$ y $t_{w2} = 32 \text{ }^\circ\text{C}$

$$Dh_1 = \text{valor de } (h_w - h_a) \text{ cuando } t_w = t_{w1} + 0.1 \cdot (t_{w2} - t_{w1})$$

- $h_a = 13.103 \text{ Kcal/Kg}$
- $h_w = 20.541 \text{ Kcal/Kg}$
- $Dh_1 = 7.43$

$$Dh_2 = \text{valor de } (h_w - h_a) \text{ cuando } t_w = t_{w1} + 0.4 \cdot (t_{w2} - t_{w1})$$

- $h_a = 15.634 \text{ Kcal/Kg}$
- $h_w = 22.2391 \text{ Kcal/Kg}$
- $Dh_2 = 6.6051$

$$Dh_3 = \text{valor de } (h_w - h_a) \text{ cuando } t_w = t_{w1} + 0.6 \cdot (t_{w2} - t_{w1})$$

- $h_a = 17.324 \text{ Kcal/Kg}$

- $h_w = 23.433 \text{ Kcal/Kg}$
- $Dh_3 = 6.1098$

$$Dh_4 = \text{valor de } (h_w - h_a) \text{ cuando } t_w = t_{w1} + 0.9 \cdot (t_{w2} - t_{w1})$$

- $h_a = 19.856 \text{ Kcal/Kg}$
- $h_w = 25.324 \text{ Kcal/Kg}$
- $Dh_4 = 5.468$

$$\begin{aligned} \frac{K \cdot a \cdot V}{L} &= \frac{(t_{w2} - t_{w1})}{4} \cdot c_p \cdot \left(\frac{1}{Dh_1} + \frac{1}{Dh_2} + \frac{1}{Dh_3} + \frac{1}{Dh_4} \right) \\ &= \frac{(32 - 27)}{4} \cdot 1 \cdot \left(\frac{1}{7.43} + \frac{1}{6.605} + \frac{1}{6.1098} + \frac{1}{5.468} \right) = 0,6325 \end{aligned}$$

10.2. MÉTODO DE INTEGRACIÓN

Realizamos la tabla de valores que explicamos en el procedimiento para ambos rangos de operación:

Para $t_{w1} = 27^\circ\text{C}$ y $t_{w2} = 32^\circ\text{C}$

Fig. 11.6. Tabla de valores

| Temperatura del agua T_w | Entalpia en la película h_w | Entalpia del aire h_a | Diferencia de entalpia $h_w - h_a$ | $\frac{1}{(h_w - h_a)}$ | Δt | $\left(\frac{1}{(h_w - h_a)} \right)_{avg}$ | NTU | NTU |
|----------------------------|-------------------------------|-------------------------|------------------------------------|-------------------------|------------|--|---------|---------------|
| 27 | 20,2 | 12,256 | 7,94 | 0,1259 | 0,5 | 0,12975 | 0,0649 | 0,0659 |
| 27,5 | 20,75 | 13,104 | 7,4875 | 0,1335 | 0,5 | 0,13785 | 0,0689 | 0,1345 |
| 28 | 21,3 | 13,948 | 7,035 | 0,1421 | 0,5 | 0,14646 | 0,07323 | 0,2059 |
| 28,5 | 21,9 | 14,792 | 6,6325 | 0,1507 | 0,5 | 0,15564 | 0,07782 | 0,2801 |
| 29 | 22,5 | 15,636 | 6,2301 | 0,1605 | 0,5 | 0,1653 | 0,0826 | 0,3573 |
| 29,5 | 23,15 | 16,480 | 5,8776 | 0,1701 | 0,5 | 0,1755 | 0,0878 | 0,4361 |
| 30 | 23,8 | 17,324 | 5,5251 | 0,18099 | 0,5 | 0,1881 | 0,0940 | 0,5227 |
| 30,5 | 24,4 | 19,856 | 5,1226 | 0,1952 | 0,5 | 0,2035 | 0,1017 | 0,6511 |
| 31 | 25 | 20,700 | 4,7201 | 0,2118 | | | | |

Para $t_{w1} = 31^\circ\text{C}$ y $t_{w2} = 35^\circ\text{C}$

| Temperatura del agua T_w | Entalpia en la película h_w | Entalpia del aire h_a | Diferencia de entalpia h_w-h_a | $\frac{1}{(h_w - h_a)}$ | Δt | $\left(\frac{1}{(h_w - h_a)}\right)_{avg}$ | NTU | NTU |
|-------------------------------|----------------------------------|----------------------------|-------------------------------------|-------------------------|------------|--|---------|----------------|
| 31 | 25 | 12,26 | 12,74 | 0,0785 | 0,5 | 0,0805 | 0,04025 | 0,0425 |
| 31,5 | 25,653 | 13,53 | 12,1207 | 0,0825 | 0,5 | 0,0847 | 0,04237 | 0,08607 |
| 32 | 26,3 | 14,805 | 11,4953 | 0,0870 | 0,5 | 0,0893 | 0,04463 | 0,13207 |
| 32,5 | 27 | 16,077 | 10,923 | 0,0915 | 0,5 | 0,0941 | 0,04704 | 0,1807 |
| 33 | 27,7 | 17,35 | 10,351 | 0,0966 | 0,5 | 0,0992 | 0,04961 | 0,2323 |
| 33,5 | 28,45 | 18,63 | 9,8203 | 0,102 | 0,5 | 0,1046 | 0,05232 | 0,28713 |
| 34 | 29,2 | 19,894 | 9,306 | 0,1074 | 0,5 | 0,1103 | 0,05516 | 0,3453 |
| 34,5 | 30 | 21,166 | 8,8336 | 0,11320 | 0,5 | 0,1164 | 0,05820 | 0,38959 |
| 35 | 30,8 | 22,439 | 8,361 | 0,11960 | | | | |

Fig. 11.7. Tabla de valores

10.3. OBTENCIÓN DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DEL AIRE

Seguimos el procedimiento descrito, y definimos un punto C de coordenadas:

- t_A = temperatura de entrada del aire = 25 °C
- h_A = entalpia del aire a la temperatura de bulbo húmedo = 12'1 Kcal/Kg

La pendiente de la recta que buscamos viene dada por la variación de la entalpia del aire con la temperatura, de forma que:

$$\frac{dh}{dt_C} = \frac{h_{w1} - h_A}{t_{w1} - t_A} = \frac{25.1 - 12.1}{31 - 25} = 2.167$$

Por lo que la recta será:

$$y - 12.1 = 2.167(x - 25)$$

Ahora tomamos un punto F próximo a C, y que por tanto corresponde a un punto cercano al fondo de la torre. La temperatura del H₂O para ese punto se determina por la intersección de

de la ordenada en ese punto con la recta de operación AB. Si ahora, en ese punto, prolongamos la abscisa hasta que corte la curva de saturación, obtenemos las condiciones en la interfase, en un punto J. Así al final obtendríamos una nueva recta definida por el punto F y el punto J. Este proceso lo repetimos hasta que llegemos a las condiciones de entrada de la corriente de agua. Así:

$$F (26, 14.266) \longrightarrow y - 14.266 = 1.976(x - 26)$$

$$G (27, 16.242) \longrightarrow y - 16.242 = 1.886(x - 27)$$

$$H (28, 18.128) \longrightarrow y - 18.128 = 1.816(x - 28)$$

$$I (29, 19.944) \longrightarrow y - 19.944 = 1.76(x - 29)$$

$$J (30, 21.704) \longrightarrow y - 21.704 = 1.717(x - 30)$$

$$K (31, 23.421) \longrightarrow y - 21.704 = 1.717(x - 30)$$

Hasta que la recta de operación supera la temperatura de entrada de la corriente de agua. Llegados a ese punto tomamos la t_{w2} de 35 °C, y para el valor de entalpía de la recta AB lo trasponemos a la última recta obtenida, que corresponde con una temperatura de salida del aire de **30.43 °C**.

Repetimos el mismo proceso para el segundo rango de operación, cuando la corriente de agua entra a 32°C y queremos que salga a 27°C. Para esa temperatura:

$$\frac{dh}{dt_G} = \frac{h_{w1} - h_A}{t_{w1} - t_A} = \frac{20.2 - 12.1}{27 - 25} = 4.05$$

Con lo que la recta que pasa por el punto C y con la pendiente anterior tenemos:

$$y - 12.1 = 4.05(x - 25)$$

y a partir de aquí:

$$F' (26, 16.15) \longrightarrow y - 16.15 = 1.9511(x - 26)$$

$$G' (27, 18.1011) \longrightarrow y - 18.101 = 1.705(x - 27)$$

$$H' (28, 19.806) \longrightarrow y - 19.806 = 1.579(x - 28)$$

$$I' (29, 21.385)$$

La intersección de este punto con la recta de operación supera la temperatura de salida de la corriente de agua. Así para 32°C la temperatura de salida del aire teórica es de **28.566 °C**.

1.1.1.1

10.4. ESTIMACION DEL CAUDAL DE AGUA DE APORTE

Dado que durante el proceso de evaporación que tiene lugar en la torre de refrigeración se produce una pérdida de caudal de agua de entrada por el fenómeno de transferencia de materia y por tanto de calor latente, es necesario calcular el caudal de agua de aporte que compense el agua transferida en forma de vapor de agua.

La relación que se establece entre la humedad contenida del aire y la entalpia de este, se establece a través de:

$$(0,24 + 0,46 \cdot Y) \cdot T_{\text{aire seco}} + 597,2 \cdot Y = H_{\text{aire}}$$

Donde:

Y = humedad relativa del aire

T_{aire seco} = Temperatura del aire seco

Y el caudal de agua evaporada vendrá dada por:

$$W = m_G \cdot (W_2 - W_1)$$

Donde:

W₂ = proporción de agua en aire a la salida de la torre

W₁ = proporción de agua en aire a la entrada de la torre

Si suponemos que el aire a la salida de la torre lo hace en condiciones de saturación, la entalpia la obtenemos a partir de la curva de saturación, según el valor de la temperatura de salida obtenido a partir de los cálculos realizados anteriormente. Con la entalpia y la temperatura obtenemos la humedad relativa del aire de salida, o lo que es lo mismo la proporción de agua existente en la corriente de aire de salida. Esto lo hacemos para los tres rangos de operación con lo que estamos trabajando en nuestro proceso teórico de refrigeración.

| | Tsal (°C) | Hwsal (Kcal/kg) | ma (Kg/s) | mL (Kg/s) | W1 | Y2 (Kg/s) | mw (Kg/h) |
|-------------------|--------------|--------------------|--------------|--------------|--------|---------------|--------------|
| Te = 35 / Ts = 31 | 30,387 | 22,439 | 1,969 | 5,160 | 0,0154 | 0,0248 | 0,0185 |
| Te = 32/ Ts = 27 | 28,354 | 20,280 | 2,499 | 5,010 | 0,0154 | 0,0221 | 0,0167 |

En teoría se estima que las torres abiertas convencionales consumen 3,6 litros de agua totales por cada 4180 KJ de calor que disipan, 1.8 litros de agua que se evapora con la corriente de aire y 1.8 litros de agua que se purga por el exceso de concentración.

En nuestro caso la cantidad total de energía a suministrar durante todo el periodo de funcionamiento, es de 293.760,00 MJ da un volumen para todo el periodo de funcionamiento de 70.277,51 litros, o lo que es lo mismo 0.0203 Kg/s, que es un poco más de lo que hemos estimado según nuestro procedimiento. Este exceso corresponderá al 0.002% de caudal de agua que se pierde habitualmente en la torres de refrigeración por purgado.

10.5. ESTIMACION DE LA ALTURA MINIMA DEL RELLENO

Para la estimación de la altura del relleno utilizamos la correlación propuesta por Lowe, H.J and Christie en la que se establece que:

$$\frac{KaV}{m_L} = \frac{KaH}{L} = HC_1 \left(\frac{L}{L_0}\right)^{n1} \left(\frac{G}{G_0}\right)^{n2} Th_w^{n3}$$

Donde n1, n2, n3 y C1 son valores específicos para los distintos tipos de relleno comerciales. Solo hemos encontrado datos bibliográficos de los 8 modelos que pasamos a estudiar a continuación, ya que los proveedores son reticentes a proporcionar información específica sobre las características de los rellenos, ya sean instalados en las torres de refrigeración que suministran o bien los rellenos que comercializan. Los coeficientes son:

| Datos tipo de relleno | C1 | n1 | n2 | n3 |
|---|-------|-------|------|-------|
| Plastico corrugado angulo 60°, Munters M12060, separación 1,17" | 3 | -0,61 | 0,5 | -0,34 |
| Plastico corrugado angulo 60°, Munters M19060, separacion 1,8" | 1,575 | -0,5 | 0,58 | -0,4 |
| Plastico corrugado vertical ATP Coolfilm separacion 1,63" | 1,378 | -0,49 | 0,56 | -0,35 |
| Plastico corrugado angular Marley MC67 separacion 1,68" | 1,312 | -0,6 | 0,62 | -0,6 |
| Pantalla plástica horizontal ATP Cool Drop separacion 8" malla 2" | 0,558 | -0,38 | 0,48 | -0,54 |
| Malla Plastica horizontal Ecodyne perfil 10 separacion 12" | 0,525 | -0,26 | 0,58 | -0,45 |
| Laminas mecanizadas Toschi Asbestos free separacion 0,72" | 0,775 | -0,51 | 0,93 | -0,52 |
| Panel de abeja plastico vertical Bertw ood Accu-pak separacion 1, | 1,476 | -0,56 | 0,6 | -0,38 |

Trabajar durante todo el proceso de cálculo con todos los rellenos sería bastante largo y difícil de manejar, así que vamos a realizar una preselección de los mismos para quedarnos con

aquel relleno que nos proporcione unas condiciones más desfavorables y en el otro extremo, es decir, unas condiciones más favorables. Para este cálculo preliminar vamos a usar tres valores de superficie aleatorios, 0,5, 1, 1,5 y 2 m² que aplicaremos a 3 condiciones distintas de temperatura de entrada de agua (con L/G y NTU también constante para cada temperatura) y manteniendo constante el caudal de agua en 5,1 L/s. Resumiendo:

- Área
 - 0.75 m²
 - 1 m²
 - 1.5 m²
 - 2 m²

| | KaV/L | tw1 | tw2 | (L/G)1 |
|-------------------------------|-----------|-----|-----|---------|
| <u>1er Rango de operación</u> | 0,3896 | 35 | 31 | 2,5447 |
| <u>2do Rango de operación</u> | 0,6511157 | 32 | 27 | 2,00497 |

Vamos a hacer el cálculo paso a paso para un ejemplo, y extrapolaremos la metodología para el resto de las posibilidades.

Las condiciones para la primera de las hipótesis son:

- A=0.75 m²
- NTU=0.3896 // L/G=2.5447
- Con mL= 5,1 Kg/s ⇒ mG=2,0041 Kg/s
- Relleno 1:
 - C1=3
 - N1=-0.61
 - N2=0.5
 - N3=-0.34
- Ecuación :
 - L₀=3.391 Kg/(s·m²)
 - G₀=3.391 Kg/(s·m²)

$$L = \dot{m}_L / S = 5.1 / 0.75 = 6.8 \text{ Kg} / (\text{s} \cdot \text{m}^2) \rightarrow \left(\frac{L}{L_0} \right)^{n1} = \left(\frac{6.8}{3.391} \right)^{-0.61} = 0.6541$$

$$G = \dot{m}_G / S = 2.004 / 0.75 = 2.672 \text{ Kg} / (\text{s} \cdot \text{m}^2) \rightarrow \left(\frac{G}{G_0} \right)^{n2} = \left(\frac{2.672}{3.391} \right)^{0.5} = 0.8877$$

$$T_{hw}^{n3} = 0.5871^{-0.34} = 1.1985$$

$$\frac{NTU}{C1 \cdot A \cdot B \cdot C} = H \Rightarrow \frac{0.3896}{3 \cdot 0.6541 \cdot 0.8877 \cdot 1.1985} = 0.1866$$

El resto de cálculos se hacen de manera similar a este, obteniendo los siguientes resultados:

| | Area | 0,5 m2 | 1 m2 | 1,5 m2 | 2 m2 |
|--|-----------|--------|--------|--------|--------|
| 1 e r R a n g o | Relleno 1 | 0,2056 | 0,1992 | 0,1905 | 0,1846 |
| | Relleno 2 | 0,3250 | 0,3326 | 0,3436 | 0,3516 |
| | Relleno 3 | 0,3771 | 0,3847 | 0,3958 | 0,4039 |
| | Relleno 4 | 0,3796 | 0,3818 | 0,3849 | 0,3871 |
| | Relleno 5 | 0,7648 | 0,7872 | 0,8197 | 0,8437 |
| | Relleno 6 | 0,8034 | 0,8809 | 1,0029 | 1,0997 |
| | Relleno 7 | 0,6782 | 0,7653 | 0,9074 | 1,0239 |
| | Relleno 8 | 0,3672 | 0,3715 | 0,3776 | 0,3819 |
| 2 d o R a n g o | Relleno 1 | 0,2049 | 0,1985 | 0,1899 | 0,1840 |
| | Relleno 2 | 0,3258 | 0,3334 | 0,3444 | 0,3524 |
| | Relleno 3 | 0,3779 | 0,3855 | 0,3966 | 0,4047 |
| | Relleno 4 | 0,3799 | 0,3820 | 0,3852 | 0,3874 |
| | Relleno 5 | 0,7671 | 0,7895 | 0,8222 | 0,8462 |
| | Relleno 6 | 0,8111 | 0,8894 | 1,0126 | 1,1102 |
| | Relleno 7 | 0,6868 | 0,7750 | 0,9189 | 1,0369 |
| | Relleno 8 | 0,3677 | 0,3719 | 0,3780 | 0,3824 |
| 3 e r R a n g o | Relleno 1 | 0,3050 | 0,2955 | 0,2826 | 0,2738 |
| | Relleno 2 | 0,4731 | 0,4841 | 0,5000 | 0,5117 |
| | Relleno 3 | 0,5514 | 0,5626 | 0,5788 | 0,5906 |
| | Relleno 4 | 0,5473 | 0,5504 | 0,5549 | 0,5581 |
| | Relleno 5 | 1,1400 | 1,1733 | 1,2219 | 1,2575 |
| | Relleno 6 | 1,1693 | 1,2821 | 1,4597 | 1,6005 |
| | Relleno 7 | 0,9081 | 1,0247 | 1,2150 | 1,3710 |
| | Relleno 8 | 0,5319 | 0,5381 | 0,5469 | 0,5532 |

De los resultados obtenidos podemos extraer dos conclusiones. En todos los casos el relleno tipo 1 es el que muestra un mejor resultado, mientras que el relleno 6 es el que proporciona peores resultados. Por tanto, estos dos modelos de relleno son en los que nos vamos a basar para continuar con nuestro estudio.

A partir de aquí nos centramos en el cálculo de la altura de relleno para cada rango de condiciones con el que vamos a trabajar. Aunque desconocemos el valor de superficie S, base del cálculo de la velocidad específica del líquido, L y del gas, G, la bibliografía consultada nos permite

establecer como rango óptimo de velocidad de paso del aire a través del relleno 1.5-3.5 m/s. Como valor de trabajo vamos a tomar el valor medio del rango, que es 2 m/s aprox.

Si nuestro caudal de líquido es de 5.1 Kg/s, y tenemos dos rangos de temperatura:

| 1er Rango de operación | (L/G)1 | G1 | Para v= 2 m/s | Superficie |
|------------------------|---------|------------|---------------|------------|
| 35-31 | 2,5447 | 2,0041734 | | 1,0021 |
| 31-27 | 2,00497 | 2,54367896 | | 1,2718 |
| | 1,5 | 3,4 | | 1,7000 |

Aparte de las relaciones de L/G máximas, también hemos considerado el valor de operación óptimo para una torre de refrigeración en contracorriente, que se fija en 1,5.

Con estos valores de superficie obtenemos L, velocidad específica del fluido a través del relleno, y dado que tenemos el resto de variables podemos calcular la altura del relleno. Como en el caso anterior vamos a hacer el cálculo en el primero de los casos, y después expondremos todos los resultados obtenidos.

Para $T_e = 35^\circ\text{C}$ y $T_s = 31^\circ\text{C}$, tenemos que:

- $L/G_{\min} = 2,5447$
- $S = 1,0021 \Rightarrow L = \dot{m}_L / S = \frac{5,1 \text{ Kg/s}}{1,0021 \text{ m}^2} = 5,089 \text{ Kg/(s} \cdot \text{m}^2)$
- $NTU = 0,3896$

Aplicando estas condiciones para el relleno 1 y el relleno 6:

| | C1 | n1 | n2 | n3 | $(L/L_0)^{n1}$ | $(G/G_0)^{n2}$ | Thw^{n3} | H | |
|-----------|----|-------|-------|------|----------------|----------------|------------|-----------|------------|
| Relleno 1 | | 3 | -0,61 | 0,5 | -0,34 | 0,78064603 | 0,76798211 | 1,1984996 | 0,18074011 |
| Relleno 6 | | 0,525 | -0,26 | 0,58 | -0,45 | 0,89983066 | 0,73621944 | 1,2708069 | 0,88147909 |

Para $T_e = 27^\circ$ y $T_s = 31^\circ$, $NTU = 0,6511$; $L/G_{\min} = 2,005$

Luego el rango de medida del relleno, estará comprendido entre 0,18, para el primer relleno y el primer rango de temperatura y 1,39 m para el segundo tipo de relleno, en las segundas condiciones de operación.

En las torres de tiro inducido y flujo contracorriente la altura de la torre es aproximadamente el doble de la altura del relleno, con lo que:

| | H | Z |
|-----------|--------|--------|
| Relleno 1 | 0,1804 | 0,3608 |
| Relleno 6 | 1,3893 | 2,7786 |

De los modelos de torres de refrigeración existentes en el mercado, los rellenos utilizados son del tipo de plástico corrugado con angularidad, lo que nos permite afirmar que las necesidades teóricas estarán más cerca del primer relleno que del otro modelo. Lo ideal sería disponer de los coeficientes de correlación de los modelos usados por los fabricantes, pero esta información no es fácil de encontrar por la reticencia de los proveedores a desvelar los datos constructivos de los rellenos usados.

Como comprobación estimativa la posibilidad que se nos plantea es calcular un valor de coeficiente de transferencia de materia, en base a las correlaciones presentadas en la introducción teórica. Aunque los detalles constructivos pueden no ser exactamente coincidentes con la configuración en la que se basa la correlación usada, si nos sirve para hacer una estimación de K.

Dado que el caso más desfavorable, desde el punto de vista del tamaño de la torre de refrigeración, es el rango de operación 31-27, hacemos la estimación para estas condiciones de operación:

| | WATER PHASE | | AIR PHASE | | C |
|---------------|-------------|-----------|-----------|----------|----------|
| | A | B | A | B | |
| T | 31 | 27 | 28,35 | 25,6 | |
| VISCOSIDAD(n) | 0,0007854 | 0,00 | 1,85E-05 | 1,83E-05 | Kg/(m*s) |
| Cp | 4,1742316 | 4,1752766 | 1,006 | 1,006 | KJ/Kg*K |
| Densidad(p) | 995,3 | 996,45 | 1,1715 | 1,193 | Kg/m3 |
| m | 5,0100000 | 5,0100000 | 2,499376 | 2,499376 | Kg/s |
| Da | | | 2,25E-05 | 2,23E-05 | m2/s |
| Pr (Prandtl) | 5,32 | 5,907 | 0,698056 | 0,698416 | |

Las características dimensionales de los modelos de relleno a los cuales no podemos aplicar Lowe, por carecer de sus coeficientes son:

| RELLENO | Fabricante | a | e | dp |
|---------|-------------|-----|------|------------|
| A | tevafilem | 240 | 0,95 | 0,00593788 |
| B | 2H-PLASTICS | 125 | 0,85 | 0,01188609 |
| C | Sanipacking | 240 | 0,95 | 0,00672798 |

Con estos datos calculamos los números adimensionales que necesitamos para obtener el coeficiente de transferencia de materia aplicando las correlaciones anteriormente descritas.

Vamos a hacer el cálculo detallado para un solo caso, y supondremos la misma metodología en el resto de las posibilidades. Según esto, para Sanipacking, para la corriente aire:

▪ a la salida de la torre

- $v' = \frac{v}{\varepsilon} = \frac{2 \text{ m/s}}{0,95} = 2,105 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
- $Re = \frac{\rho v d_p}{\mu} = \frac{1,1715 \cdot 2,105 \cdot 0,01583}{1,85 \cdot 10^{-5}} = 1483,268$

Como el Pr= 0.6980 (dato bibliográfico)

- $Nu = (0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,333}) = (0,023 \cdot 1483,268^{0,8} \cdot 0,6980^{0,333}) = 7,052$

Dado que K, la conductividad del aire, vale 0.00002637 J/m·s·K en las condiciones de salida

- $h = \frac{K \cdot Nu}{d_p} = \frac{2,637 \cdot 10^{-5} \cdot 7,052}{0,01583} = 0,1168 \text{ KJ/m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{s}$

Por otro lado, tenemos:

- $Sc = \frac{\mu}{\rho \cdot D_a} = \frac{1,857 \cdot 10^{-5} \text{ Kg/m} \cdot \text{s}}{1,175 \text{ kg/m}^3 \cdot 2,254 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}} = 0,7008$

$$Sh = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Sc^{1/3} = 0,023 \cdot (1483,268)^{0,8} \cdot (0,7008)^{1/3} = 7,034$$

Con lo que al final el coeficiente de transferencia vale:

$$K = \frac{Sh \cdot D_a}{d_p} = \frac{7,034 \cdot 2,254 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}}{0,01583 \text{ m}} = 0,001001 \text{ m s}^{-1}$$

▪ a la entrada

- $Re = \frac{\rho v d_p}{\mu} = \frac{1,193 \cdot 2,105 \cdot 0,01583}{1,83 \cdot 10^{-5}} = 1526,352$

$$Nu = (0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.33}) = (0.023 \cdot 1526.018^{0.8} \cdot 0.6984^{1/3}) = 7.189$$

$$\bullet \quad h = \frac{K \cdot Nu}{d_p} = \frac{2.6053 \cdot 10^{-5} \cdot 7.189}{0.01588} = 0.01183 \text{ KJ/m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{s}$$

$$\bullet \quad Sc = \frac{\mu}{\rho \cdot D_a} = \frac{1.833 \cdot 10^{-5} \text{ Kg/m} \cdot \text{s}}{1.193 \text{ kg/m}^3 \cdot 2.233 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}} = 0.688$$

$$Sh = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Sc^{1/3} = 0.023 \cdot (1526.352)^{0.8} \cdot (0.688)^{1/3} = 7.153$$

$$\bullet \quad K = \frac{Sh \cdot D_a}{d_p} = \frac{7.153 \cdot 2.233 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}}{0.01588 \text{ m}} = 0.01009 \text{ ms}^{-1}$$


Con lo que al final la Kpromedio entre la entrada y la salida para Sanipacking sería

$$K_{promedio} = 0.010052 \text{ ms}^{-1}$$

A continuación mostramos los datos obtenidos para los tres rellenos analizados,

| Water Phase | | Air Phase | | | | |
|-------------|----------|---------------|----------------|------------------------|--------------|-------------|
| A | B | A | B | | | |
| 133,6099 | 135,2590 | 1483,2681 | 1526,3523 | | Re | Sanipacking |
| 12,0887 | 12,5111 | 7,0254 | 7,1894 | | Nusselt | |
| 0,4721 | 0,4827 | 0,0117 | 0,0118 | KJ/m ² *k*s | hc | |
| | | 7,03448313 | 7,15324958 | | Sh | |
| | | 0,0100 | 0,0101 | m/s | K | |
| | | | 0,01005 | m/s | Kprom | |
| 126,5778 | 128,1401 | 1483,2681 | 1526,3523 | | Re | Tevafilm |
| 11,8196 | 12,2308 | 7,0254 | 7,1894 | | Nusselt | |
| 0,4873 | 0,4981 | 0,0123 | 0,0125 | KJ/m ² *k*s | hc | |
| | | 7,03448313 | 7,15324958 | | Sh | |
| | | 0,0103 | 0,0104 | m/s | K | |
| | | | 0,0104 | m/s | Kprom | |
| 209,1286 | 211,7097 | 2373,2290 | 2442,1637 | | Re | 2h-plastics |
| 14,6219 | 15,1503 | 10,2322 | 10,4711 | | Nusselt | |
| 0,3569 | 0,3653 | 0,0106 | 0,0108 | KJ/m ² *k*s | hc | |
| | | 10,2453825 | 10,4183601 | | Sh | |
| | | 0,0091 | 0,0092 | m/s | K | |
| | | | 0,0092 | m/s | Kprom | |

Con estos valores de K, coeficiente de transferencia de materia podemos calcular H, sabiendo a, L y el número de unidades de transferencia. Así:

| | | | | |
|---|--------------|----------|------------|------------|
| SANIPACKING | 0,0105 | 240 | 0,63063058 | 1,26126117 |
| TEVAFILM | 0,0106 | 240 | 0,62468124 | 1,24936248 |
| 2H-PLASTICS | 0,0092 | 150 | 1,15158628 | 2,30317257 |
|  | Kprom | a | H | Z |

Según los datos obtenidos, teniendo en cuenta que los rellenos analizados son los de mayor superficie específica de todos los encontrados en el mercado, podemos realizar una primera selección de los proveedores existentes.

ANEXO Nº 9: CÁLCULOS DEL VASO DE EXPANSIÓN

Para el cálculo del volumen del vaso de expansión hace falta conocer el volumen de fluido caloportador total en el sistema, que está contenido en:

- Captadores solares
- Tuberías
- Intercambiador de calor

El volumen que está contenido en cada captador solar cuando el sistema está funcionando, según la ficha técnica es: $V_{\text{CAPTADOR}} = 0,29 \text{ L}$

Si el número de captadores solares que se encuentran en la planta de cubierta es de 132, el volumen que hay contenido en captadores es:

$$V_{\text{CONJUNTO CAPTADORES}} = 38,28 \text{ L}$$

El volumen contenido en las tuberías se calcula mediante unos factores que relacionan el volumen en función de la longitud y permite un sencillo cálculo, para cada diámetro nominal corresponde un factor. Multiplicando la longitud de tubería total presente en la instalación correspondiente a cada diámetro nominal, se obtiene el volumen total. Se muestran a continuación:

| DN (mm) | Volumen en función de la longitud de tubería (L/m) | Longitud de tubería en la instalación (m) | Volumen presente en tuberías (L) |
|---------|--|---|----------------------------------|
| 15 | 0,13 | 0 | 0 |
| 18 | 0,20 | 0 | 0 |
| 22 | 0,31 | 331,44 | 102,75 |
| 28 | 0,49 | 23,24 | 11,39 |
| 35 | 0,80 | 17,92 | 14,34 |
| 42 | 1,20 | 99,57 | 119,48 |
| 54 | 1,96 | 46,49 | 91,12 |
| 66,7 | 3,24 | 0 | 0 |

El volumen contenido en las tuberías es:

$$V_{\text{TUBERÍAS}} = 339,07 \text{ L}$$

En el intercambiador de calor no se conoce exactamente el volumen contenido, así que se impone un valor de 5 litros.

$$V_{\text{INTERCAMBIADOR}} = 5 \text{ L}$$

Por lo tanto, el volumen total de la instalación (V_t) es:

$$V_t = V_{\text{CAPTADORES}} + V_{\text{TUBERÍAS}} + V_{\text{INTERCAMBIADOR}}$$

$$V_t = 38,28 + 339,07 + 5 = 382,35 \text{ L}$$

Una vez conocidos los datos iniciales, el volumen que hay que calcular para la elección del vaso de expansión es el volumen nominal (V_n):

$$V_n = F_p \cdot V_u$$

Donde, F_p es el factor de presión y V_u el volumen útil del vaso de expansión.

Para el cálculo del volumen útil hay que aplicar:

$$V_u = V_d + V_r + V_{\text{vap}}$$

- Volumen de dilatación (V_d)

$$V_d = V_t \cdot n_d$$

Donde n es el coeficiente de dilatación (%). Para la obtención de este coeficiente, se toman los datos de coeficiente de dilatación lineal y la diferencia de temperatura máxima entre estado frío y caliente, según la bibliografía una cantidad para este cálculo es 140K. Por ejemplo, si las condiciones de operación transcurriesen entre 10°C y 150°C. El coeficiente de dilatación lineal para la mezcla de agua-glicol (70%-30%) es 0,00075/K. Luego, el coeficiente de dilatación es:

$$n_d = 140 \cdot 0,00075 = 0,105$$

El volumen de dilatación es:

$$V_d = 382,35 \cdot 0,105$$

$$V_d = 40,14 \text{ L}$$

- Volumen de reserva (V_r)

$$V_r = V_t \cdot n_r$$

Este es el volumen que se añade en el vaso de expansión, para compensar pérdidas al realizar la purga de aire o al contraerse el fluido a temperaturas muy bajas. El coeficiente de dilatación es el mismo que el utilizado para el cálculo del volumen de reserva, pero el margen de temperaturas cambia, ahora se elige un margen de temperaturas de 44K, es una suposición bastante segura, ya que se tiene en cuenta desde que se hace el llenado a

unos 20°C y a una supuesta operación a temperatura más baja posible, como por ejemplo 24°C bajo cero.

$$n_r = 44 \cdot 0,00075 = 0,033$$

El volumen de reserva es:

$$V_r = 382,35 \cdot 0,033$$

$$V_r = 12,61 \text{ L}$$

- Volumen de vapor

Es el vapor que se puede producir al vaporizarse en los captadores como consecuencia de someterse a altas temperaturas. Según la norma europea ENV 12977-1 sólo se exige que se tenga en cuenta el 10% del volumen de los captadores como volumen de vapor que puede propagarse en las tuberías. Por tanto:

$$V_r = V_{\text{CAPTADORES}} \cdot 0,1$$

$$V_r = 3,83 \text{ L}$$

Ya se conocen todos los datos necesarios para calcular el volumen útil del vaso de expansión:

$$V_u = V_d + V_r + V_{\text{vap}}$$

$$V_u = 40,14 + 12,61 + 3,83$$

$$V_u = 56,58 \text{ L}$$

Conocido el volumen útil, se puede calcular el volumen nominal del vaso de expansión:

$$V_n = F_p \cdot V_u$$

Tan sólo queda calcular el factor de presión (F_p):

$$F_p = \frac{P_{\text{final}} + 1}{P_{\text{final}} - P_{\text{gas}}}$$

Donde, P_{final} es la presión final o máxima con el sistema en estado caliente o con evaporación máxima, y P_{gas} es la presión inicial en el lado del gas del vaso de expansión (desconectado del circuito).

El cálculo de la presión inicial en el lado del gas del vaso de expansión es:

$$P_{\text{gas}} = P_{\text{mf}} - P_{\text{est}}$$

Donde P_{mf} es la presión mínima en el punto superior de la instalación (sistema en estado frío) y la bibliografía recomienda un valor aproximadamente de:

$$P_{mf} = 1,5 \text{ bar}$$

P_{est} es la presión estática por diferencia de cotas, y se calcula en función de la diferencia de cotas entre el vaso de expansión y el punto superior del circuito primario, es decir, el borde superior del captador solar. La diferencia de cotas se tomará como aproximadamente 14 metros y la presión estática es:

$$P_{est} = \Delta h \cdot \left(\frac{1 \text{ bar}}{10 \text{ m}}\right) = 14 \cdot \left(\frac{1}{10}\right) = 1,4 \text{ bar}$$

La presión inicial en el lado del gas del vaso de expansión queda entonces:

$$P_{gas} = P_{mf} - P_{est} = 1,5 + 1,4 = 2,9 \text{ bar}$$

Para el cálculo de la presión final se utiliza la siguiente expresión:

$$P_{final} = P_{vs} - \Delta P_m$$

Donde P_{vs} es la presión nominal de la válvula de seguridad y ΔP_m es el margen de presión entre la presión máxima y la nominal de la válvula de seguridad.

Según la bibliografía, para instalaciones medianas o grandes, el valor recomendado para P_{vs} es 10 bar.

ΔP_m se calcula cumpliendo la condición: $\Delta P_m \geq 0,1 \cdot P_{vs}$ y que además $\Delta P_m \geq 0,5 \text{ bar}$. Haciendo el cálculo:

$$\Delta P_m \geq 0,1 \cdot 10$$

$$\Delta P_m \geq 1$$

Se cumple la segunda condición, así pues ya se puede calcular la presión final:

$$P_{final} = 10 - 1 = 9 \text{ bar}$$

Realizando el cálculo del factor de presión se obtiene:

$$F_p = \frac{P_{final} + 1}{P_{final} - P_{gas}}$$

$$F_p = \frac{9 + 1}{9 - 2,9} = 1,64$$

Finalmente se calcula el volumen nominal del vaso de expansión:

$$V_n = F_p \cdot V_u$$


$$V_n = 1,64 \cdot 56,58$$

$$V_n = 92,79 \text{ L}$$

Luego, el vaso de expansión que se elija deberá tener un volumen igual o inmediatamente superior.


ANEXO Nº 9: CATÁLOGOS DE EQUIPOS

MÁQUINA DE ABSORCIÓN YAZAKI WFC:

| TABLA ESPECIFICACIONES UNIDADES POR AGUA CALIENTE | | | | | |
|---|----------------------------------|------------------------|----------|----------|----------|
|  | | Unidad de medida | MODELOS | | |
| | | | WFC-SC10 | WFC-SC20 | WFC-SC30 |
| Capacidad frigorífica | | kW | 35,0 | 70,0 | 105,0 |
| Agua refrigerada | Temperatura agua refrigerada | entrada | 12,5 | | |
| | | salida | 7 | | |
| | Pérdida de carga evaporador | kPa | 56,1 | 65,8 | 70,1 |
| | Presión estática máxima | kPa | 588 | | |
| | Caudal de agua | l/s | 1,53 | 3,06 | 4,58 |
| | Volumen de agua contenido | l | 17 | 46 | 72 |
| Agua de enfriamiento (torre) | Calor a disipar | kW | 85,5 | 171,0 | 256,0 |
| | Temperatura | entrada | 31,0 | | |
| | | salida | 35,0 | | |
| | Pérdida de carga absorb/cond. | kPa | 85,3 | 45,3 | 46,4 |
| | Factor ensuciamiento | kW/h/K/m ² | 0,086 | | |
| | Presión estática máxima | kPa | 588 | | |
| | Caudal de agua | l/s | 5,1 | 10,2 | 15,3 |
| | Volumen de agua contenido | l | 66 | 124 | 171 |
| Agua caliente aportada al generador | Potencia de calor a aportar | kW | 50,2 | 100,4 | 150,6 |
| | Temperatura | entrada | 88 | | |
| | | salida | 83 | | |
| | | rango | 70 ~ 95 | | |
| | Pérdida de carga en generador | kPa | 90,4 | 46,4 | 60,4 |
| | Presión estática máxima | kPa | 588 | | |
| | Caudal de agua | l/s | 2,4 | 4,8 | 7,2 |
| Volumen de agua contenido | l | 20,8 | 53,1 | 83,7 | |
| Electricidad | Potencia suministro | 380V c.a. - III - 50Hz | | | |
| | Consumo | W | 210 | 260 | 310 |
| | Intensidad | A | 0,43 | 0,92 | 1,25 |
| Control | Refrigeración | Todo - nada | | | |
| Dimensiones | Ancho | mm | 760 | 1.060 | 1.380 |
| | Fondo | mm | 970 | 1.300 | 1.545 |
| | Alto (incluidas placas fijación) | mm | 1.920 | 2.030 | 2.065 |
| Peso | En vacío | kg | 500 | 930 | 1.450 |
| | En carga | kg | 604 | 1.156 | 1.801 |
| Acústica | Nivel sonoro | dB(A) | 46 | 49 | 52 |
| Sección tubos agua | Agua refrigerada o caliente | | DN-40 | DN-50 | |
| | Agua enfriamiento (torre) | | DN-50 | | DN 65 |
| | Agua caliente generador | | DN-40 | DN-50 | DN-65 |

Envolvente y acabado exterior: Envlovente de chapa galvanizada y pintada en caliente de color metalizado plata, resistente al agua e instalable tanto en el interior como en el exterior.

CAPTADOR SOLAR VITOSOL 200-F:



C513

Solar Collector Factsheet Viessmann Vitosol 200-F Typ 5DI



Modelo Vitosol 200-F Typ 5DI
Tipo Colector plano
Fabricante Viessmann Werke GmbH & Co
Dirección Viessmannstrasse

DE-35107 Allendorf / Eder
Teléfono +49 (06452) 70 0
Telefax +49 (06452) 70 2780
Email info@viessmann.de
Internet www.viessmann.de
Fecha de ensayo 11.2002

Ensayo de rendimiento EN12975:2001
 Ensayo de durabilidad EN12975:2001



| Dimensiones | | Datos técnicos | |
|--------------------|----------------------|------------------------------|---------|
| Longitud total | 2.043 m | Caudal mínimo | 75 l/h |
| Anchura total | 2.573 m | Caudal nominal | 200 l/h |
| Superficie bruta | 5.257 m ² | Caudal máximo | 300 l/h |
| Área de apertura | 4.920 m ² | Contenido de fluido | 4.3 l |
| Área de absorbedor | 4.763 m ² | Presión máxima de operación | 6 bar |
| Peso vacío | 112 kg | Temperatura de estancamiento | 204 °C |

CAPTADOR SOLAR SEIDO 10:



Solar Collector Factsheet: SPF-Nr. C689




Modelo Seido 10-20
Tipo Colector tubular
Fabricante Beijing Sunda Solar Energy Technology (C
Dirección No. 3 Huayuan Road, Haidian District

CN Beijing 100083
Teléfono +86 10 62 00 10 33
Fax +86 10 62 00 10 33
E-Mail sunda@public3.bta.net.cn
Internet www.sundasolar.com
Pais de distribución CH,DE,AT

Ensayo de rendimiento EN 12975
 Ensayo de calidad EN 12975

| Dimensiones | | Más información | |
|---------------------------|----------------------|---|---------|
| Longitud total | 1.902 m | Caudal mínimo | 100 l/h |
| Anchura total | 1.800 m | Caudal aconsejado | 130 l/h |
| Peso vacío con el cristal | 61 kg | Caudal máximo | 300 l/h |
| Líquido contenido | 0.90 l | Máxima presión operativa | 6 bar |
| Superficie de la abertura | 2.251 m ² | Temperatura de estancamiento | -- °C |
| Superficie de absorción | 2.110 m ² | (Ta = 30°C, G = 1000 W/m ²) | |
| Superficie bruta | 3.424 m ² | | |

CAPTADOR SOLAR AP-10:



SALVADOR ESCODA S.A.
www.salvadorescoda.com

Provença, 392 pl. 1 y 2
08025 BARCELONA
Tel. 93 446 27 80
Fax 93 456 90 32

CATÁLOGO TÉCNICO
MANUALES, CATALOGOS Y HOJAS TÉCNICAS: EN NUESTRA WEB

Curva de potencia para el modelo AP-10

Determinación de la potencia del colector:

$$Q = A \cdot G^* \left(\eta_0 - a_1 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)}{G^*} - a_2 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)^2}{G^*} \right)$$

siendo:


Superficie de abertura por módulo de colector A = 0.94 m²

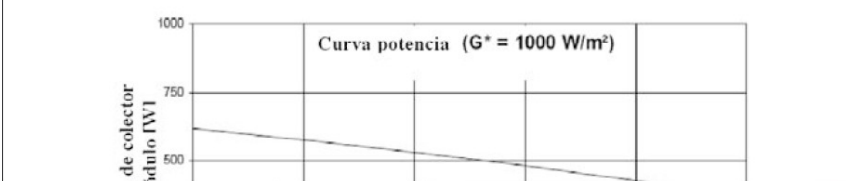
Factor de conversión $\eta_0 = 0.656$

Coefficiente de conductividad térmica $a_1 = 2.063 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$

Coefficiente de conductividad térmica dependiente de la temperatura $a_2 = 0.006 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^2)$

Potencia pico [W_{peak}] por módulo de colector ($G^* = 1000 \text{ W}/\text{m}^2$, $(\vartheta_m - \vartheta_a) = 0$) 617 W





Curva potencia ($G^* = 1000 \text{ W}/\text{m}^2$)

ACUMULADOR DE AGUA CALIENTE SOLVISSTRATO:

1 Acumulador de estratificación SolvisStrato (SR-xxx6)

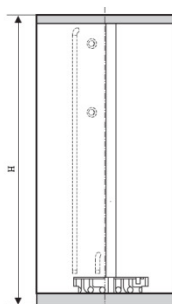
Las siguientes tablas y planos ofrecen un resumen de las dimensiones y valores característicos más importantes del SolvisStrato.

1.1 Datos de volumen, partes del acumulador y pérdidas de calor

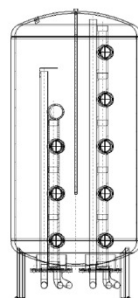
| Datos técnicos | SR-356 | SR-456 | SR-656 | SR-756 | SR-956 | SR-1456 | SR-1856 |
|---------------------|------------------------|--------|--------|--------|--------|---------|---------|
| | (no para SV-D ni SV-V) | | | | | | |
| Volumen nominal [l] | 350 | 450 | 650 | 750 | 950 | 1.450 | 1.850 |
| Volumen real [l] | 392 | 475 | 650 | 738 | 913 | 1.438 | 1.830 |

Partes del acumulador

| | | | | | | | |
|--|------|------|------|------|------|------|-------|
| Volumen de A.C.S. disponible [l] | 88 | 88 | 136 | 154 | 181 | 195 | 201 |
| Volumen de acumulador de calefacción [l] | 89 | 75 | 111 | 126 | 285 | 302 | 462 |
| Volumen solar [l] | 215 | 312 | 403 | 457 | 447 | 941 | 1.167 |
| Pérdidas de calor [W/K] aprox. | 1,73 | 1,98 | 2,37 | 2,53 | 2,99 | 3,81 | 4,52 |
| Pérdida por disposición de servicio* [kWh/d] | 1,87 | 2,14 | 2,56 | 2,73 | 3,24 | 4,11 | 4,88 |



Vista delantera del SolvisStrato



Elementos del SolvisStrato

INTERCAMBIADOR DE CALOR ALFA LAVAL M3FM (SALVADOR ESCODA):

Tel. 93 446 27 80
www.salvadorescoda.com Fax 93 456 90 32 MANUALES, CATALOGOS Y HOJAS TÉCNICAS: EN NUESTRA WEB

Materiales estándar:
Bastidor
 Acero al carbono pintado con pintura epoxi.
Placas
 Acero inoxidable AISI 316, Titanio.
Juntas
 M3: NBR Clip-on, EPDM Clip-on
 M3X: NBR y EPDM, Clip-on y pegadas, Viton pegadas.
Conexiones
 Rosca externa ISO R 1-1/4".
 Rosca externa ISO G 1-1/4".

Datos técnicos:
Temp. máxima de trabajo
 Juntas de goma, hasta 140°C (284°F)
Presión máxima de trabajo
 FM -1.0 Mpa (144 psig)
 FG, FGL -1.6 Mpa (230 psig)
Coefficiente de transferencia de calor
 3500 -5500 W/m² °C (600-1000 BTU/ft²h °F)
Máxima superficie de intercambio térmico
 FM, FG: 3.9 m² (41.8 sq ft)
 FGL: 2.7 m² (28.9 sq ft)
Superficie de transferencia por placa
 0.032 m² (0.34 sq ft)

BOMBA DE CIRCULACIÓN WILO IL-E 65/6-24:

| | | |
|--|---|----------------------------------|
| WILO AG Nortkirchenstr. 100 D 44263 Dortmund Teléfono 0231/4102-0 Telefax 0231/4102-7363 | IL-E 65/6-24 Instalación: Electronically controlled inline pump | |
| Cliente Nº Cliente Contacto Elaborado por | Proyecto Nº proyecto Nº pos. Location | Página 1 / 1 Fecha 04.06.2008 |

Datos de trabajo teóricos

Caudal 0 l/s
 Altura de impulsión 0 m
 Fluido
 Temperatura fluido 0 K
 Densidad 996,3 kg/m³
 Viscosidad cinemática 1,005 mm²/s
 Presión de vapor 0 kPa

Datos bomba

Marca WILO
 Tipo IL-E 65/6-24
 Tipo inst. Bomba simple
 Modo de funcionamiento dp-c
 Presión nominal máx. PN16
 Temp. mín. fluido 253 K
 Temp. máx. fluido 413 K

Datos hidráulicos (punto de trabajo)

Caudal l/s
 Altura de impulsión m
 Potencia absorbida P1 kW
 NPSH m
 Diámetro rodete 0 mm

Materiales

Carcasa EN-GJL-250
 Eje 1.4122
 Rodete EN-GJL-200
 Cierre mecánico Consultar
 Linterna EN-GJL-250

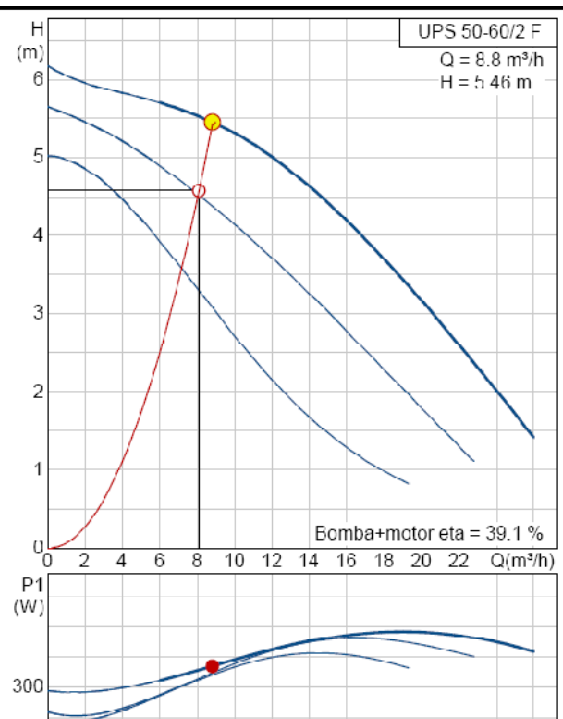
Medidas mm

| | | | | | | | |
|----|-----|-----|-----|----|-----|----|-----|
| a | 110 | ø | 195 | m | 215 | n | 4 |
| b1 | 128 | f | 60 | p | 20 | øL | 10 |
| b2 | 146 | øø | 256 | s | 503 | s | M12 |
| b3 | 180 | f0 | 430 | X | 120 | øD | 185 |
| c | 180 | -11 | 596 | DN | 65 | ød | 118 |

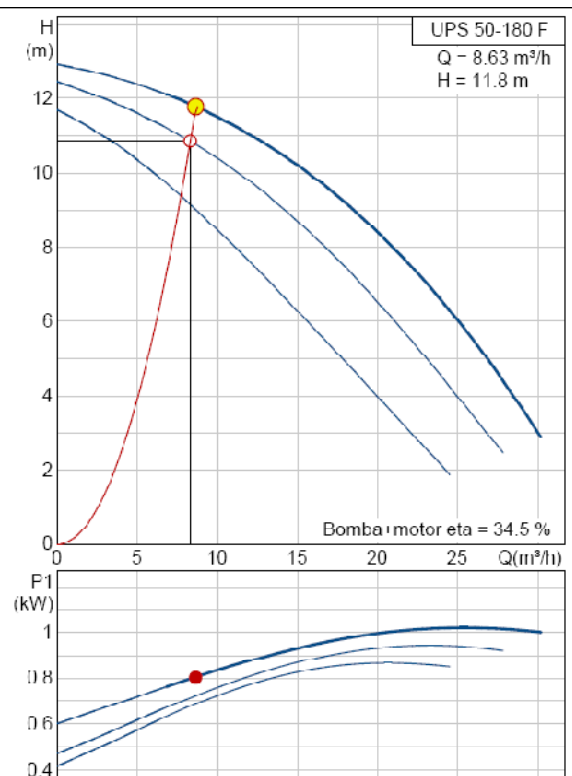
Lado aspiración DN 65 / PN16
 Lado impulsión DN 65 / PN16

BOMBA DE CIRCULACIÓN GRUNDFOS UPS 50/60-2 F:

| Descripción | Valor |
|--|---|
| Producto:: | UPS 50-60/2 F |
| Código:: | 96402053 |
| Número EAN:: | 5700390656045 |
| Técnico: | |
| Nº de velocidad: | 3 |
| Altura máxima: | 60 dm |
| Homologaciones en placa: | CE,B,VDE,TSE |
| Materiales: | |
| Cuerpo hidráulico: | Fundición EN-JL1040 DIN W.-Nr. 35 B - 40 B ASTM |
| Impulsor: | Acero inoxidable 1.4301 DIN W.-Nr. 304 AISI |
| Instalación: | |
| Rango de temperaturas ambientes: | 0 .. 40 °C |
| Presión de trabajo máxima: | 10 bar |
| Tipo de brida: | DIN |
| Diámetro de conexiones: | DN 50 |
| Presión: | PN 6 / PN 10 |
| Distancia entre conexiones de aspiración y descarga: | 280 mm |
| Líquido: | |
| Rango de temperatura del líquido: | -10 120 °C |
| Datos eléctricos: | |

**BOMBA DE CIRCULACIÓN GRUNDFOS UPS 50/180-F**

| Descripción | Valor |
|--|--|
| Producto:: | UPS 50-180 F |
| Código:: | 96402134 |
| Número EAN:: | 5700390680239 |
| Técnico: | |
| Nº de velocidad: | 3 |
| Altura máxima: | 180 dm |
| Homologaciones en placa: | CE,B,VDE,TSE |
| Materiales: | |
| Cuerpo hidráulico: | Fundición EN-JL 1040 DIN W.-Nr. 35 B - 40 B ASTM |
| Impulsor: | Acero inoxidable 1.4301 DIN W.-Nr. 304 AISI |
| Instalación: | |
| Rango de temperaturas ambientes: | 0 .. 40 °C |
| Presión de trabajo máxima: | 10 bar |
| Tipo de brida: | DIN |
| Diámetro de conexiones: | DN 50 |
| Presión: | PN 6 / PN 10 |
| Distancia entre conexiones de aspiración y descarga: | 280 mm |
| Líquido: | |
| Rango de temperatura del líquido: | -10 120 °C |
| Datos eléctricos: | |
| Potencia de entrada en velocidad 1: | 860 W |
| Potencia de entrada en velocidad 2: | 940 W |
| Potencia de entrada en velocidad 3: | 1000 W |



CONTROLADOR MUNDOCONTROL RD-MU:

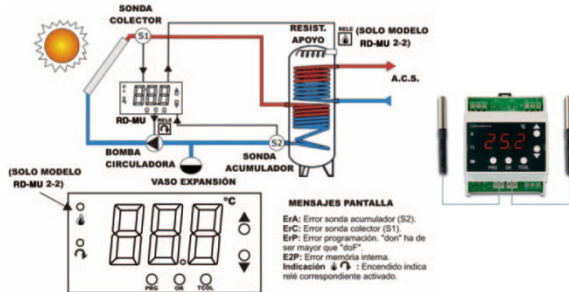
4.2. Sistemas de regulación



4.2.1. Regulación MUNDOCONTROL

Códigos: SO15021, 022, 023, 031, 041 y SO15121.

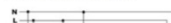
Termostato diferencial solar (2-1) + termostato de apoyo (2-2)



Funcionamiento:

El termostato RD-MU se usa para controlar instalaciones solares. Tiene 2 sondas de temperatura (colector solar y

Esquema conexonado:



www.salvadorescoda.com

Fax 93 456 90 32

MANUALES, CATALOGOS Y FOLIOS TÉCNICOS EN NUESTRA WEB

Ajustes parámetros:

Para ver y/o modificar valores de los parámetros del RD-MU, pulsar la tecla PRG durante el tiempo definido en el parámetro "tEP". Soltar teclas. Aparece el primer parámetro "CCo". Para ver su valor pulsar la tecla OK. Aparece el valor parpadeando. Con las teclas cambiamos el valor del parámetro. Pulsar la tecla OK para fijar el valor. Pulsar la tecla para acceder al siguiente parámetro o pulsar la tecla para el anterior. Proceder de igual forma con los demás parámetros. Para salir del ajuste de parámetros pulsar la tecla PRG o esperar 40 seg. sin pulsar ninguna tecla.

Parámetros:

- CCo** Calibración sonda colector solar (S1): Permite reajustar por posición y/o distancia de cableado de la temperatura visualizada de la sonda S1.
- CAC** Calibración sonda depósito acumulador (S2): permite reajustar por posición y/o distancia de cableado de la temperatura visualizada de la sonda S2.
- don** Diferencia de arranque de la bomba circuladora (): Si la diferencia de temperatura entre la sonda S1 y la sonda S2 es mayor que este valor se activa la bomba circuladora.
- doF** Diferencia de parada de la bomba circuladora (): Si la diferencia de temperatura entre la sonda S1 y la sonda S2 es menor que este valor se desactiva la bomba circuladora.
- ALA** Alarma temperatura sonda depósito acumulador (S2): Si la temperatura de la sonda depósito acumula-

Si el pin es distinto a 0. Al entrar aparece "Pin" y después introducir número con teclas y validar con la tecla OK.

tEP Tiempo entrada programación parámetros: Tiempo que tenemos que mantener pulsada la tecla PRG para acceder a ver y/o modificar parámetros.

| Parámetro | Valores | Por defecto |
|-----------|--------------|-------------|
| CCo | -9.0 a 9.0°C | 0.0°C |
| CAC | -9.0 a 9.0°C | 0.0°C |
| don | 2 a 15°C | 8°C |
| doF | 1 a 11°C | 4°C |
| ALA | 15 a 90°C | 55°C |
| diS | on/off | oFF |
| Ant | -25 a 10°C | 5°C |
| ton* | 0 a 95°C | 40°C |
| toF* | 0 a 95°C | 45°C |
| Pin | 0 a 99 | 0 |
| tEP | 3 a 40 seg. | 5 seg. |

* Sólo modelo RD-MU 2-2.

Características técnicas:

| | |
|------------|------------------------------|
| Precisión | ±1°C |
| Resolución | 0.1°C (entre -19.9 y 99.9°C) |

TORRE DE REFRIGERACIÓN TEVA TVA 012:

SALVADOR ESCODA S.A. Provença, 392 pl. 1 y 2
 Tel. 93 446 27 80
 Fax 93 456 90 32
 08025 BARCELONA

CATÁLOGO TÉCNICO

TORRES DE REFRIGERACIÓN SERIE TVA



Características técnicas:

| Modelo | Potencia térmica | Caudal de aire | Número y potencia moto-ventil | Peso de la torre completa | | | | Peso bandeja vacío | Nivel sonoro a 5 m | Resistenc. eléctrica |
|--------|------------------|-------------------|-------------------------------|---------------------------|-------|---------------|-------|--------------------|--------------------|----------------------|
| | | | | con Tevatilm | | con Tevaplash | | | | |
| | | | | vacio | carga | vacio | carga | | | |
| TVC | kW (t) | m ³ /h | Nº | kW | kW | Kg | Kg | | dB(A) | Nº x kW |
| 008 | 84 | 2,13 | 1 x 0,37 | 147 | 347 | - | - | - | 50 | 1 x 1 |
| 009 | 98 | 2,47 | 1 x 0,55 | 148 | 348 | - | - | - | 54 | 1 x 1 |
| 010 | 113 | 2,87 | 1 x 0,75 | 150 | 350 | - | - | - | 57 | 1 x 1 |
| 012 | 128 | 2,47 | 1 x 0,75 | 156 | 356 | - | - | - | 58 | 1 x 1 |
| 015 | 138 | 2,81 | 1 x 1,1 | 160 | 360 | - | - | - | 60 | 1 x 1 |
| 016 | 167 | 4,15 | 1 x 0,75 | 190 | 580 | 240 | 630 | - | 56 | 1 x 1 |
| 019 | 187 | 4,75 | 1 x 1,1 | 195 | 585 | 245 | 635 | - | 59 | 1 x 1 |
| 021 | 214 | 4,30 | 1 x 1,1 | 205 | 595 | 300 | 690 | - | 58 | 1 x 1 |
| 024 | 241 | 4,90 | 1 x 1,5 | 212 | 602 | 307 | 697 | - | 62 | 1 x 1 |
| 026 | 263 | 5,41 | 1 x 2,2 | 215 | 605 | 310 | 700 | - | 65 | 1 x 1 |

VASO DE EXPANSIÓN 100 SMR-P



CATÁLOGO TÉCNICO
MANUALES, CATALOGOS Y HOJAS TÉCNICAS: EN NUESTRA WEB

4.3.3. Vasos de expansión

IT 1.3.4.2.4

Los circuitos cerrados de agua o soluciones acuosas estarán equipadas con un dispositivo de expansión de tipo cerrado, que permita absorber, sin dar lugar a esfuerzos mecánicos, el volumen de dilatación del fluido.

| Código | Artículo | Capacidad l | Presión máx. bar | Dimensiones D x H | Conex. de agua Ø | Precarga bar |
|---|-----------|-------------|------------------|-------------------|------------------|--------------|
| <ul style="list-style-type: none"> • Temperatura máxima: 130°C • Precarga: 2,5 bar • Apto para el uso hasta 50% anticongelante | | | | | | |
| MEMBRANA FIJA | | | | | | |
| SO 09 021 | 5 SMF | 5 | 10 | 200x240 | 3/4" | 2,5 |
| SO 09 022 | 8 SMF | 8 | 10 | 200x335 | 3/4" | 2,5 |
| SO 09 023 | 12 SMF | 12 | 10 | 270x304 | 3/4" | 2,5 |
| SO 09 024 | 18 SMF | 18 | 10 | 270x405 | 3/4" | 2,5 |
| SO 09 025 | 24 SMF | 24 | 8 | 320x425 | 3/4" | 2,5 |
| MEMBRANA INTERCAMBIABLE | | | | | | |
| SO 09 026 | 35 SMR-P | 35 | 10 | 360x615 | 1" | 2,5 |
| SO 09 027 | 50 SMR-P | 50 | 10 | 360x750 | 1" | 2,5 |
| SO 09 028 | 80 SMR-P | 80 | 10 | 450x750 | 1" | 2,5 |
| SO 09 029 | 100 SMR-P | 100 | 10 | 450x850 | 1" | 2,5 |
| SO 09 030 | 220 SMR | 200 | 10 | 485x1400 | 1-1/2" | 2,5 |
| SO 09 031 | 350 SMR | 300 | 10 | 485x1965 | 1-1/2" | 2,5 |
| SO 09 032 | 500 SMR | 500 | 10 | 600x2065 | 1-1/2" | 2,5 |
| SO 09 033 | 700 SMR | 700 | 10 | 700x2215 | 1-1/2" | 2,5 |



Cálculo del vaso de expansión:

3. ESTUDIO MEDIOAMBIENTAL

1. ESTUDIO MEDIOAMBIENTAL

Se ha tratado de manera detallada los siguientes aspectos ambientales:

1.1. PREVENCIÓN Y CONTROL DE LA LEGIONELLA

La Legionelosis es una enfermedad bacteriana de origen ambiental, que suele presentar dos formas clínicas diferenciadas: la infección pulmonar o “enfermedad del legionario” y la forma no neumónica conocida como “fiebre de Pontiac”, de pronóstico leve.

Las condiciones bajo las cuales la bacteria reacciona y se multiplica son varias:

- Temperatura del agua a 37°C
- Ph entre 6 y 7
- Presencia de nutrientes orgánicos
- Presencia de trazas de hierro

La enfermedad tiene un periodo de incubación de 2 a 10 días y se manifiesta con síntomas de cuadro gripal con fiebre, malestar, dolores musculares, acompañado por tos, dificultad para respirar y en algunos casos con vómitos, diarreas, náuseas y dolor abdominal. Una vez superada la enfermedad no suele dejar secuelas, sin embargo este tipo de neumonías presenta una elevada mortalidad.

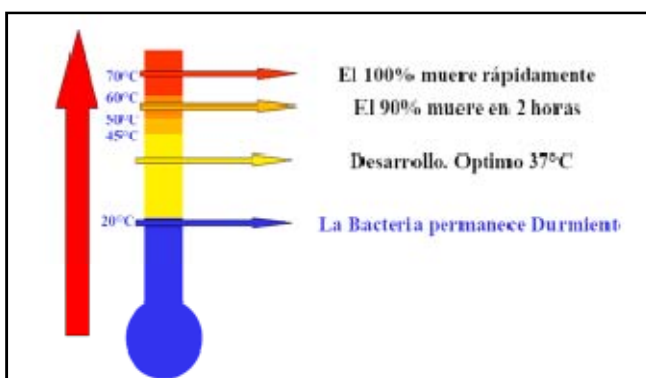


Fig.1. Comportamiento de la bacteria frente a la temperatura

1.2. NORMATIVA DE APLICACIÓN

La normativa que rige la prevención y el control de la legionella es:

- Criterios higiénico sanitarios para la prevención y el control de la legionelosis , Real Decreto 909/2001 de 27 de Julio
- Une 100.030/01, guía para la prevención y el control de la legionella en las instalaciones

1.3. MEDIDAS PREVENTIVAS EN LA INSTALACIÓN

Las medidas que se han considerado necesarias llevar a cabo para evitar y paliar la aparición de este tipo de bacterias, son:

- Elección del cobre como material de las conducciones. Entre otras características que le confieren como idóneo para estas instalaciones, existen estudios que prueban las características bacteriostáticas del cobre en contacto con el agua. Los índices de reproducción tanto de las bacterias Coli como de Legionella son claramente inferiores en las tuberías de cobre.
- Accesibilidad para la inspección y posible desinfección de los equipos, bocas de registro en los acumuladores, circuito de desagüe, vaciado de colectores, etc...

El principal foco de posible reproducción de la Legionella en nuestra instalación es la torre de refrigeración ya que el resto de elementos se mantienen a una temperatura superior al rango de reproducción de la legionella. Todos los componentes se encuentran en la zona segura, de muerte de toda la población para temperaturas superiores a 70°C.

En el plan de mantenimiento se han incluido las medidas de control y prevención enfocadas específicamente a la torre de refrigeración.

1.4. FACTOR DE IMPACTO AMBIENTAL

Un factor que permite determinar la incidencia sobre el medio ambiente de una instalación es el TEI (Total Environmental Impact) que engloba la mayor parte de los parámetros con influencia ambiental, como son el ODP (Potencial de destrucción de Ozono), el GWP (Potencia de calentamiento global), el coeficiente de rendimiento global CEE, la carga refrigerante y las emisiones propias.

En una instalación basada en el principio de absorción para su funcionamiento, hay que tener en cuenta que el consumo eléctrico es del 7% comparativamente a una instalación de refrigeración por compresión de similares características. Dado que, según la Agencia Europea del Medio Ambiente , el 98% del TEI de una instalación frigorífica se debe a las emisiones de los gases de efecto invernadero para la producción de la energía eléctrica necesaria para su funcionamiento, se puede estimar que el TEI de la instalación sería de un 8% con respecto a una de compresión.

Dado que además, nuestra instalación solar cubre el 100% de las necesidades de la máquina de refrigeración la mayor parte del año, se carece de aporte de energía auxiliar, con lo que el TEI no se ve afectado por este particular.

1.5. AHORRO DE EMISIONES DE CO₂

En este apartado vamos a hacer una estimación del CO₂ que se ha dejado de emitir como consecuencia de la utilización de una energía renovable en lugar de una fuente de energía de carácter convencional.

La firma del Protocolo de Kioto es reflejo del compromiso contraído por las autoridades españolas en lo referido a la reducción de emisiones de GEI's, particularmente CO₂

Para el cálculo de la cantidad generada de CO₂ se hace uso del índice de conversión existente en la bibliografía, que es:

kg CO₂/kWh eléctrico=0,545

Vamos a suponer el ahorro en emisiones de CO₂ que supondría nuestra instalación con respecto a un sistema de refrigeración convencional. Para ello vamos a calcular el consumo energético que tendría la instalación de refrigeración por compresión para todo el periodo de funcionamiento, restándole el consumo de nuestra instalación obtendríamos el consumo eléctrico que se ahorra con la apuesta por energías renovables. Si trasladamos ese ahorro en kWh a Kg CO₂, obtenemos el CO₂ que se ha dejado de producir como consecuencia de la puesta en marcha de nuestra instalación.

Para el inicio del análisis suponemos una máquina de compresión de similares características a las nuestras, pero con un COP de 3.5

- Periodo de funcionamiento: 6 meses / 8 horas al día
- Energía total demandada: 120.960 MJ en los 6 meses de funcionamiento
- Energía consumida por la máquina de compresión: 37.522 MJ de energía eléctrica
- Energía consumida por instalación con energía solar: 24.053 MJ
- Ahorro de energía eléctrica: 13.399,04 MJ

Dado que no tenemos aporte de energía auxiliar en nuestra instalación, este ahorro es real. Según la conversión anterior el ahorro, sería de:

- 13.47 MJ o de 3741,26 kWh
- 3741,26 kWh → 2038,98 Kg CO₂

Vemos que solo en 6 meses de funcionamiento (6 meses al año) de nuestra instalación el ahorro de emisiones en CO₂ es de más de 2 Tn, con lo que en 5 años de funcionamiento habríamos

evitado la emisión de más de 10 Tn de CO₂, con solo un 12% de cobertura de las necesidades de refrigeración del edificio.

1.6. FLUIDOS DE TRABAJO

El líquido calorportador que se utiliza en el circuito primario es una mezcla de agua con glicol comercial, al 33%, que no es tóxico. Además al trabajar en circuito cerrado las pérdidas que puedan producirse serán mínimas. Aun no siendo tóxico, cuando se necesite reponer o sustituir el fluido, los restos deberán ser tratados convenientemente mediante depuración y recuperación.

En la máquina de absorción, se utiliza una mezcla LiBR y agua destilada. Estos fluidos no tienen problemas de toxicidad o de riesgo medioambiental, mas allá de evitar el ser ingerido o de las precauciones propias a la manipulación de cualquier fluido de carácter industrial.

1.7. CONTAMINACIÓN ACÚSTICA

El principal impacto de los equipos instalados es el nivel de ruido que alcanzarían cuando estuviera la instalación a pleno funcionamiento. El nivel de ruido que alcanzan los equipos principales instalados son:

- Máquina de absorción Yazaki SWC10 46 dB
- Torre de refrigeración TEVA 012 59 dB

Podemos comprobar que los dos equipos principales de la instalación, superan el umbral de los 30 dB. Para evitar esta contaminación acústica, y garantizar que el nivel sonoro se mantiene en la dirección al exterior de la zona de instalación ni en los alrededores, se colocarían pantallas insonorizantes en el interior de las edificaciones, sin que por ello deban interferir en el correcto funcionamiento de la instalación.

El resto de elementos de la instalación no tienen la potencia suficiente como para que puedan considerarse focos de contaminación acústica.

1. PLAN DE MANTENIMIENTO

1.1 PLAN DE MANTENIMIENTO GENERAL

Son operaciones de inspección visual, verificación de actuaciones y otros que aplicados a la instalación deben permitir mantener dentro de los límites aceptables las condiciones de funcionamiento, prestaciones, protección y durabilidad de la instalación.

El mantenimiento implicará como mínimo una revisión anual de la instalación para instalaciones con superficie inferior a 20 m² y una revisión cada seis meses para instalaciones con una superficie de captación superior a 20m².

El plan de mantenimiento debe realizarse por personal técnico competente que conozca la tecnología solar térmica y las instalaciones mecánicas en general. La instalación tendrá un libro de mantenimiento en el que reflejen todas las operaciones realizadas así como el mantenimiento correctivo

El mantenimiento ha de incluir todas las operaciones de mantenimiento y sustitución de elementos fungibles o desgastados por el uso necesario para asegurar que el sistema funcione correctamente durante su vida útil.

A continuación se desarrollan de forma detallada las operaciones de mantenimiento que deben realizarse en las instalaciones de energía solar destinadas a la producción de agua caliente, con la periodicidad mínima y otras observaciones.

El mantenimiento y la periodicidad de las tareas de mantenimiento de la torre se reduce a las siguientes actividades:

| <u>SISTEMA</u> | <u>DE</u> | | |
|-------------------------|-----------|-------------------|--|
| <u>CAPTACION</u> | | | |
| <u>EQUIPO</u> | | <u>FRECUENCIA</u> | <u>DESCRIPCION</u> |
| Captadores | | 6 | Inspección visual sobre diferencias con el original |
| Cristales | | 6 | Inspección visual diferencias entre captadores |
| Juntas | | 6 | Inspección visual de condensaciones y suciedad |
| Absorbedor | | 6 | Inspección visual de agrietamientos y deformaciones |
| | | | Inspección visual deformación, oscilaciones, ventanas de respiración |
| Carcasa | | 6 | |
| Conexiones | | 6 | Inspección visual aparición de fugas |
| | | | Inspección visual degradación, indicios de corrosión y aprietes de tornillos |
| Estructura | | 6 | |
| Captadores | | 12 | Tapado parcial del campo de captadores |
| Captadores | | 12 | Destapado parcial del campo de captadores |
| Captadores | | 12 | Vaciado parcial del campo de captadores |
| Captadores | | 12 | Llenado parcial del campo de captadores |

| Sistema de Acumulación | | |
|-------------------------------|-------------------|--|
| <u>EQUIPO</u> | <u>FRECUENCIA</u> | <u>DESCRIPCION</u> |
| Depósito | 12 | Presencia de lodos en el fondo |
| Ánodos de sacrificio | 12 | Comprobación del desgaste |
| Ánodos de corriente impresa | 12 | Comprobación de buen funcionamiento |
| Aislamiento | 12 | Comprobar que no hay humedad |
| Intercambiador de placas | 12 | Control de funcionamiento de eficiencia y prestaciones |
| | 12 | Limpieza |

| Circuito hidráulico | | |
|----------------------------|-------------------|---|
| <u>EQUIPO</u> | <u>FRECUENCIA</u> | <u>DESCRIPCION</u> |
| Fluido refrigerante | 12 | Comprobar su densidad y pH |
| Estanqueidad | 24 | Efectuar prueba de presión |
| Aislamiento de exterior | 6 | Inspección degradación, protección de uniones y ausencia de humedad |
| Aislamiento al interior | 12 | Inspección visual uniones y ausencia de humedad |
| Purgador automático | 12 | Control de funcionamiento y limpieza |
| Purgador manual | 6 | Vaciar el aire al botellín |
| Bomba | 12 | Estanqueidad |
| Vaso de expansión cerrado | 6 | Comprobación de la presión |
| Vaso de expansión abierto | 6 | Comprobación del nivel |
| Sistema de llenado | 6 | Control de funcionamiento con actuación |
| Válvula de corte | 12 | Control de funcionamiento con actuación para evitar agarrotamiento |
| Válvula de seguridad | 12 | Control de funcionamiento y actuación |

| Sistema eléctrico y de control | | |
|---------------------------------------|-------------------|---|
| <u>EQUIPO</u> | <u>FRECUENCIA</u> | <u>DESCRIPCION</u> |
| Cuadro eléctrico | 12 | Comprobar que está siempre bien cerrado para que no entre polvo |
| Control diferencial | 12 | Control de funcionamiento con actuación |
| Termostato | 12 | Control de funcionamiento con actuación |
| Verificación del sistema de medida | 12 | Control de funcionamiento con actuación |

| Torres de refrigeración | | |
|--|-------------------------------|--|
| EQUIPO | FRECUENCIA (Meses) | DESCRIPCION |
| Inspección general de la torre | 1 | |
| Limpieza de la torre | 1 | |
| Limpieza y ducha de la bandeja | Inicio | |
| Limpieza del filtro | | Desmontaje y limpieza con agua a presión |
| Revisión y ajuste del nivel de agua de la bandeja | Inicio | |
| Revisión del relleno | 1 | Inspección visual de sedimentos o de cal, o formación de algas |
| Limpieza del relleno | 12 | Según Inspección visual o si esta dañado |
| Inspección de las toberas | 1 | comprobar obstrucción de las toberas visualmente o mediante manómetro |
| Limpieza de las toberas | 12 | En caso de obstrucción, limpieza externa a la torre |
| Inspección del separador de gotas | 1 | IV de sedimentos, cal o formación de algas |
| Limpieza del separador de gotas | 12 | Desmontaje para su limpieza |
| Revisión del funcionamiento de la válvula de llenado | 1 | |
| Revisión y limpieza de la válvula de flotador | 1 | Comprobación del nivel de agua en rebosadero. Desmontaje si limpieza necesaria. Regulación mediante manipulación tornillo. |
| Revisión de ruidos y vibraciones anormales | 1 | |
| Control del voltaje e intensidad del motor | 6 | Comprobar con multimetro la intensidad y tensión de todas las tomas |
| Comprobar la sujeción del motor | 12 | Comprobación del apriete de las tuercas de sujeción |
| Control de nivel de aceite del nivel de reductor | 6 | IV del nivel de aceite por debajo del tapón |
| Limpieza de las palas del ventilador | 6 | Mediante agua a presión |
| Comprobar la sujeción del ventilador | 6 | Comprobación del correcto apriete de las tuercas de los tornillos de sujeción |
| Comprobar sentido de giro del motor y el ventilador | inicio | |
| Comprobar funcionamiento y caudal de descarga | 12 | |
| Inspección de las persianas | 1 | |
| Limpieza de las persianas | 12 | Mediante agua a presión , con desmontaje |
| Limpiar sensor | 6 | |

1.2 PLAN ESPECÍFICO DE PREVENCIÓN Y CONTROL DE LA LEGIONELLA

El Real Decreto 865/2003 establece las bases sobre las condiciones higiénico sanitarias necesarias para la prevención, control y eliminación de la legionelosis. Pasamos a describir los artículos más importantes de dicha legislación y que tienen aplicación en nuestra instalación

1.2.1 GENERALIDADES

1.2.1.1 ÁMBITO DE APLICACIÓN

Las medidas contenidas en el presente Real Decreto se aplicarán a las siguientes instalaciones que utilicen agua en su funcionamiento, produzcan aerosoles y se encuentran ubicadas en el interior o exterior de los edificios de uso colectivo o instalaciones industriales que puedan ser susceptibles de convertirse en focos para la propagación de la enfermedad

- a. Sistemas de agua caliente sanitaria: red y depósitos, acumuladores, calderas y calentadores
- b. Sistemas de agua fría de consumo humano: red y depósitos, tanques, aljibes, cisternas y pozos
- c. Torres de refrigeración
- d. Condensadores evaporativos , equipos de enfriamiento evaporativo

1.2.1.2 NOTIFICACIÓN DE TORRES DE REFRIGERACIÓN Y CONDENSADORES EVAPORATIVOS

Los titulares de las torres de refrigeración y condensadores evaporativos están obligados a notificar a la Administración sanitaria competente, en el plazo de un mes desde su puesta en funcionamiento, el numero y características técnicas de las mismas, así como las modificaciones que afecten al sistema.

1.2.1.3 RESPONSABILIDAD DE LOS TITULARES EN LAS INSTALACIONES

Los titulares de las instalaciones descritas serán los responsables del cumplimiento de lo dispuesto en este Real Decreto y de realizar los programas de mantenimiento periódico que garanticen el correcto de sus instalaciones así como del control microbiológico y de las condiciones físico químicas del agua con el fin de que no representen un peligro para la salud pública

La contratación de un servicio de mantenimiento externo no exime al titular de las instalaciones de su responsabilidad.

1.2.2 MEDIDAS DE CARÁCTER GENERAL

1.2.2.1 REGISTRO DE OPERACIONES DE MANTENIMIENTO

Los titulares de las instalaciones recogidas deberán disponer de un Registro de mantenimiento. El titular de la instalación podrá delegar la gestión de este Registro en personas físicas o jurídicas designadas al efecto, que realizarán las siguientes anotaciones:

- e. Fecha de realización de las tareas de desinfección, revisión y limpieza general, protocolo seguido, productos utilizados, dosis y tiempo de actuación. Cuando sea efectuado por una empresa contratada, ésta extenderá un certificado.
- f. Fecha de realización o de cualquier otra operación de mantenimiento (limpiezas parciales, reparaciones, verificaciones y engrases) y especificación de las mismas, así como cualquier tipo e incidencia de las medidas adoptadas.
- g. Fecha y resultados analíticos de los diversos análisis del agua
- h. Firma del responsable técnico de las tareas realizadas y del responsable de actuación

El registro de mantenimiento estará siempre a disposición de las autoridades sanitarias responsables de la inspección de las instalaciones.

1.2.2.2 MEDIDAS PREVENTIVAS

Estas medidas se aplicaran tanto en la fase de diseño como de mantenimiento.

- i. En la fase de diseño de las instalaciones se tendrá en cuenta en las torres de refrigeración y en los condensadores evaporativos,
 - i. Estarán ubicados de manera que se reduzca al mínimo el riesgo de exposición de las personas a los aerosoles. A este efecto se deberán ubicar en lugares alejados de las personas, protegiendo tomas de aire acondicionado y ventanas.
 - ii. Los materiales han de resistir la acción agresiva del agua y del cloro u otros desinfectantes, con el fin de evitar los fenómenos de corrosión.

- Se evitara los materiales que favorezcan el desarrollo de las bacterias y hongos como el cuero, madera, fibrocemento, hormigón o los derivados de la celulosa.
- iii. El diseño del sistema deberá hacerse de manera que todos los aparatos y equipos sean accesibles para su inspección, limpieza, desinfección y toma de muestras.
 - j. Los programas de mantenimiento se realizarán en todas las instalaciones recogidas en el artículo 2 e incluirán:
 - i. Elaboración de un plano de cada instalación que contemple todos sus componentes , que se actualizara cada vez que se realice una modificación
 - ii. Revisión y examen de todas las partes de la instalación para asegurar su correcto funcionamiento, estableciendo los parámetros a medir, los puntos de revisión, procedimientos y periodicidad de cada actividad.
 - iii. Programa de limpieza y desinfección de toda la instalación, para asegurar que el equipo funciona en condiciones de seguridad, estableciendo claramente los procedimientos, productos a utilizar y dosis, precauciones a tener en cuenta y periodicidad de cada actividad.
 - iv. Exigencia de un registro de mantenimiento de cada instalación que recoja todas las incidencias, actividades realizadas y resultados obtenidos.

1.2.3 MANTENIMIENTO DE TORRES DE REFRIGERACIÓN Y DISPOSITIVOS ANÁLOGOS

Se detallan a continuación los aspectos mínimos que debe recoger la revisión, limpieza y desinfección de este tipo de instalaciones, completando ya lo recogido en artículo 7 del presente Real Decreto.

1.2.3.1 REVISIÓN

La revisión de las partes de una instalación comprobara su correcto funcionamiento y su buen estado de conservación y limpieza. Dicha revisión se realizará con la siguiente periodicidad: anualmente el condensador y el separador de gotas, semestralmente el relleno y mensualmente la bandeja. Se revisara el estado de conservación y limpieza de general, con el fin de detectar la presencia de sedimentos, incrustaciones, productos de la corrosión, todos y cualquier otra circunstancia que altere o pueda alterar el buen funcionamiento de la instalación.

Si se detecta algún componente deteriorado, se procederá a su restitución o reparación.

Se revisará también la calidad físico-química y microbiológica del agua del sistema determinando mensualmente los siguientes parámetros:

- Temperatura

- pH
- conductividad
- sólidos en suspensión
- nivel de cloro
- biocida
- productos de corrosión
- contaminación microbiológica

Se incluirán si fueran necesario otros parámetros que se consideren útiles en la determinación de la calidad del agua o de la efectividad del programa de mantenimiento o de tratamiento de agua. Cuando se detecten cambios en la calidad físico- química o microbiológica del agua, se procederá a aplicar las medidas correctivas necesarias para recuperar las condiciones del sistema.

1.2.3.2 LIMPIEZA Y DESINFECCIÓN

Se tendrá en cuenta que una desinfección no será efectiva si no va acompañada de una limpieza exhaustiva. La limpieza y desinfección del sistema completo se realizará, al menos, dos veces al año, preferiblemente al comienzo de la primavera y el otoño, cuando las instalaciones sean de funcionamiento no estacional y además en las siguientes circunstancias: cuando se ponga en marcha la instalación por primera vez, tras una parada superior a un mes, tras una reparación o modificación estructural, cuando una revisión general así lo aconseje y cuando lo determine la autoridad sanitaria.

El procedimiento de limpieza y desinfección general para equipos que puedan cesar en su actividad y en caso de utilizar cloro, será el siguiente:

- a. Cloración del agua del sistema, al menos 5 ppm de cloro residual libre y adición de biodispersantes capaces de actuar sobre la biocapa y anticorrosivos compatibles con el cloro y el biodispersante, y en cantidad adecuada manteniendo un PH entre 7 y 8.
- b. Recircular el sistema durante 3 horas, con los ventiladores desconectados y cuando sea posible las aberturas cerradas para evitar la salida de aerosoles. Se medirá el nivel de cloro residual libre al menos cada hora reponiendo la cantidad perdida.
- c. Neutralizar el cloro, vaciar el sistema y aclarar con agua a presión
- d. Realizar las operaciones de mantenimiento mecánico del equipo y reparar las averías detectadas
- e. Limpiar a fondo la superficie del equipo con detergentes y agua a presión y aclarar
- f. Introducir en el flujo de agua la cantidad de cloro suficiente para alcanzar 15 ppm de cloro residual libre, añadiendo anticorrosivos compatibles y en cantidad adecuada
- g. Recircular el sistema, con los ventiladores desconectados durante 2 horas, midiendo cada 30 minutos los niveles de cloro residual libre y reponiendo la cantidad perdida
- h. Neutralizar el cloro nuevamente, vaciar y aclarar

i. Llenar de agua y añadir desinfectante de mantenimiento. Cuando este desinfectante sea cloro, se mantendrán unos niveles de cloro residual libre de 2 ppm mediante un dispositivo en continuo, añadiendo anticorrosivo, compatible con el cloro, en cantidad adecuada.

Las piezas desmontables serán limpiadas a fondo sumergidas en una solución que contenga 15 ppm de cloro residual libre, durante 20 minutos aclarando posteriormente con abundante agua fría. Los elementos difíciles de desmontar o de difícil acceso se pulverizarán con la misma solución durante el mismo tiempo. En caso de equipos, que por sus dimensiones o diseño no admitan la pulverización, la limpieza y desinfección se realizara mediante nebulización eléctrica, utilizando un desinfectante adecuada para este fin (este procedimiento no se puede utilizar con cloro)

La limpieza y desinfección del relleno, así como de la balsa y resto de componentes, de torres de refrigeración de tiro inducido y flujo de aire cruzado o contracorriente, sin posibilidad de parada, se realizara al menos dos veces al año, preferiblemente en primavera y en otoño, según el siguiente procedimiento:

- a. Ajustar el Ph entre 7 y 8, para mejorar la acción del ácido hipocloroso (HClO)
- b. Añadir hipoclorito sódico (NaClO) en cantidad suficiente para mantener el agua de la balsa una concentración máxima residual de cloro libre de 5 ppm
- c. Añadir la cantidad adecuada de biodispersante para que actúe sobre la biocapa y permita el ataque del cloro en sus interior, así como un inhibidor de la corrosión, específico para cada sistema.
- d. Recircular cada 4 horas manteniendo los niveles de cloro residual libre. Se realizaran determinaciones del mismo cada hora, para asegurar el contenido de cloro residual previsto.
- e. Una vez finalizada la operación de limpieza, se renovara la totalidad del agua del circuito abriendo la purga al máximo posible y manteniendo el nivel de la balsa.
- f. Normalización de las condiciones de operación, durante este periodo con el fin de eliminar la biocapa que pudiera permanecer en los intercambiadores y zonas muertas o de baja velocidad del circuito, se mantendrá una concentración de cloro residual libre entre 1 y 2 ppm y la cantidad adecuada de biodispersante durante 24 horas.

1.2.3.3 LIMPIEZA Y DESINFECCIÓN EN CASO DE BROTE DE LEGIONELOSIS

- a. Clorar el agua del sistema hasta conseguir al menos 20 ppm de cloro libre residual y añadir biodispersantes y anticorrosivos compatibles en cantidad adecuada, manteniendo los ventiladores desconectados y cuando sea posible, las aberturas cerradas para evitar la salida de aerosoles.
- b. Mantener este nivel de cloro durante 3 horas, comprobando este cada hora y reponiendo la cantidad perdida mientras esta recirculando agua a través del sistema.
- c. Neutralizar el cloro y proceder a la recirculación del agua de igual forma que

- d. e en el punto anterior
- e. Vaciar el sistema y aclarar con agua a presión
- f. Realizar las operaciones de mantenimiento mecánico del equipo y reparar las averías detectadas
- g. Limpiar a fondo las superficies del sistema con detergente y agua a presión, y aclarar
- h. Introducir en el flujo de agua una cantidad de cloro suficiente para alcanzar 20 ppm de cloro residual libre añadiendo anticorrosivos compatibles en cantidad adecuada. Se mantendrá durante 2 horas comprobando el nivel cloro residual libre cada 30 minutos, reponiendo la cantidad perdida. Se recirculará el agua por todo el sistema, manteniendo los ventiladores desconectados y las aberturas tapadas
- i. Neutralizar el cloro y recircular de igual forma que en el punto anterior
- j. Vaciar el sistema, aclarar y añadir el desinfectante de mantenimiento. Cuando este desinfectante sea cloro, mantener un nivel residual libre de 2 ppm mediante un dispositivo en continuo, añadiendo el anticorrosivo compatible, en cantidad adecuada.

Las piezas desmontables serán limpiadas a fondo y desinfectadas por inmersión en una solución de agua que contenga 20 ppm de cloro residual libre, durante al menos 20 minutos. Las piezas no desmontables o de difícil acceso se limpiarán y desinfectarán pulverizándose con la misma solución durante el mismo tiempo. En caso de equipos que por sus dimensiones o diseño no admitan la pulverización, la limpieza y desinfección se realizará mediante nebulización eléctrica y con un desinfectante adecuado.

Todas estas actividades se realizarán por personal suficientemente entrenado, con todas las medidas de seguridad necesarias avisando a los usuarios para evitar posibles accidentes.

Estas actividades quedarán reflejadas en el registro de mantenimiento. Posteriormente se continuará con las medidas de mantenimiento habituales

1.2.3.4 RECOGIDA DE MUESTRAS AMBIENTALES PARA AISLAMIENTO DE LEGIONELLA EN TORRES DE REFRIGERACIÓN

En torres de refrigeración, condensadores evaporativos u otros aparatos de refrigeración que utilicen agua en su funcionamiento y generen aerosoles se tomará aproximadamente 1 litro de agua de la bandeja y de la parte baja de la torre, procurando recoger restos de suciedad, incluso rascando posibles incrustaciones de la pared. Medir temperatura del agua y cantidad de cloro libre

Las muestras deberán recogerse en envases estériles, adecuados para evitar que se rompan o se vierta su contenido en el transporte, con cierre hermético a los que se añadirá un neutralizante. Deberán llegar temperatura ambiente evitándose temperaturas extremas.

4. PLIEGO DE CONDICIONES

ÍNDICE

1. DEFINICIÓN Y ALCANCE DE LOS PLIEGOS

Objetivo.

Cuerpo normativo.

Documentos que definen las obras.

Compatibilidad y relaciones entre dichos documentos.

2. CONDICIONES GENERALES FACULTATIVAS

Obligaciones del contratista

Facultades de la dirección técnica

3. CONDICIONES GENERALES ECONÓMICAS

Mediciones

Valoraciones

4. PLIEGO DE CONDICIONES GENERALES LEGALES

Recepción de obras

Cargos al contratista

Disposiciones varias

5. PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS

Condiciones generales

Condiciones que han de cumplir los materiales

Condiciones para la ejecución de las unidades de obra

Control de calidad.

Materiales y unidades de obra no especificadas.

6. CUMPLIMIENTO DE LOS PLAZOS

7. PLAN DE OBRA Y REALCIÓN DE MAQUINARIA

Materiales en depósitos

Materiales y medios auxiliares

8. MANUALES DE MATENIMIENTO Y PLANOS "AS BUILT"

1. DEFINICIÓN Y ALCANCE DE LOS PLIEGOS

1.1 Objetivo.

El presente pliego regirá en unión de las disposiciones que con carácter general y particular se indican, y tienen por objeto la ordenación de las condiciones técnico-facultativas que han de regir en la ejecución de las obras del proyecto de construcción de la planta en la población.

1.2 Cuerpo normativo.

El cuerpo normativo de aplicación en la ejecución de las obras objeto del presente proyecto será el formado por toda la LEGISLACIÓN DE OBLIGADO CUMPLIMIENTO que le sea de aplicación en la fecha de la forma del Contrato de adjudicación de las obras.

Si entre la normativa de aplicación existiesen discrepancias, se aplicarán las más restrictivas, salvo que por parte de la Dirección Facultativa se manifieste por escrito lo contrario en el libro de Ordenes.

Si entre la normativa de aplicación existiese contradicción será la Dirección Facultativa quien manifieste por escrito la decisión a tomar en el Libro de Ordenes.

Será de responsabilidad del Contratista cualquier decisión tomada en los supuestos anteriores si no está firmada en el Libro de Órdenes por la Dirección Facultativa y por tanto estará obligado a asumir las consecuencias que deriven de las órdenes que debe tomar la Dirección Facultativa para corregir la situación creada.

1.3 Documentos que definen las obras.

El presente pliego, conjuntamente con los documentos, Memoria, Planos y Mediciones y Presupuesto, forman el proyecto que servirá de base para la ejecución de las obras. Los planos constituyen los documentos que definen la obra en forma geométrica y cuantitativa.

1.4 Compatibilidad y relaciones entre dichos documentos.

Lo mencionado en los pliego de condiciones y omitido en los Planos, o viceversa, habrá de ser ejecutado como si estuviese expuesto en ambos documentos. En caso de contradicción entre los Planos y los Pliegos de Condiciones, prevalecerá en estos últimos.

Las omisiones en Planos y Pliegos de Condiciones o las descripciones erróneas de los detalles de las obras que sean manifiestamente indispensables para llevar a cabo el espíritu o la intención expuestos en los Planos y Pliegos de Condiciones, o que, por su uso y costumbre, deben ser realizados, no sólo no eximen al contratista de la obligación de ejecutar esos detalles de obra omitidos o erróneamente descritos, sino que, por el contrario, deberán ser ejecutados como si hubiera sido completa y correctamente especificados en los Planos y Pliegos de Condiciones sin que suponga variación en el presupuesto de la unidad o el capítulo.

2. CONDICIONES GENERALES FACULTATIVAS

2.1. Obligaciones del contratista

Artículo 1. Condiciones técnicas.

Las presentes condiciones técnicas serán de obligada observación por el contratista a quien se adjudique la obra, el cual deberá hacer constar que las conoce y que se compromete a ejecutar la obra con estricta sujeción a las mismas en la propuesta que formule y que sirva de base a la adjudicación.

Artículo 2. Marcha de los trabajos.

Para la ejecución del programa de desarrollo de la obra, el contratista deberá tener siempre en la obra un número de obreros proporcionado a la extensión de los trabajos y clases de estos que estén ejecutándose.

Artículo 3. Personal.

Todos los trabajos han de ejecutarse por personas especialmente preparadas. Cada oficio ordenará su trabajo armónicamente con los demás procurando siempre facilitar la marcha de los mismos, en ventaja de la buena ejecución y rapidez de la construcción, ajustándose a la planificación económica prevista en el proyecto.

El contratista permanecerá en la obra durante la jornada de trabajo, pudiendo estar representado por un encargado apto, autorizado por escrito, para recibir instrucciones verbales y firmar recibos y planos o comunicaciones que se lo dirijan.

Artículo 4. Precauciones a adoptar durante la construcción.

Las precauciones a adoptar durante la construcción serán las previstas en la reglamentación sobre seguridad y salud en el trabajo y prevención de riesgos laborales.

El contratista se sujetará a las leyes, Reglamentos y Ordenanzas vigentes, así como a los que se dicten la ejecución de las obras.

Artículo 5. Responsabilidades del contratista.

En la ejecución de las obras que se hayan contratado, el contratista será el único responsable, no teniendo derecho a indemnización alguna por el mayor precio a que pudiera costarle, ni por las erradas maniobras que cometiese durante la construcción, siendo de su cuenta y riesgo e independiente de la inspección del Ingeniero. Asimismo será responsable ante los Tribunales de los accidentes que, por inexperiencia o descuido, sobrevinieran, tanto en la construcción como en los andamios, ateniéndose en todo a las disposiciones y leyes comunes sobre la materia.

Artículo 6. Desperfectos en propiedades colindantes.

Si el contratista causase algún desperfecto en propiedades colindantes tendrá que restaurarlas por su cuenta dejándolas en el estado en que las encontró al comienzo de la obra. El contratista adoptará cuantas medidas encuentre necesarias para evitar la caída de operarios, desprendimiento de herramientas y materiales que puedan herir o matar a alguna persona.

Artículo 7. Seguro de incendios.

Queda obligado el contratista a asegurar las obras en Compañía de reconocida solvencia inscrita en el registro de Ministerio de Hacienda en virtud de la vigente Ley de Seguros. En caso de no asegurar las obras se entiende que es el contratista el asegurador.

La póliza habrá de extenderse con la condición especial de que si bien el contratista la suscribe con dicho carácter es requisito indispensable que, en caso de siniestros una vez justificada su cuantía, el importe íntegro de la indemnización lo cobre la entidad propietaria, para ir pagando la obra que se reconstruya a medida que esta se vaya realizando, previstas las certificaciones facultativas, como los demás trabajos de la construcción.

Artículo 8. Obligaciones no especificadas.

Es obligación del contratista ejecutar cuanto sea necesario para la terminación completa y buena construcción y aspecto de las obras, aunque algún detalle complementario no se halle expresamente determinado en estas condiciones, siempre que, sin separarse de su espíritu y recta interpretación, lo disponga el Ingeniero-Director.

Las dudas que pudieran ocurrir en las condiciones y demás documentos del contrato se resolverán por el Ingeniero-Director así como la inteligencia e interpretación de los planos, detalles y descripciones debiendo someterse el contratista a lo que dicho facultativo decida.

Artículo 9. Documentos que puede reclamar el contratista.

El contratista conforme a lo dispuesto en el Pliego de Condiciones, podrá sacar a sus expensas copias de los documentos del Proyecto de Contrata, cuyos originales le serán facilitadas por el Ingeniero-Director, el cual autorizará con su firma las copias, si el contratista las desea.

Artículo 10. Seguros.

El contratista estará asegurado en Compañía solvente o Ingeniero-Director para cubrir todos los accidentes que ocurran en la obra, si la Compañía no los abonase, los abonará el contratista directamente.

En cualquier momento estos documentos podrán ser exigidos por la propiedad y la Dirección Facultativa.

2.2. Facultades de la dirección técnica

Artículo 1. Interpretación de los documentos de proyecto.

El contratista queda obligado a que todas las dudas que surjan en la interpretación de los documentos del Proyecto o posteriormente durante la ejecución de los trabajos serán resueltas por la Dirección Facultativa de acuerdo con el “Pliego de Condiciones Técnicas de la Dirección General de Arquitectura”, Pliego de Condiciones que queda en su articulado incorporado al presente e las Condiciones Técnicas.

Las especificaciones no descritas en el presente Pliego con relación al Proyecto deben considerarse como datos en cuenta en la formulación del Presupuesto por parte de la empresa que realice las obras así como el grado de calidad de las mismas.

En las circunstancias en la que se vertieran conceptos en los documentos escritos que no fueran reflejados en los Planos del Proyecto, el criterio a seguir lo decidirá la Dirección Facultativa de las obras, recíprocamente cuando en los documentos gráficos aparecieran conceptos que no se ven reflejados en documentos escritos, la especificación de los mismos, será decidida por la Dirección Facultativa de las obras.

La Contrata deberá consultar previamente cuantas dudas estime oportunas para una correcta interpretación de la calidad constructiva y de características del Proyecto.

Artículo 2. Aceptación de materiales.

Los materiales serán reconocidos antes de su puesta en obra por la Dirección Facultativa, sin cuya aprobación no podrán emplearse en dicha obra; para ello la contrata proporciona al menos dos pruebas para su examen por parte de la Dirección Facultativa, ésta se reserva el derecho de desechar aquellos que no reúnan las condiciones que a su juicio, no considera aptas. Los materiales desechados serán retirados de la obra en el plazo más breve. Las muestras de los materiales una vez han sido aceptados, serán guardados juntamente con los certificados de los análisis para su posterior comparación y contraste.

Artículo 3. Mala ejecución.

Si a juicio de la Dirección Facultativa hubiera alguna parte de la obra mal ejecutada, el contratista tendrá la obligación de demolerla y volverla a realizar cuantas veces sea necesario, hasta que quede a satisfacción de dicha Dirección, no otorgando estos aumentos de trabajo derecho a percibir ninguna indemnización de ningún género, aunque las condiciones de mala ejecución de la obra se hubiesen notado después de la recepción provisional, sin que ello en los plazos parciales o en el total de ejecución de la obra.

Artículo 4. Reformas en el proyecto.

Si durante el curso de las obra el Ingeniero-Director estimase conveniente introducir modificaciones en el proyecto, el contratista estará obligado a realizarlas siempre y cuando la cantidad de obras proyectadas no aumentasen en una sexta parte las de igual índole, consignadas en el Presupuesto de Contrata, abonándosele la parte que resulte con arreglo a los precios del Proyecto.

DISPOSICIONES VARIAS.

Artículo 1. Replanteo.

Como actividad previa a cualquier otra de la obra se procederá por la Dirección Facultativa a la comprobación del replanteo de las obras en presencia del Contratista marcando sobre el terreno conveniente todos los puntos necesarios para su ejecución. De esta operación se extenderá acta por duplicado que firmará la Dirección Facultativa y la Contrata, la cuál, facilitará por su cuenta todos los medios necesarios para la ejecución de los referidos replanteos y señalamiento de los mismos, cuidando bajo su responsabilidad de las señales o datos fijados para su determinación. Asimismo para el resto de replanteos que se verifiquen en la obra, estos se realizarán por el Contratista con la consiguiente aprobación de la Dirección Facultativa para el inicio de la correspondiente unidad.

Artículo 2. Libro de Ordenes, Asistencia e Incidencias.

Con objeto de que en todo momento se pueda tener un conocimiento exacto de la ejecución e incidencias de la obra, se llevará, mientras dure la misma, el libro de Ordenes, Asistencia e Incidencias, en el que se reflejarán las visitas facultativas realizadas por la Dirección de la obra, incidencias surgidas y en general, todos aquellos datos que sirvan para determinar con exactitud si por la contrata se han cumplido los plazos y fases de ejecución previstas para la realización del proyecto.

El Ingeniero-Director de la obra, y los demás facultativos colaboradores en la dirección de las mismas, irán dejando constancia, mediante las oportunas referencias, de sus visitas e inspecciones y las incidencias que surjan en el transcurso de ellas y obliguen a cualquier modificación en el proyecto o la ejecución de las obras, las cuales serán de obligado cumplimiento.

Las anotaciones en el libro de Órdenes, Asistencia e Incidencias, darán fé a efectos de determinar las posibles causas de resolución e incidencias del contrato. Sin embargo, cuando el contratista no estuviese conforme, podrá alegar en su descargo todas aquellas razones que abonen su postura, aportando las pruebas que estime pertinentes. Efectuar una orden a través del correspondiente asiento en este Libro, no será obstáculo para que cuando la Dirección Facultativa lo juzgue conveniente, se efectúe la misma también por oficio. Dicha orden se reflejará también en el Libro de Ordenes.

Artículo 3. Modificaciones en la unidades de Obra.

Cualquier modificación en las unidades de obra que suponga la realización de distinto número de aquellas, mas o menos de las figuradas en el estado de mediciones del presupuesto, deberá ser conocida y aprobada previamente a su ejecución por el Director Facultativo, haciéndose constar en el Libro de la Obra, tanto la autorización citada como la comprobación posterior de su ejecución.

En caso de no obtener esta autorización, el contratista no podrá pretender ,en ningún caso, el abono de las unidades de obra que se hubiesen ejecutado de más respecto a las figuradas en el proyecto.

Artículo 4. Controles de obra: Pruebas y ensayos.

Se ordenará cuando se estime oportuno, realizar las pruebas y ensayos, análisis y extracción de muestras de obra realizada para comprobar tanto los materiales como las unidades de obra están en plenas condiciones y cumplen lo establecido en este Pliego. El abono de todas las pruebas y ensayos será de cuenta del contratista.

Artículo 5. Correspondencia oficial.

El contratista tendrá derecho a que se le acuse recibo, si lo pide, de las comunicaciones y reclamaciones que dirija al Ingeniero-Director y a su vez esta obligado a devolver a dicho Ingeniero, ya en originales , ya en copias, todas las ordenes y avisos que de él reciba poniendo al pie el “enterado” y su firma.

Artículo 6. Accesos a la obra.

Se facilitarán los accesos a todas las partes de la obra por medio de chaperas, andamiaje con tablonos, pasamanos, etc., de tal manera que todas las personas que accedan a los diversos sitios de la obra tengan la seguridad necesaria para la revisión de los diferentes trabajos.

Artículo 7. Gastos de obra.

Serán por cuenta del promotor salvo que se indiquen en contrato, los gastos referentes a licencia de obras, honorarios de Proyecto y Dirección Facultativa, así como todos los originados para dotar a la obra de acometidos de agua, electricidad, etc.

3. CONDICIONES GENERALES ECONÓMICAS

3.1 Mediciones

Artículo 1. Forma de medición.

La medición del conjunto de unidades de obra que constituyen el proyecto se verificará aplicando a cada unidad de obra la unidad de medida que le sea apropiada y con arreglo a las mismas unidades adoptadas en el presupuesto, unidad completa, partida alzada, metros cuadrados, cúbicos o lineales, kilogramos, etc.

Tanto las mediciones parciales como las que se ejecuten al final de la obra, se realizarán conjuntamente con el Contratista, levantándose las correspondientes actas que serán firmadas por ambas partes.

Todas las mediciones que se efectúen comprenderán las unidades de obra realmente ejecutadas, no teniendo el contratista derecho a reclamación de ninguna especie por las diferencias que se produjeran entre las mediciones que se ejecuten y las que figuren en el

proyecto, así como tampoco por los errores de clasificación de las diversas unidades de obra que figuren en los estados de valoración.

Artículo 2. Valoración de unidades no expresadas en este Pliego.

La valoración de las obras no expresadas en este Pliego se verificará aplicando a cada una de ellas la medida que le sea más apropiada y en forma de condiciones que estime justas el Ingeniero, multiplicando el resultado final por el precio correspondiente.

Artículo 3. Equivocaciones en el presupuesto.

Se supone que el contratista ha hecho un detenido estudio de los documentos que componen el Proyecto, y por lo tanto, al no haber hecho ninguna observación sobre errores posibles o equivocaciones del mismo, no hay lugar a disposición alguna en cuanto afecta a medidas o precios, de tal suerte que si la obra ejecutada con arreglo al proyecto contiene mayor número de unidades de las previstas, no tiene derecho a reclamación alguna, si por el contrario el número de unidades fuera inferior, se descontará del presupuesto.

3.2 Valoraciones

Artículo 1. Valoraciones.

Las valoraciones de las unidades de obra que figuran en el presente proyecto, se efectuarán multiplicando el número de éstas por el precio unitario asignado a las mismas en el presupuesto.

En el precio unitario aludido en el párrafo anterior se consideran incluidos los gastos de transportes de materiales, las indemnizaciones o pagos que hayan de hacerse por cualquier concepto, así como todo tipo de impuestos fiscales que graven los materiales por el Estado, Provincia o Municipio, durante la ejecución de las obras, y toda clase de cargas sociales. También serán de cuenta del contratista los honorarios, las tasas y demás gravámenes que se originan con ocasión de las inspecciones, aprobación y comprobación de las instalaciones con que esté dotado el inmueble.

El contratista no tendrá derecho por ello a pedir indemnización alguna por las causas enumeradas. En el precio de cada unidad de obra van comprendidos los de todos los materiales accesorios y operaciones necesarias para dejar la obra terminada y en disposición de recibiese.

Artículo 2. Valoración de las obras no incluidas o incompletas.

Las obras no incluidas se abonarán con arreglo a precios consignados en el Presupuesto, sin que pueda pretenderse cada valoración de la obra fraccionada en otra forma que la establecida en los cuadros de descomposición de precios.

Artículo 3. Precios contradictorios.

Si ocurriese algún caso excepcional e imprevisto en el cual fuese necesaria la designación de precios contradictorios entre la propiedad y el contratista, estos precios deberán fijarse con arreglo a los determinados para unidades análogas, después de haber convenido lo mismo el Ingeniero en representación de la Propiedad y el Contratista.

Artículo 4. Rotaciones valoradas.

El Contratista de la obra formulará mensualmente una relación valorada de los trabajos ejecutados desde la anterior liquidación con sujeción a los precios del presupuesto.

La dirección Facultativa, que presenciara las operaciones de valoración y medición, tendrá un plazo de diez días para examinarlas. Deberá dentro de este plazo dar su conformidad o, en caso contrario, hacer las observaciones que considere convenientes.

Estas relaciones valoradas no tendrán más que carácter provisional a buena cuenta, y no suponen la aprobación de las obras que en ellas se comprenden. Se formará multiplicando los resultados de la medición por los precios correspondientes, y descontando si hubiera lugar la cantidad correspondiente al tanto por ciento de baja o mejora producido en la licitación.

Artículo 5. Obras que se abonarán al contratista: Precio de las mismas.

Se abonarán al contratista la obra que realmente se ejecute con sujeción al proyecto que sirve de base al contrato, o a las modificaciones del mismo, autorizadas por la superioridad, o las órdenes que con arreglo a sus facultades le haya comunicado por escrito el Director de la obra, siempre que dicha obra se halle ajustada a los preceptos del contrato y sin que su importe pueda exceder de la cifra total de los presupuestos aprobados. Por consiguiente, el número de unidades que se consignan en el Proyecto o en el Presupuesto no podrá servirle de fundamento para entablar reclamaciones de ninguna especie, salvo en los casos de rescisión.

Tanto en las certificaciones de obra como en la liquidación final, se abonarán las obras hechas por el contratista a los precios de ejecución material que figuran en el presupuesto para cada unidad de obra.

Si excepcionalmente se hubiera realizado algún trabajo que no se halle reglado exactamente en las condiciones de la contrata pero que, sin embargo, sea admisible a juicio del Director, se dará conocimiento de ello, proponiendo a la vez la rebaja de precios que se estime justa, y si aquella resolviese aceptar la obra, quedará el contratista obligado a conformarse con la rebaja acordada.

Cuando se juzgue necesario emplear materiales para ejecutar obras que no figuren en el proyecto, se evaluará su importe a los precios asignados a otras obras o materiales análogos si los hubiera, y cuando no, se discutirá entre el Director de la obra y el contratista, sometiéndoles a la aprobación superior.

Los nuevos precios convenidos por uno u otro procedimiento se sujetarán siempre a lo establecido en el contrato general de la obra.

Al resultado de la valoración hecha de este modo, se le aumentará el tanto por ciento adoptado para formar el presupuesto de la contrata, y de la cifra que se obtenga se descontará lo que proporcionalmente corresponda a la rebaja hecha, en el caso de que exista dicha lista.

Cuando el contratista, con la autorización del Director de la obra emplease materiales de más esmerada preparación o de mayor tamaño que lo estipulado en el proyecto, sustituyéndose la clase de fábrica por otra que tenga asignado mayor precio, ejecutándose con mayores dimensiones o cualquier otra modificación que resulte beneficiosa a juicio de la Propiedad, no tendrá derecho, sin embargo, sino a lo que correspondería si hubiese construido la obra con estricta sujeción a lo proyectado y contratado.

Artículo 6. Abono de las partidas alzadas.

Las cantidades calculadas para obras accesorias, aunque figuren por una partida alzada del presupuesto, no serán abonadas sino a los precios de la contrata, según las condiciones de la misma y los proyectos particulares que para ellos se formen o en su defecto, por lo que resulte de la medición final.

Para la ejecución material de las partidas alzadas figuradas en el proyecto de obra, deberá obtenerse la aprobación de la Dirección Facultativa. A tal efecto, antes de proceder a su realización se someterá a su consideración el detalle desglosado del importe de la misma, el cual, si es de conformidad podrá ejecutarse.

4. CONDICIONES GENERALES LEGALES

4.1 Recepción de obras

Artículo 1. Recepción de las obras.

Una vez terminadas las obras, y hallándose en las condiciones exigidas, se procederá a la recepción de las mismas.

Al acto de recepción concurrirán la propiedad, el facultativo encargado de la dirección de la obra y el contratista, levantándose el acta correspondiente. En caso de que las obras no se hallen en estado de ser recibidas se actuará conforme a lo dispuesto en contrato establecido.

El Plazo de la garantía comenzará a contarse a partir de la fecha de la recepción de la obra. Al realizarse la recepción de las obras deberá presentar el contratista las pertinentes autorizaciones de los Organismos oficiales de la provincia para el uso y puesta en marcha de las instalaciones que así lo requieran. No se efectuará esa recepción de las obras si no se cumple este requisito.

Artículo 2. Plazo de garantía.

Sin perjuicio de las garantías que expresamente se detallan en el contrato el contratista garantiza en general todas las obras que ejecute, así como los materiales empleados en ellas y su buena manipulación.

El plazo de garantía será el establecido en contrato y durante este periodo corregirá los defectos observados, eliminará las obras rechazadas y reparará las averías que por dicha causa se produzcan, todo ello por su cuenta y sin derecho a indemnización alguna, ejecutándose en caso de resistencia dichas obras por la Administración con cargo a la fianza.

El contratista garantiza a la Propiedad contra toda reclamación de tercera persona, derivada del incumplimiento de sus obligaciones económicas o disposiciones legales relacionadas con la obra. Una vez aprobada la recepción y liquidación definitiva de las obras, la Propiedad tomará acuerdo respecto a las retenciones efectuadas.

Tras la recepción de la obra el contratista quedará relevado de toda responsabilidad salvo lo referente a los vicios ocultos de la construcción debidos a incumplimiento doloso del contrato por parte del empresario, de los cuales responderá en el término de 10 años. Transcurrido este plazo quedará totalmente extinguida la responsabilidad.

Artículo 3. Pruebas para la recepción.

Con carácter previo a la ejecución de las unidades de obra, los materiales habrán de ser reconocidos y aprobados por la Dirección Facultativa. Si se hubiese efectuado su manipulación o colocación son obtener dicha conformidad deberán ser retirados todos aquellos que la citada dirección rechaza, dentro de un plazo de treinta días.

El contratista presentará oportunamente muestras de cada clase de material a la aprobación de la Dirección facultativa, las cuales se conservarán para efectuar en su día comparación o cotejo con los que se empleen en obra.

4.2. Cargos al contratista

Artículo 1. Planos de las Instalaciones.

El contratista, de acuerdo con la Dirección Facultativa entregará en el acto de la recepción de la obra o anteriormente a la misma, los planos de todas las instalaciones ejecutadas en la obra, con las modificaciones o estado definitivo en que haya quedado.

Artículo 2. Autorizaciones y Licencias.

El contratista se compromete igualmente a entregar las autorizaciones que preceptivamente tienen que expresar las delegaciones Provinciales de Industria, Sanidad, etc., y autoridades locales, par la puesta en servicio de las referidas instalaciones.

Son también de cuenta del contratista todos los arbitrios, licencias municipales, vallas, alumbrado, multas, etc., que ocasionen las obras desde su inicio hasta su total terminación, salvo que se especifique lo contrario en el contrato entre la Propiedad y el contratista.

Artículo 3. Conservación durante el plazo de garantía.

El contratista durante el tiempo que media entre la terminación de la obra y la recepción de la misma, será el conservador de las obras, donde tendrá el personal suficiente para atender a todas las averías y reparaciones que puedan presentarse, aunque el establecimiento fuese ocupado o utilizado por la propiedad antes de la recepción definitiva.

4.3 Disposiciones varias

Artículo 1. Normas de aplicación.

Para todo aquello no detallado expresamente en los artículos anteriores, y en especial sobre las condiciones que deberían reunir los materiales que se emplean en obra, así como la ejecución de cada unidad de obra, y las normas para su medición y valoración regirá el Pliego de Condiciones Técnicas de la Dirección General de Arquitectura.

Se cumplimentarán todas las normas de la Presidencia del Gobierno, Ministerio de Obras Públicas y Urbanismo, y demás vigentes y las sucesivas que se publiquen en el transcurso de las obras.

Artículo 2. Suspensión de las obras.

Cuando la entidad propietaria desee suspender la ejecución de las obras tendrá que avisarlo con un mes de anticipación, y el contratista tendrá que suspender los trabajos sin derecho a indemnización, siempre que se le abone el importe de la obra ejecutada, y el valor de los materiales acumulados al pie de obra, al precio corriente en la localidad; igual se hará en los casos de rescisión justificada.

Si la suspensión de las obras fuese motivada por el contratista, el propietario se reserva el derecho a la rescisión del contrato, abonando al contratista tan sólo la obra ejecutada con pérdida de la retención como indemnización de perjuicio irrogados a la entidad propietaria; quedando obligado el contratista a responder de los perjuicios a esta cantidad, salvo que se indique lo contrario en el contrato.

En caso de muerte o de quiebra del contratista, quedará rescindida la contrata, a no ser que los herederos o los síndicos de la quiebra ofrezcan llevarla a cabo bajo las condiciones estipuladas en la misma. El propietario puede admitir o desechar el ofrecimiento, sin que en este caso tengan aquéllos derecho a indemnización alguna.

Tanto en estos casos de rescisión como en los que legalmente se pudiesen presentar, las herramientas y demás elementos de trabajo que sean de pertenencia del contratista,

tendrá éste obligación a recogerlos en un plazo de ocho días; de no ser así se entiende que los abandona a favor de la obra.

Artículo 3. Prorroga de las obras.

Si se diese el caso de que por alguna contingencia, la Empresa Constructora solicitase una ampliación de plazo para la terminación de las obras, este se determinará de acuerdo con la Dirección facultativa y siempre y cuando las causas alegadas sean por motivos ajenos al discurrir normal de la obra.

Artículo 4. Rescisión de contrato.

En caso de que hubiese rescisión de contrato la valoración de las obras incompletas se haría aplicando los precios del presupuesto, sin que el contratista tenga derecho alguno a reclamación. Si no existiesen precios descompuestos, o en el precio dado no estuviesen claramente especificados, se aplicarán a los materiales los precios corrientes de almacén de la localidad.

Artículo 5. Personal en obra.

Todo el personal que desarrolle cualquier actividad en la obra, deberá tener su situación laboral de acuerdo con la legislación vigente.

5. PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS

5.1. Condiciones generales

Artículo 1. Calidad de los materiales

Todos los materiales a emplear en la presente obra serán de primera calidad y reunirán las condiciones exigidas vigentes referentes a materiales y prototipos de construcción.

Artículo 2. Pruebas y ensayos de materiales

Todos los materiales a que este capítulo se refiere podrán ser sometidos a los análisis o pruebas, por cuenta de la contrata, que se crean necesarios para acreditar su calidad. Cualquier otro que haya sido especificado y sea necesario emplear deberá ser aprobado por la Dirección de las obras, bien entendido que será rechazado el que no reúna las condiciones exigidas por la buena práctica de la construcción.

Artículo 3. Materiales no consignados en el proyecto

Los materiales no consignados en proyecto que dieran lugar a precios contradictorios reunirán las condiciones de bondad necesarias, a juicio de la Dirección Facultativa no teniendo el contratista derecho a reclamación alguna por estas condiciones exigidas.

Artículo 4. Condiciones generales de ejecución

Todos los trabajos, incluidos en el presente proyecto se ejecutarán esmeradamente, con arreglo a las buenas prácticas de construcción, de acuerdo con las condiciones establecidas en el Pliego de Condiciones de la Edificación de la Dirección general de Arquitectura y cumpliendo estrictamente las instrucciones recibidas por la Dirección Facultativa, no pudiendo por tanto servir de pretexto al contratista el bajo contrato, para variar ese esmerada ejecución ni la primerísima calidad de las instalaciones proyectadas en cuanto a sus materiales y mano de obra, ni pretender proyectos adicionales.

5.2. Condiciones que han de cumplir los materiales

Artículo 1. Fontanería

En las tuberías del circuito primario podrán utilizarse como materiales el cobre y el acero inoxidable, con uniones roscadas, soldadas o embridadas y protección exterior con pintura anticorrosiva.

En el circuito secundario o de servicio de agua caliente sanitaria, podrá utilizarse cobre y acero inoxidable. Podrán utilizarse materiales plásticos que soporten la temperatura máxima del circuito y que le sean de aplicación y esté autorizada su utilización por las compañías de suministro de agua potable.

Tuberías de cobre

Es un material ampliamente utilizado en instalaciones de todo tipo, y es, sin lugar a dudas, el más aconsejable para instalaciones de energía solar, por ser técnicamente idóneo y económicamente competitivo.

La tubería de cobre sólo tiene pequeñas cantidades de fósforo residual, que además facilita la soldadura, y goza de las excelentes características de este metal, como son la resistencia a la corrosión, maleabilidad y ductilidad.

El cobre resiste la corrosión, tanto de los líquidos que pueden circular por su interior como la debida a los agentes exteriores, aire, humedad o elementos constructivos que entren en contacto con él,

El cobre, en contacto con agua, se recubre con rapidez de una fina película de óxido, que lo protege. Además, reacciona mejor con los bicarbonatos solubles, dando lugar a menos carbonatos y, por tanto, a menos incrustaciones.

La maleabilidad y ductilidad del cobre permiten una cómoda manipulación y una gran facilidad para realizar trazados complicados. Por otra parte, pueden resistir sin reventar una o más heladas, lo que añade un importante factor de seguridad.

La tubería de cobre se nombra comercialmente según su diámetro exterior.

A igualdad de diámetro, la pérdida de carga es más baja que la de otros materiales como el hierro, por lo que se pueden usar diámetros menores para transportar la misma cantidad de líquido.

Los accesorios de cobre son fáciles de soldar y la mano de obra necesaria es inferior que en el caso de tubería de hierro.

El tubo de cobre resiste grandes presiones.

Artículo 2. Pintura

El aislamiento de las tuberías de intemperie deberá llevar una protección externa que asegure la durabilidad ante las acciones climatológicas admitiéndose revestimientos con pinturas asfálticas, poliésteres reforzados con fibra de vidrio o pinturas acrílicas. El aislamiento no dejará zonas visibles de tuberías o accesorios, quedando únicamente al exterior los elementos que sean necesarios para el buen funcionamiento y operación de los componentes.

Artículo 3. Aislamientos térmicos

El aislamiento térmico de las tuberías utilizado para reducir pérdidas de calor, evitar condensaciones y congelación del agua en el interior de las conducciones, se realizará con coquillas resistentes a la temperatura de aplicación.

El espesor del aislamiento de las conducciones, se dimensionará de acuerdo a lo indicado en el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios RITE y sus Instrucciones Técnicas complementarias ITE.

Artículo 4. Fluido caloportador

El fluido portador se seleccionará de acuerdo con las especificaciones del fabricante de los captadores. Pueden utilizarse como fluidos en el circuito primario agua de la red, agua desmineralizada o agua con aditivos, según las características climatológicas del lugar de instalación y de la calidad del agua empleada. En caso de utilización de otros fluidos térmicos se indicará su composición y su calor específico.

El fluido de trabajo tendrá un pH a 20 °C entre 5 y 9, y un contenido en sales que se ajustará a los señalados en los puntos siguientes:

- a) la salinidad del agua del circuito primario no excederá de 500 mg/l totales de sales solubles. En el caso de no disponer de este valor se tomará el de conductividad como variable limitante, no sobrepasando los 650 $\mu\text{S}/\text{cm}$;
- b) el contenido en sales de calcio no excederá de 200 mg/l, expresados como contenido en carbonato cálcico;
- c) el límite de dióxido de carbono libre contenido en el agua no excederá de 50 mg/l.

Fuera de estos valores, el agua deberá ser tratada.

La instalación estará protegida, con un producto químico no tóxico cuyo calor específico no será inferior a 3 kJ/kg K, en 5 °C por debajo de la mínima histórica registrada con objeto de no producir daños en el circuito primario de captadores por heladas. Adicionalmente este producto químico mantendrá todas sus propiedades físicas y químicas dentro de los intervalos mínimo y máximo de temperatura permitida por todos los componentes y materiales de la instalación.

Se usará etilenglicol al 30%, de densidad 1,0475 g/cm³, calor específico de 0,87 Kcal/Kg°C, conductividad térmica de 0,0346 Kcal/hm°C, temperatura de ebullición a 2 atmósferas de 135°C y viscosidad a -13°C de 8 centipoise.

Artículo 5. Instalaciones eléctricas

Normas

UNE 20460 5-51:1999, UNE 20460 5-52/1M:1999, UNE 20460 5-52:1996, UNE 20460 5-54:1990, UNE 20460 5-56:1990, UNE 20460 5-523:204, UNE 20460 5-537:1999, UNE 20460 5-551:1999

Conductores de baja tensión

Según el Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión, artículo 3 de la ITC BT 47, los conductores de conexión que alimentan a varios motores, deben estar dimensionados para una intensidad no inferior a la suma del 125 % de la intensidad a plena carga del motor de mayor potencia, más la intensidad a plena carga de todos los demás.

5.3. Condiciones para la ejecución de las unidades de obra

Artículo 1. Saneamiento

Redes de saneamiento

Los edificios dispondrán de medios adecuados para extraer las aguas residuales generadas en ellos de forma independiente o conjunta con las precipitaciones atmosféricas y con las escorrentías.

La evacuación de aguas hacia fuera del edificio se hará a través de un sistema de desagüe mixto.

Para la evacuación del fluido proveniente del desagüe de las válvulas de seguridad y de la válvula de vaciado del acumulador, se dispondrán de unas conducciones que dirigirán dicho fluido a la arqueta existente en la sala de caldera.

El material utilizado en estas conducciones será cobre que no irá aislado térmicamente. Se usa este material para que el líquido, a medida que vaya recorriendo la tubería, se enfríe.

El fluido que salga de las válvulas de seguridad de los captadores se tratará como agua pluvial, recorriendo las conducciones destinadas para ese uso.

El diámetro de estos tubos respetará el diámetro de las salidas de purga del sistema.

Artículo 2. Instalaciones

Fontanería

El sistema de tuberías y sus materiales deben ser tales que no exista posibilidad de formación de obturaciones o depósitos de cal para las condiciones de trabajo.

Con objeto de evitar pérdidas térmicas, la longitud de tuberías del sistema deberá ser tan corta como sea posible y evitar al máximo los codos y pérdidas de carga en general. Los tramos horizontales tendrán siempre una pendiente mínima del 1% en el sentido de la circulación.

Las uniones de los tubos serán estancas.

Las uniones de tubos resistirán adecuadamente la tracción, o bien la red la absorberá con el adecuado establecimiento de puntos fijos.

Las uniones de tubos de cobre se podrán realizar por medio de soldadura o por medio de manguitos mecánicos. La soldadura, por capilaridad, fuerte, se podrá realizar mediante manguitos para soldar por capilaridad o por enchufe soldado. Los manguitos mecánicos podrán ser de compresión, de ajuste cónico y de pestañas.

Las uniones soldadas se realizarán por el método de soldadura por capilaridad fuerte con estaño - plata a una temperatura de fusión de 450 °C.

Las uniones roscadas serán preferiblemente del tipo NPS.

Los accesorios soldados serán de cobre, manteniendo las características de la línea como mínimo.

Los accesorios roscados serán de latón.

Las válvulas serán de alguna marca de reconocido prestigio.

El material de válvulas y llaves no será incompatible con las tuberías en que se intercalen.

El cuerpo de la llave ó válvula será de una sola pieza de fundición o fundida en bronce, latón, acero, acero inoxidable, aleaciones especiales o plástico.

Solamente pueden emplearse válvulas de cierre por giro de 90º como válvulas de tubería si sirven como órgano de cierre para trabajos de mantenimiento.

Serán resistentes a una presión de servicio de 10 bar.

La elección de las válvulas se realizará, de acuerdo con la función que desempeñen y las condiciones extremas de funcionamiento (presión y temperatura) siguiendo preferentemente los criterios que a continuación se citan:

- a) para aislamiento: válvulas de esfera;
- b) para equilibrado de circuitos: válvulas de asiento;
- c) para vaciado: válvulas de esfera o de macho;
- d) para llenado: válvulas de esfera;
- e) para purga de aire: válvulas de esfera o de macho;
- f) para seguridad: válvula de resorte;
- g) para retención: válvulas de disco de doble compuerta, o de clapeta.

Las válvulas de seguridad, por su importante función, deben ser capaces de derivar la potencia máxima del captador o grupo de captadores, incluso en forma de vapor, de manera que en ningún caso sobrepase la máxima presión de trabajo del captador o del sistema.

Los manómetros serán de vaselina con una escala que tendrá el rango de 0 a 6 Kg/cm² en el circuito primario y de 0 a 15 Kg/cm² los del circuito secundario.

La colocación de grapas y abrazaderas para la fijación de los tubos a los paramentos se hará de forma tal que los tubos queden perfectamente alineados con dichos paramentos, guarden las distancias exigidas y no transmitan ruidos y/o vibraciones al edificio.

El tipo de grapa o abrazadera será siempre de fácil montaje y desmontaje, así como aislante eléctrico.

Si la velocidad del tramo correspondiente es igual o superior a 2 m/s, se interpondrá un elemento de tipo elástico semirrígido entre la abrazadera y el tubo.

Electricidad

Se deberá cumplir el Reglamento Electrotécnico para Baja Tensión aprobado por el Real Decreto 842/2002, de 2 de agosto; en concreto las siguientes ITC:

ITC-BT-18 Instalaciones de puesta a tierra

ITC-BT-19 Instalaciones interiores o receptoras. Prescripciones generales

ITC-BT-20 Instalaciones interiores o receptoras. Sistemas de instalación

ITC-BT-21 Instalaciones interiores o receptoras. Tubos y canales protectoras

ITC-BT-22 Instalaciones interiores o receptoras

ITC-BT-23 Instalaciones interiores o receptoras. Protección contra sobretensiones

ITC-BT-24 Instalaciones interiores o receptoras. Protección contra los contactos directos e indirectos

ITC-BT-26 Instalaciones interiores en viviendas. Prescripciones de instalación

ITC BT 47 Instalación de receptores. Motores.

Protección

2 A. Protección contra heladas:

El fabricante, suministrador final, instalador o diseñador del sistema deberá fijar la mínima temperatura permitida en el sistema. Todas las partes del sistema que estén expuestas al exterior deben ser capaces de soportar la temperatura especificada sin daños permanentes en el sistema.

Cualquier componente que vaya a ser instalado en el interior de un recinto donde la temperatura pueda caer por debajo de los 0 °C, deberá estar protegido contra las heladas.

La instalación estará protegida, con un producto químico no tóxico cuyo calor específico no será inferior a 3 kJ/kg K, en 5 °C por debajo de la mínima histórica registrada con objeto de no producir daños en el circuito primario de captadores por heladas. Adicionalmente este producto químico mantendrá todas sus propiedades físicas y químicas dentro de los intervalos mínimo y máximo de temperatura permitida por todos los componentes y materiales de la instalación.

Se podrá utilizar otro sistema de protección contra heladas que, alcanzando los mismos niveles de protección, sea aprobado por la Administración Competente

B. Protección contra sobrecalentamientos

Se debe dotar a las instalaciones solares de dispositivos de control manuales o automáticos que eviten los sobrecalentamientos de la instalación que puedan dañar los materiales o equipos y penalicen la calidad del suministro energético. En el caso de dispositivos automáticos, se evitarán de manera especial las pérdidas de fluido anticongelante, el relleno con una conexión directa a la red y el control del sobrecalentamiento mediante el gasto excesivo de agua de red. Especial cuidado se tendrá con las instalaciones de uso estacional en las que en el periodo de no utilización se tomarán medidas que eviten el sobrecalentamiento por el no uso de la instalación.

Cuando el sistema disponga de la posibilidad de drenajes como protección ante sobrecalentamientos, la construcción deberá realizarse de tal forma que el agua caliente o vapor del drenaje no supongan ningún peligro para los habitantes y no se produzcan daños en el sistema, ni en ningún otro material en el edificio o vivienda.

Cuando las aguas sean duras, es decir con una concentración en sales de calcio entre 100 y 200 mg/l, se realizarán las previsiones necesarias para que la temperatura de trabajo de cualquier punto del circuito de consumo no sea superior a 60 °C, sin perjuicio de la aplicación

de los requerimientos necesarios contra la legionela. En cualquier caso, se dispondrán los medios necesarios para facilitar la limpieza de los circuitos.

C. Protección contra quemaduras.

En sistemas de Agua Caliente Sanitaria, donde la temperatura de agua caliente en los puntos de consumo pueda exceder de 60 °C debe instalarse un sistema automático de mezcla u otro sistema que limite la temperatura de suministro a 60 °C, aunque en la parte solar pueda alcanzar una temperatura superior para sufragar las pérdidas. Este sistema deberá ser capaz de soportar la máxima temperatura posible de extracción del sistema solar.

D. Protección de materiales contra altas temperaturas

El sistema deberá ser calculado de tal forma que nunca se exceda la máxima temperatura permitida por todos los materiales y componentes.

Acumulador solar

Cada acumulador vendrá equipado de fábrica de los necesarios manguitos de acoplamiento, soldados antes del tratamiento de protección, para las siguientes funciones:

- a) manguitos roscados para la entrada de agua fría y la salida de agua caliente;
- b) registro embridado para inspección del interior del acumulador y eventual acoplamiento del serpentín;
- c) manguitos roscados para la entrada y salida del fluido primario;
- d) manguitos roscados para accesorios como termómetro y termostato;
- e) manguito para el vaciado.

En cualquier caso la placa característica del acumulador indicará la pérdida de carga del mismo.

El acumulador estará enteramente recubierto con material aislante y, es recomendable disponer una protección mecánica en chapa pintada al horno, PRFV, o lámina de material plástica.

Podrán utilizarse acumuladores de las características y tratamientos descritos a continuación:

- a) acumuladores de acero vitrificado con protección catódica;
- b) acumuladores de acero con un tratamiento que asegure la resistencia a temperatura y corrosión con un sistema de protección catódica;
- c) acumuladores de acero inoxidable adecuado al tipo de agua y temperatura de trabajo.

- d) acumuladores de cobre;
- e) acumuladores no metálicos que soporten la temperatura máxima del circuito y esté autorizada su utilización por las compañías de suministro de agua potable;
- f) acumuladores de acero negro (sólo en circuitos cerrados, cuando el agua de consumo pertenezca a un circuito terciario);
- g) los acumuladores se ubicarán en lugares adecuados que permitan su sustitución por envejecimiento o averías.

Artículo 3. Captadores

Los captadores con absorbente de hierro no pueden ser utilizados bajo ningún concepto.

Cuando se utilicen captadores con absorbente de aluminio, obligatoriamente se utilizarán fluidos de trabajo con un tratamiento inhibidor de los iones de cobre e hierro.

Se montará el captador, entre los diferentes tipos existentes en el mercado, que mejor se adapte a las características y condiciones de trabajo de la instalación, siguiendo siempre las especificaciones y recomendaciones dadas por el fabricante.

Las características ópticas del tratamiento superficial aplicado al absorbedor, no deben quedar modificadas substancialmente en el transcurso del periodo de vida previsto por el fabricante, incluso en condiciones de temperaturas máximas del captador.

La carcasa del captador debe asegurar que en la cubierta se eviten tensiones inadmisibles, incluso bajo condiciones de temperatura máxima alcanzable por el captador.

El captador llevará en lugar visible una placa en la que consten, como mínimo, los siguientes datos:

- a) nombre y domicilio de la empresa fabricante, y eventualmente su anagrama;
- b) modelo, tipo, año de producción;
- c) número de serie de fabricación;
- d) área total del captador;
- e) peso del captador vacío, capacidad de líquido;
- f) presión máxima de servicio.

Esta placa estará redactada como mínimo en castellano y podrá ser impresa o grabada con la condición que asegure que los caracteres permanecen indelebles.

Se tomarán como referencia los captadores de la marca SOLECO, modelo Cu 2.3, a efectos de cálculo. Las características que deberán reunir los captadores serán las mismas o superiores a las anteriormente indicadas. Serán de placa plana, aptos para la circulación forzada.

Artículo 4. Bombas de recirculación

Si el circuito de captadores está dotado con una bomba de circulación, la caída de presión se debería mantener aceptablemente baja en todo el circuito.

Siempre que sea posible, las bombas en línea se montarán en las zonas más frías del circuito, teniendo en cuenta que no se produzca ningún tipo de cavitación y siempre con el eje de rotación en posición horizontal.

En instalaciones superiores a 50 m² se montarán dos bombas idénticas en paralelo, dejando una de reserva, tanto en el circuito primario como en el secundario. En este caso se preverá el funcionamiento alternativo de las mismas, de forma manual o automática.

En instalaciones de climatización de piscinas la disposición de los elementos será la siguiente: el filtro ha de colocarse siempre entre la bomba y los captadores, y el sentido de la corriente ha de ser bomba-filtro-captadores; para evitar que la resistencia de este provoque una sobrepresión perjudicial para los captadores, prestando especial atención a su mantenimiento. La impulsión del agua caliente deberá hacerse por la parte inferior de la piscina, quedando la impulsión de agua filtrada en superficie.

Los materiales de la bomba del circuito primario serán compatibles con las mezclas anticongelantes y en general con el fluido de trabajo utilizado.

Cuando las conexiones de los captadores son en paralelo, el caudal nominal será el igual caudal unitario de diseño multiplicado por la superficie total de captadores en paralelo.

La potencia máxima de la bomba especificada anteriormente excluye la potencia de las bombas de los sistemas de drenaje con recuperación, que sólo es necesaria para rellenar el sistema después de un drenaje.

La bomba permitirá efectuar de forma simple la operación de desaireación o purga.

Artículo 5. Vaso de expansión

El fabricante será de reconocido prestigio, por ejemplo ROCA.

Será un vaso de expansión cerrado cuya conexión será roscada y el tipo de rosca será preferiblemente NPS.

Se escoge un vaso de expansión cerrado para evitar la entrada de aire al interior de las tuberías y en consecuencia la corrosión de las mismas, además elimina la necesidad de colocar conductos de seguridad y alimentación hasta lugares elevados de la instalación.

También elimina pérdidas de agua por evaporación, evitando la corrosión e incrustaciones provocadas por el agua de reposición.

Disminuye la posibilidad de riesgos de heladas y no precisa ningún servicio de conservación.

El dispositivo de expansión cerrada del circuito de captadores deberá estar dimensionado de tal forma que, incluso después de una interrupción del suministro de potencia a la bomba de

circulación del circuito de captadores, justo cuando la radiación solar sea máxima, se pueda restablecer la operación automáticamente cuando la potencia esté disponible de nuevo.

Cuando el medio de transferencia de calor pueda evaporarse bajo condiciones de estancamiento, hay que realizar un dimensionado especial del volumen de expansión: Además de dimensionarlo como es usual en sistemas de calefacción cerrados (la expansión del medio de transferencia de calor completo), el depósito de expansión deberá ser capaz de compensar el volumen del medio de transferencia de calor en todo el grupo de captadores completo incluyendo todas las tuberías de conexión entre captadores más un 10 %.

El aislamiento no dejará zonas visibles de tuberías o accesorios, quedando únicamente al exterior los elementos que sean necesarios para el buen funcionamiento y operación de los componentes. Los aislamientos empleados serán resistentes a los efectos de la intemperie, pájaros y roedores.

Artículo 6. Control de la instalación solar

La localización e instalación de los sensores de temperatura deberá asegurar un buen contacto térmico con la parte en la cual hay que medir la temperatura, para conseguirlo en el caso de las de inmersión se instalarán en contra corriente con el fluido. Los sensores de temperatura deben estar aislados contra la influencia de las condiciones ambientales que le rodean.

La ubicación de las sondas ha de realizarse de forma que éstas midan exactamente las temperaturas que se desean controlar, instalándose los sensores en el interior de vainas y evitándose las tuberías separadas de la salida de los captadores y las zonas de estancamiento en los depósitos.

Preferentemente las sondas serán de inmersión.

Una de las sondas debe soportar temperaturas dentro del rango de -8°C , que es la temperatura mínima ambiente de la zona, a 123°C , que es la temperatura estática de captador solar. Se ubicará a la salida del último captador de la batería que reciba menos horas al sol.

La otra sonda deberá soportar temperaturas comprendidas entre 10°C, temperatura mínima del agua de red de la zona, y -60°C, que es la temperatura de acumulación.

El arranque de la bomba se producirá cuando la diferencia de temperatura entre placa y acumulador sea como máximo de 7°C y se parará cuando la diferencia de las temperaturas anteriores sea inferior a 2°C.

Se utilizará un termostato diferencial.

La temperatura de operación será de 123°C a -13°C.

5.4 Control de calidad.

Previamente al inicio de las obras, el contratista deberá presentar al Ingeniero-Director, para su aprobación, el Plan de Control de Calidad y el de Puntos de inspección y Control de la obra, que será de aplicación tanto a la obra civil como a los equipos eléctricos y mecánicos a instalar.

Para la ejecución de todas las unidades de obra, estas se someterán a los controles establecidos por la normativa legal de vigente aplicación, o los que por cualquier motivo consideren necesario la Dirección Facultativa, siendo el coste de los mismos por cuenta de contratista.

En los mencionados planes se recogerá de forma clara la identificación de cada unidad de obra, el tipo de ensayo a realizar y la normativa de aplicación, la frecuencia de realización de cada tipo de ensayo, y las condiciones de aceptación o rechazo, Para materiales y equipos definirá los certificados de origen, pruebas y garantías que deberá aportar el proveedor de los mismos, así como las pruebas y ensayos a realizar en obra, la frecuencia de los mismos y las condiciones de aceptación o rechazo.

5.5 Materiales y unidades de obra no especificadas.

Los materiales no consignados en este Pliego y que fuera necesario emplear, reunirán los mejores condiciones en cuanto a la calidad de los mismos y siempre a juicio del Ingeniero - Director. En ningún caso las características de los materiales serán inferiores a las especificadas en la Norma Tecnológica de la Edificación que le afecte.

Para la definición de las características, forma de ejecución y medición y abono de las partidas de obra no descritas en el presente Pliego, se remitirán a las descripciones de las mismas realizadas en los restantes documentos de este Proyecto, a las disposiciones y especificaciones del Pliego de Condiciones Técnicas de la Dirección General de Arquitectura, y las instrucciones al efecto del Ingeniero-Director de la obra.

6. CUMPLIMIENTO DE LOS PLAZOS.

El contratista está obligado al cumplimiento de los plazos parciales fijados definitivamente por la Administración, así como del plazo final para la total terminación de la obra.

Si el retraso fuera producido por motivos no imputables al contratista y ésta se ofreciera a cumplir sus compromisos mediante prórroga del tiempo convenido, se concederá por la Administración un plazo que será, por los menos, igual al tiempo perdido.

El contratista dará comienzo a las obras una vez firmada el Acta de Inicio de las mismas.

7. PLAN DE OBRA Y REALCIÓN DE MAQUINARIA.

Al inicio de las obras, el contratista estará obligado ante el requerimiento de la Dirección Técnica a completar el Plan de Obra que hay previsto con la relación de medios humanos y su calificación profesional, así como con la relación de medios auxiliares y maquinaria que se compromete a mantener durante la ejecución de las obras.

Asimismo, el contratista deberá aumentar los medios auxiliares y personal técnico, siempre que la administración compruebe que ello es necesario para el desarrollo de las obras en los plazos previstos.

La aceptación del Plan de Obra y de la relación de medios auxiliares y personal técnico, siempre que la administración compruebe que ello es necesario para el desarrollo de las obras en los plazos previstos.

La aceptación del Plan de Obra y la relación de medios auxiliares propuestos no implicará exención alguna de responsabilidad para el contratista, en caso de incumplimiento de los plazos parciales o del final.

7.1 Materiales en depósitos.

Los materiales que se entreguen por la Administración al contratista se considerarán en depósitos desde el momento de la entrega, siendo el contratista responsable de su custodia y conservación hasta tanto la obra sea recibida.

A tal fin, el contratista responde con la fianza de cumplimiento de los años, deterioros, pérdidas, extravíos, robos o cualquier otro accidente que puedan sufrir los citados materiales.

7.2 Materiales y medios auxiliares.

Toda la maquinaria y medios auxiliares empleados por el contratista serán de su exclusiva cuenta, sin que en ningún caso pueda exigirse que la Administración se las abone, ya que su coste presumible y gastos de amortización y conservación han sido tenidos en cuenta en la formación de los distintos precios. No podrá, el contratista, alegando lo costoso de las instalaciones auxiliares, exigir que se le abone cantidad alguna en concepto de anticipo sobre dichos medios.

8. MANUALES DE MANTENIMIENTO Y PLANOS “AS BUILT”.

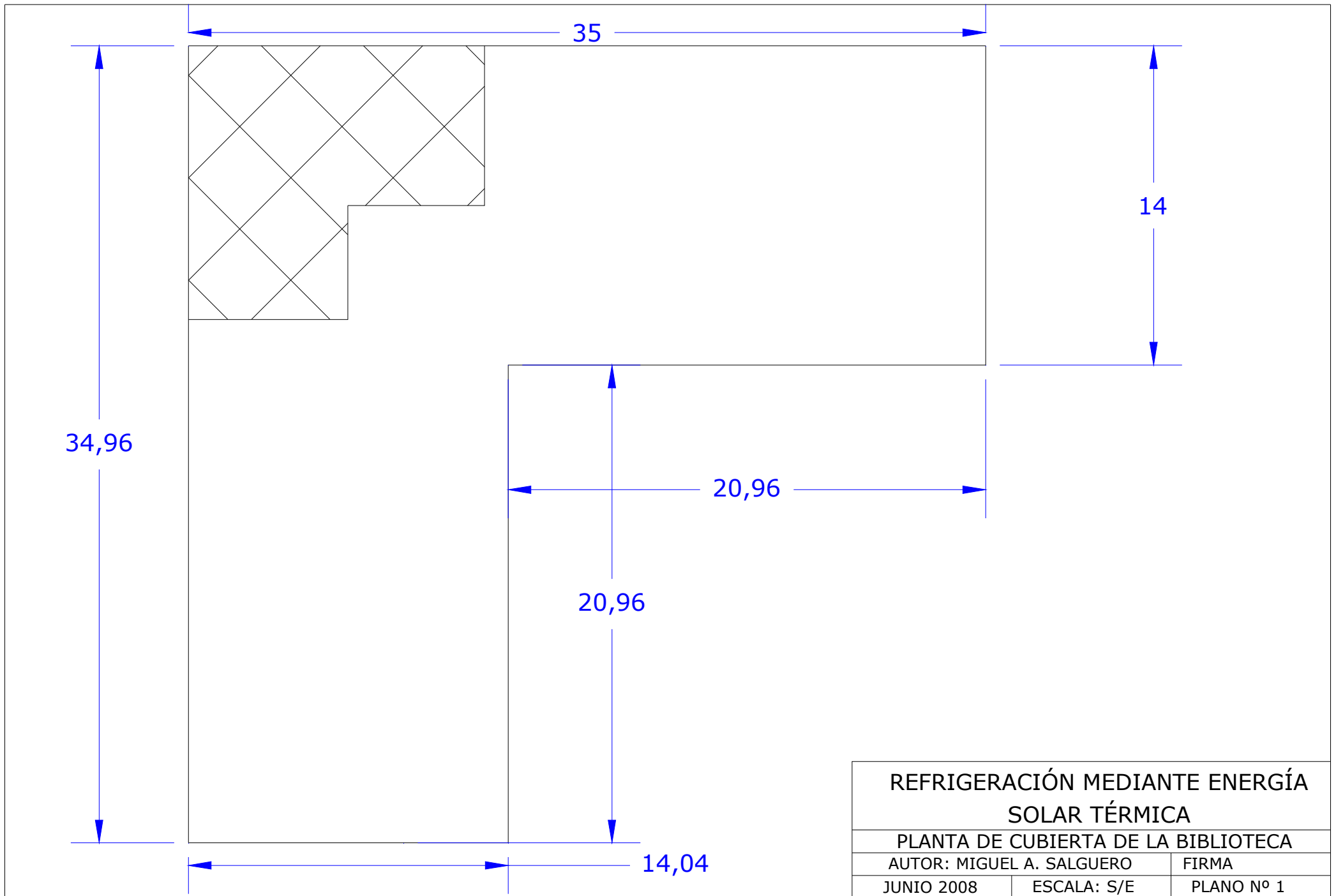
Concluidas las obras, el contratista está obligado a entregar a la Administración “Manuales de Mantenimiento” de aquellas instalaciones o equipos que hubiese instalado, así como los planos “As-Built” de todas las obras realizadas. Tanto los manuales como los planos se entregarán por triplicado. En los citados manuales de mantenimiento se recogerán, tanto la descripción detallada de los equipos o instalaciones, como lista de repuestos, operaciones de mantenimiento preventivo y operativo y, en general, todo lo necesario para el correcto funcionamiento y conservación de las citadas instalaciones y/o equipos.

Firmado:

Daniel Romero Fernández

Miguel Ángel Salguero Morales

5. PLANOS



35

14

34,96

20,96

20,96

14,04

REFRIGERACIÓN MEDIANTE ENERGÍA SOLAR TÉRMICA

PLANTA DE CUBIERTA DE LA BIBLIOTECA

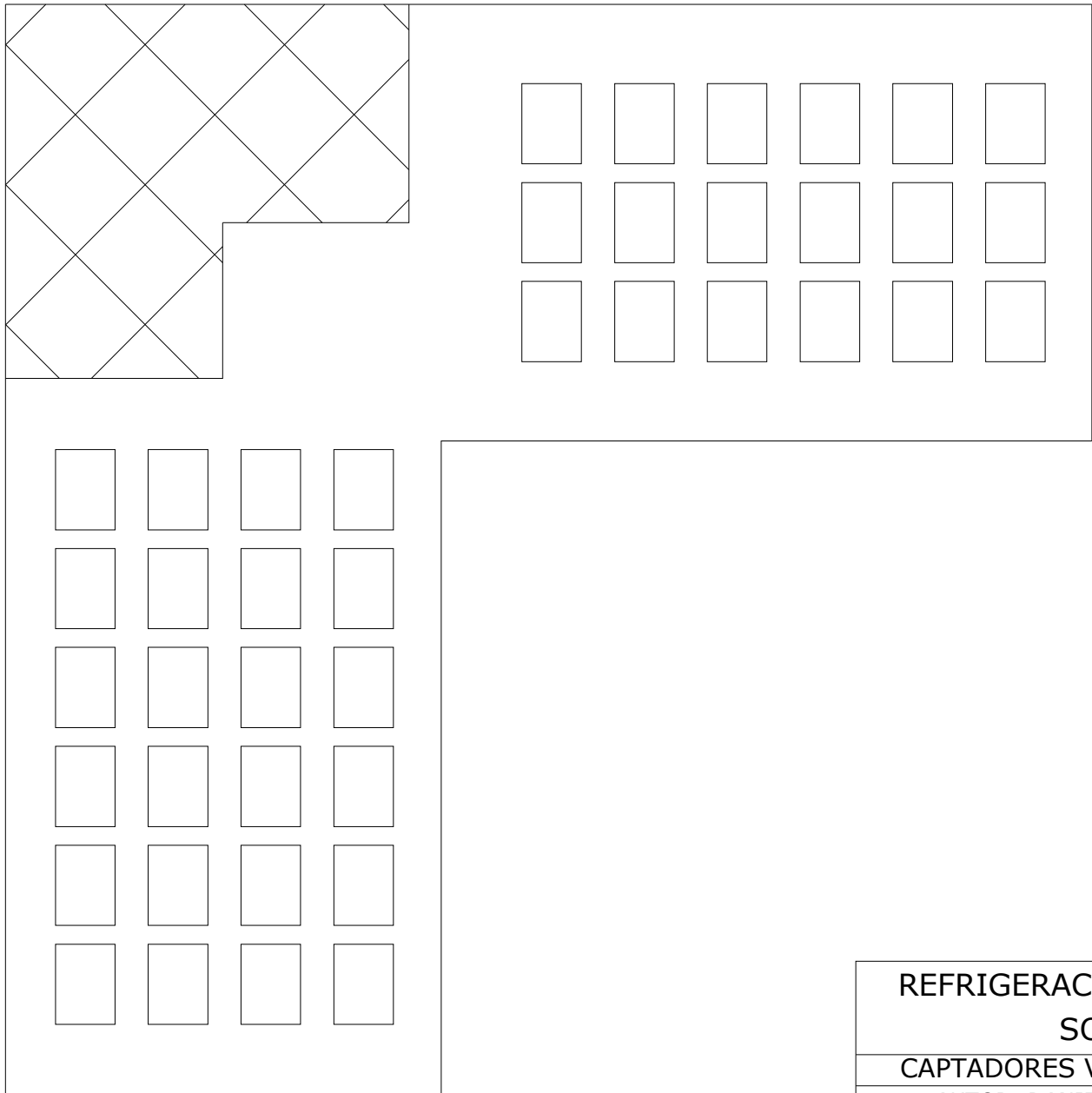
AUTOR: MIGUEL A. SALGUERO

FIRMA

JUNIO 2008

ESCALA: S/E

PLANO Nº 1



**REFRIGERACIÓN MEDIANTE ENERGÍA
SOLAR TÉRMICA**

CAPTADORES VITOSOL 200-F EN PARALELO

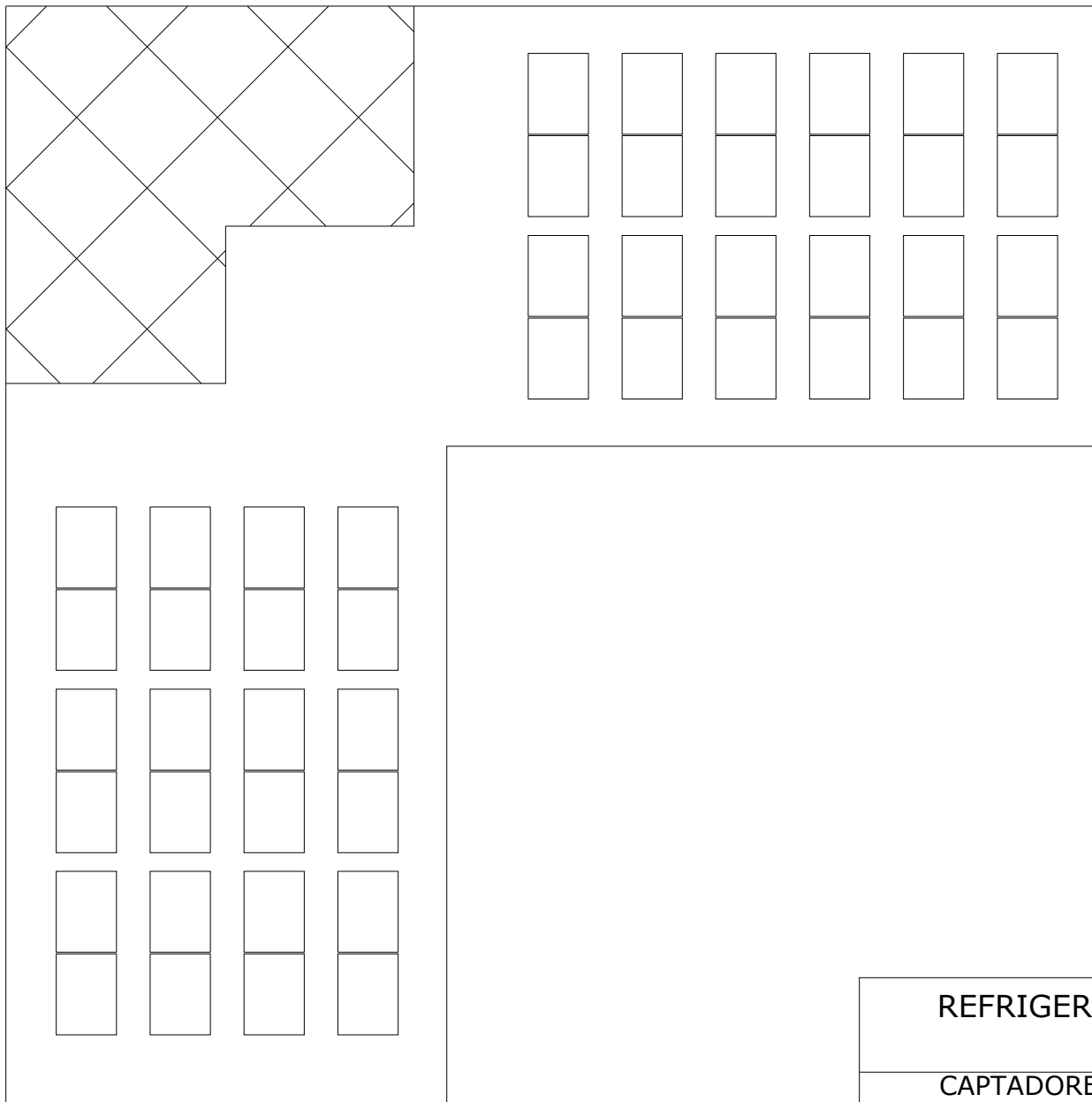
AUTOR: DANIEL ROMERO

FIRMA

JUNIO 2008

ESCALA: S/E

PLANO Nº 2



**REFRIGERACIÓN MEDIANTE ENERGÍA
SOLAR TÉRMICA**

CAPTADORES VITOSOL 200-F EN SP2

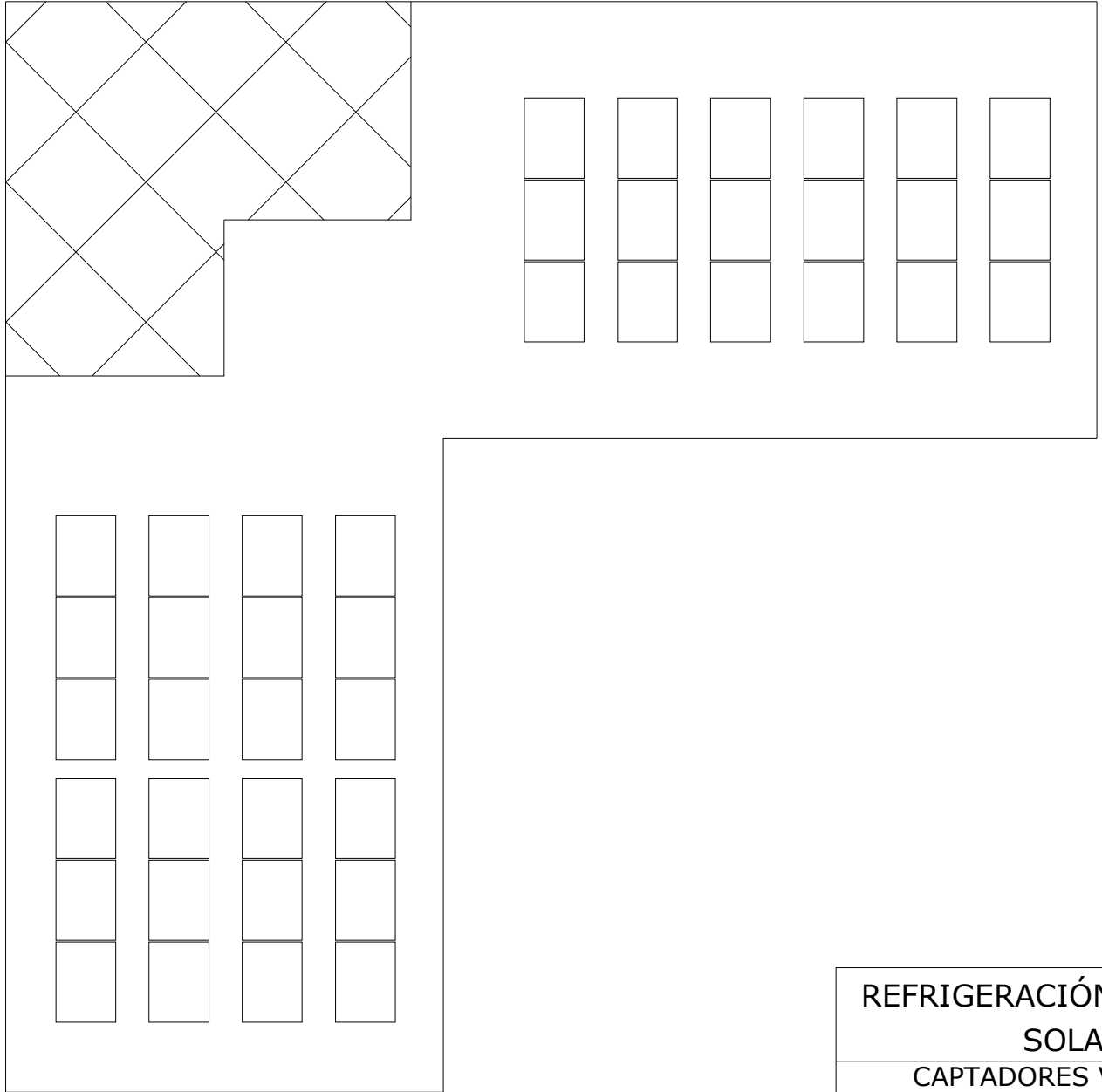
AUTOR: MIGUEL A. SALGUERO

FIRMA

JUNIO 2008

ESCALA: S/E

PLANO Nº 3



**REFRIGERACIÓN MEDIANTE ENERGÍA
SOLAR TÉRMICA**

CAPTADORES VITOSOL 200-F EN SP3

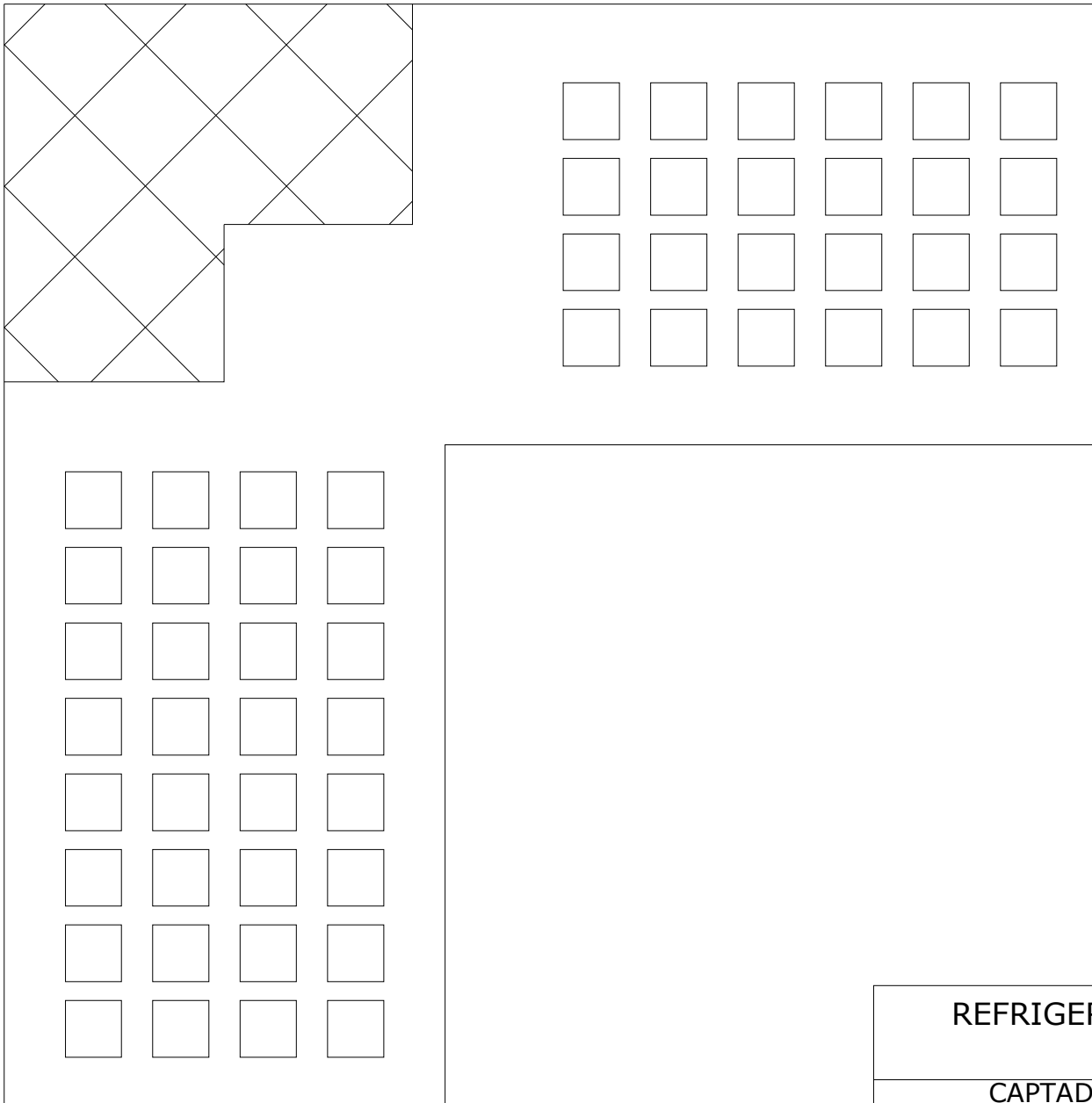
AUTOR: DANIEL ROMERO

FIRMA

JUNIO 2008

ESCALA: S/E

PLANO Nº 4



**REFRIGERACIÓN MEDIANTE ENERGÍA
SOLAR TÉRMICA**

CAPTADORES SEIDO 10 EN PARALELO

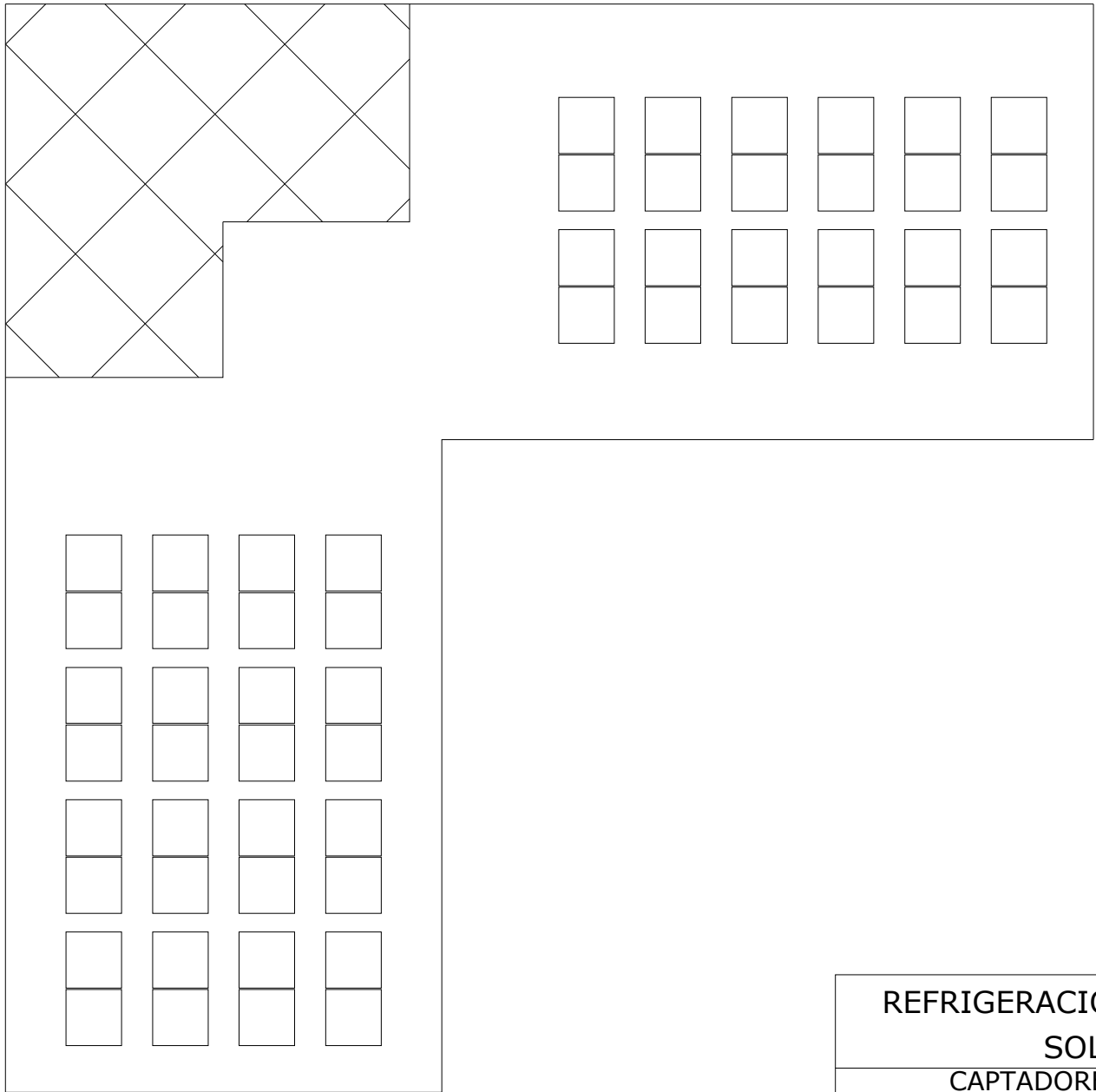
AUTOR: MIGUEL A. SALGUERO

FIRMA

JUNIO 2008

ESCALA: S/E

PLANO Nº 5



**REFRIGERACIÓN MEDIANTE ENERGÍA
SOLAR TÉRMICA**

CAPTADORES SEIDO 10 EN SP2

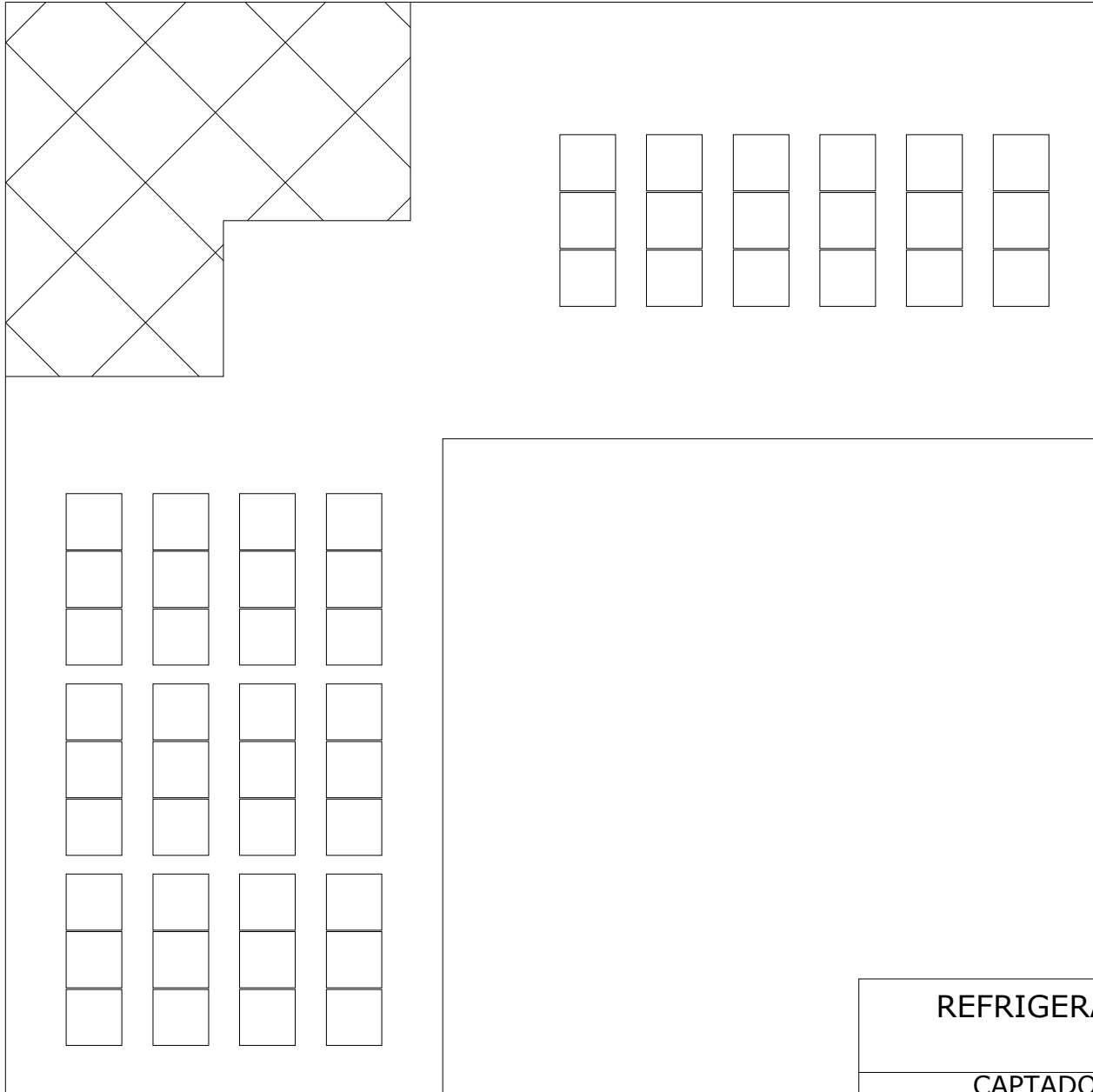
AUTOR: DANIEL ROMERO

FIRMA

JUNIO 2008

ESCALA: S/E

PLANO Nº 6



**REFRIGERACIÓN MEDIANTE ENERGÍA
SOLAR TÉRMICA**

CAPTADORES SEIDO 10 EN SP3

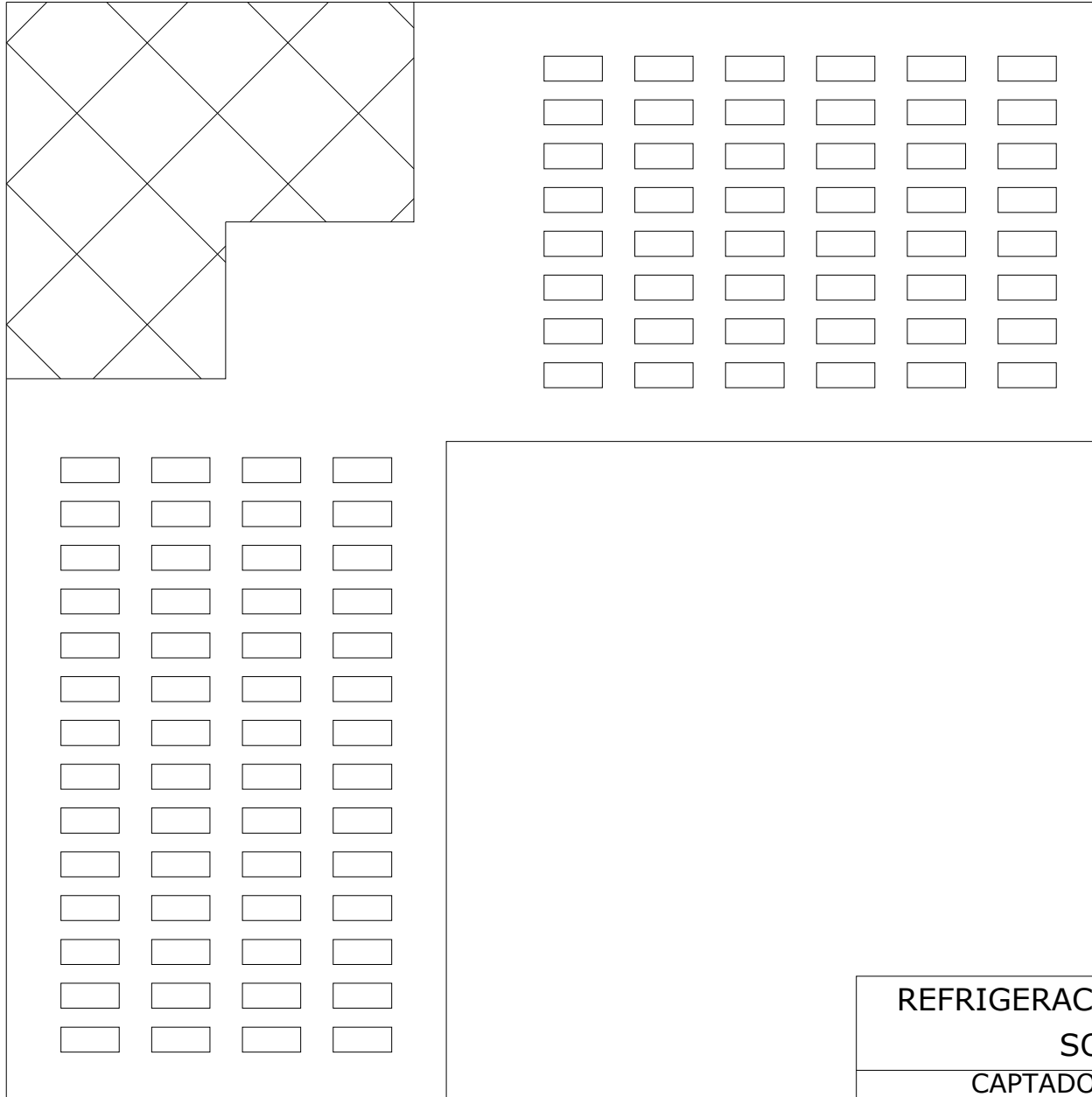
AUTOR: MIGUEL A. SALGUERO

FIRMA

JUNIO 2008

ESCALA: S/E

PLANO Nº 7



**REFRIGERACIÓN MEDIANTE ENERGÍA
SOLAR TÉRMICA**

CAPTADORES AP10 EN PARALELO

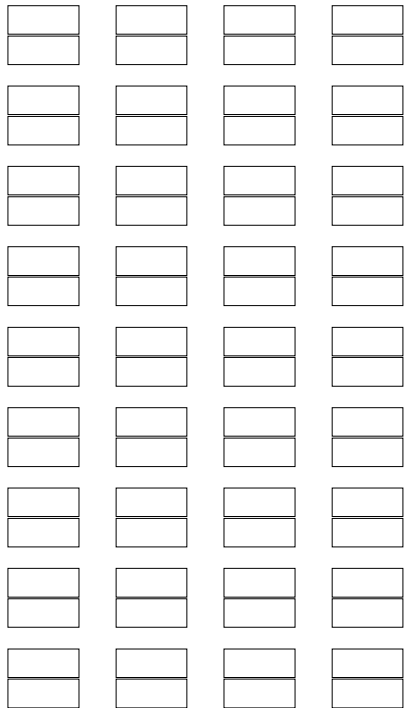
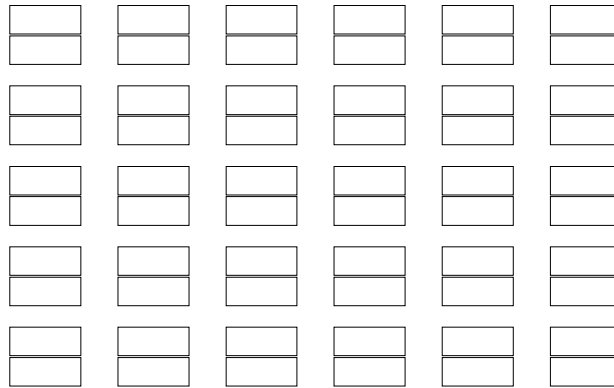
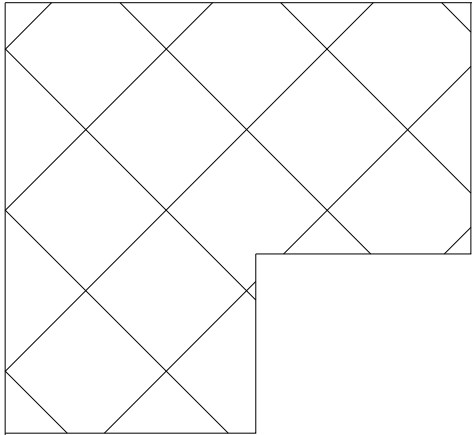
AUTOR: DANIEL ROMERO

FIRMA

JUNIO 2008

ESCALA: S/E

PLANO Nº 8



**REFRIGERACIÓN MEDIANTE ENERGÍA
SOLAR TÉRMICA**

CAPTADORES AP-10 EN SP2

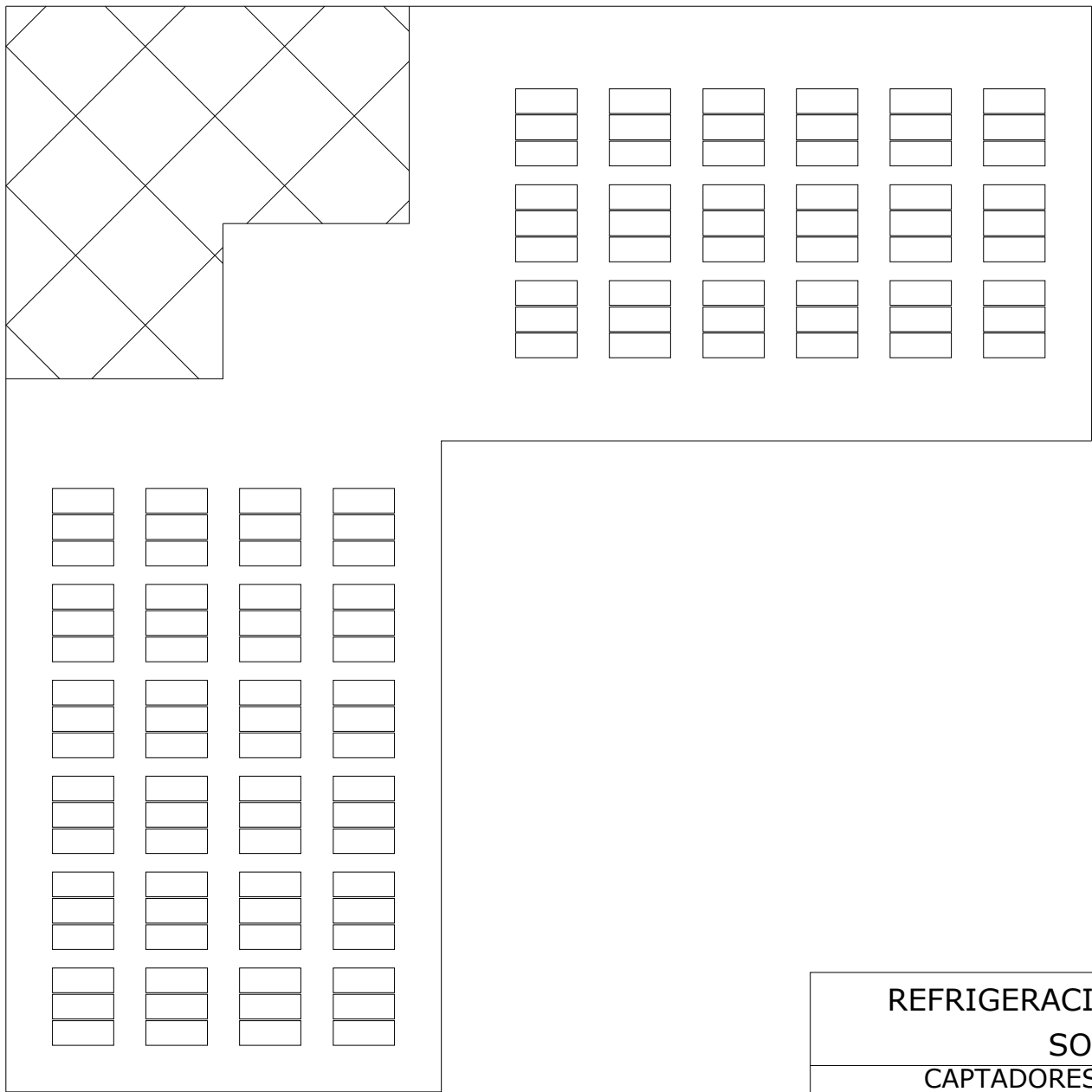
AUTOR: MIGUEL A. SALGUERO

FIRMA

JUNIO 2008

ESCALA: S/E

PLANO Nº 9



**REFRIGERACIÓN MEDIANTE ENERGÍA
SOLAR TÉRMICA**

CAPTADORES AP-10 EN SP3

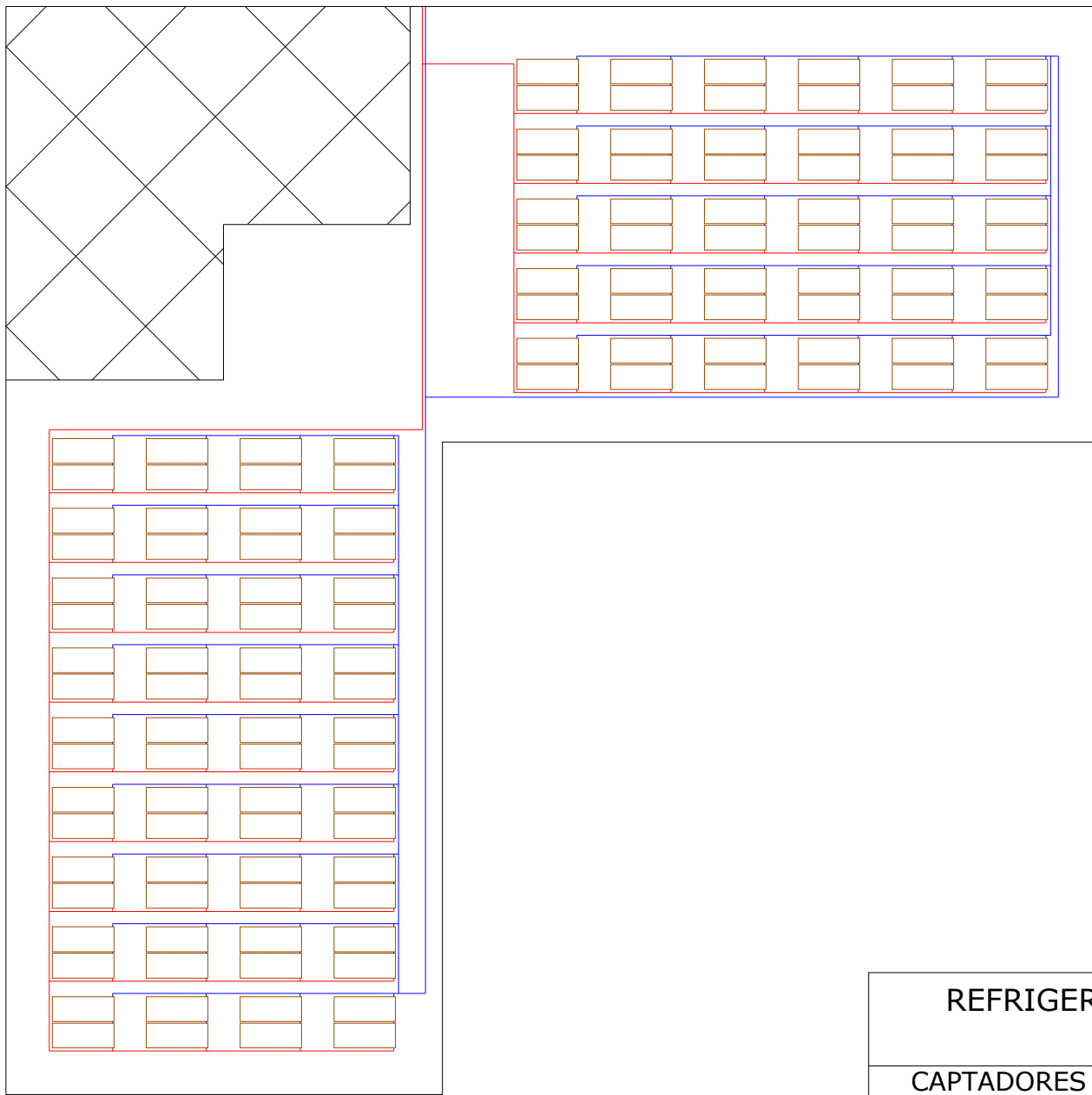
AUTOR: DANIEL ROMERO

FIRMA

JUNIO 2008

ESCALA: S/E

PLANO Nº 10



**REFRIGERACIÓN MEDIANTE ENERGÍA
SOLAR TÉRMICA**

CAPTADORES AP-10 EN SP2 CON TUBERÍAS

AUTOR: MIGUEL A. SALGUERO

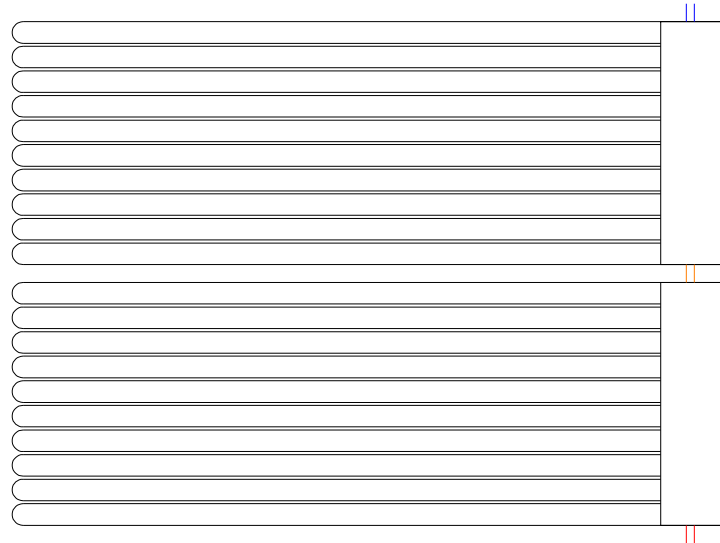
FIRMA

JUNIO 2008







ESCALA: S/E

PLANO Nº 11

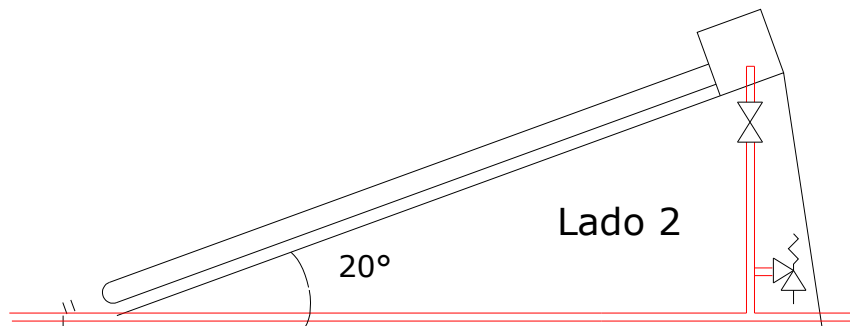
Lado 1



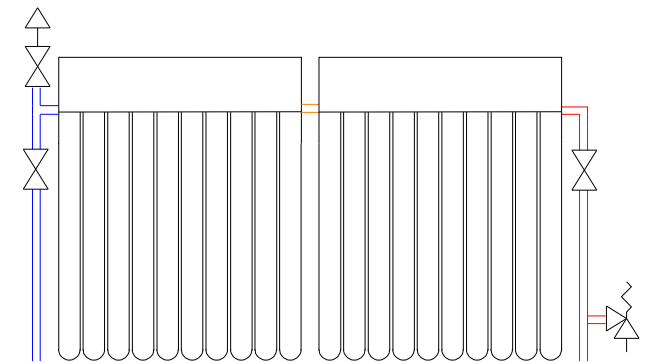
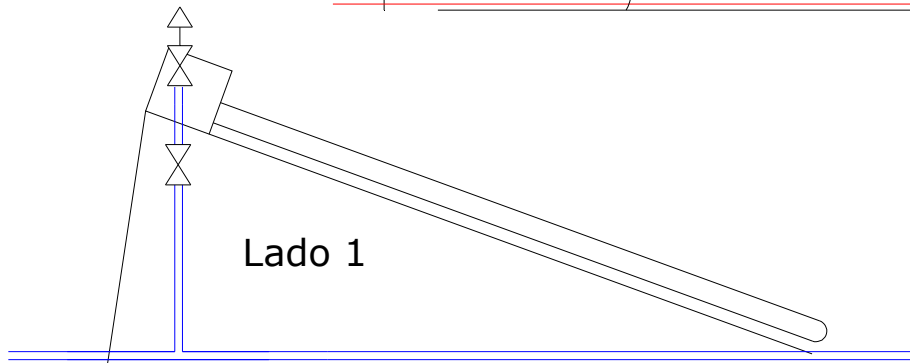
LEYENDA:

-  Tubería de fluido frío
-  Tubería de unión entre captadores
-  Tubería de fluido caliente
-  Purgador
-  Válvula de corte
-  Válvula de seguridad

Lado 2



Lado 1



REFRIGERACIÓN MEDIANTE ENERGÍA SOLAR TÉRMICA

DETALLE BATERÍA DE CAPTADORES AP-10

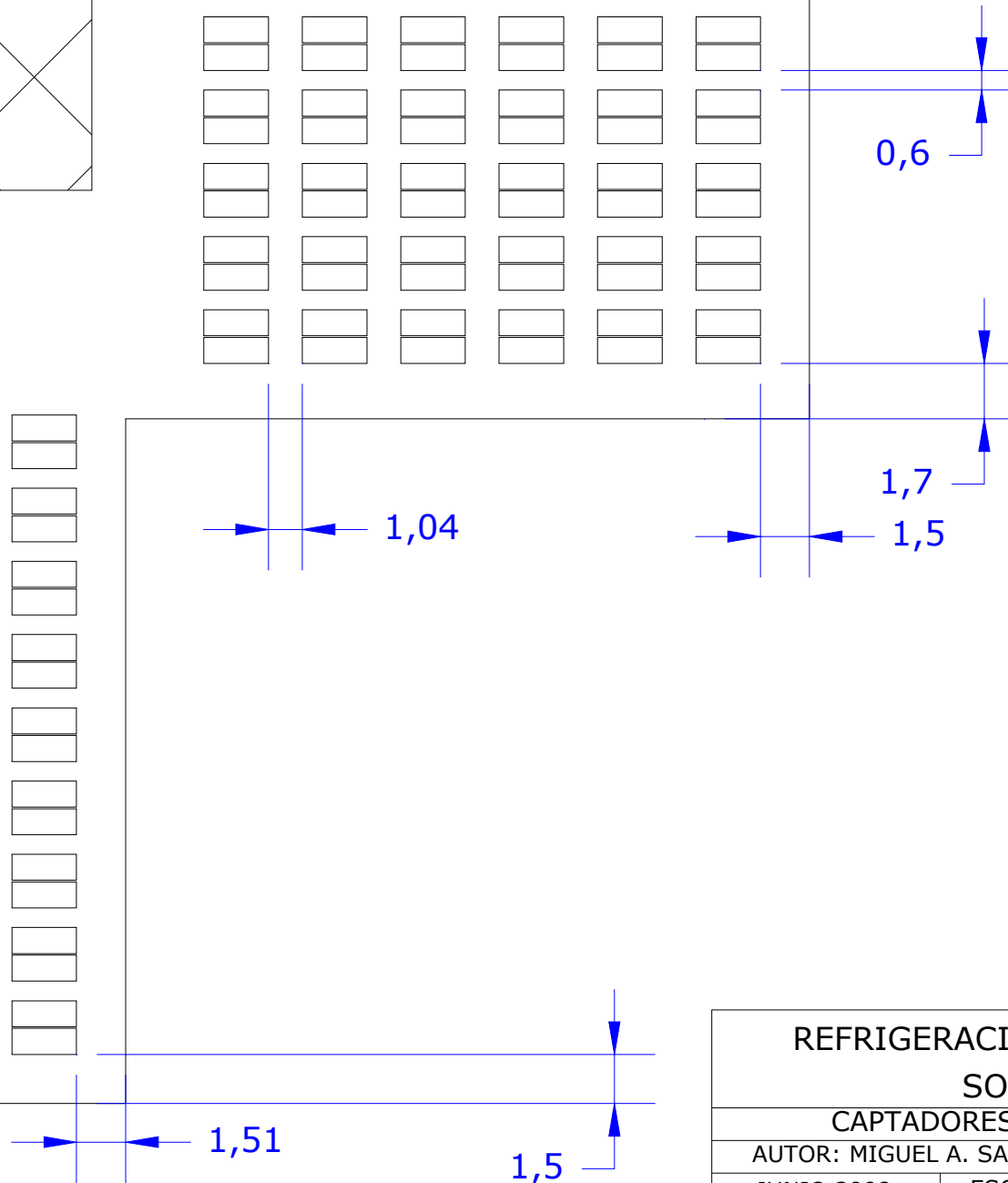
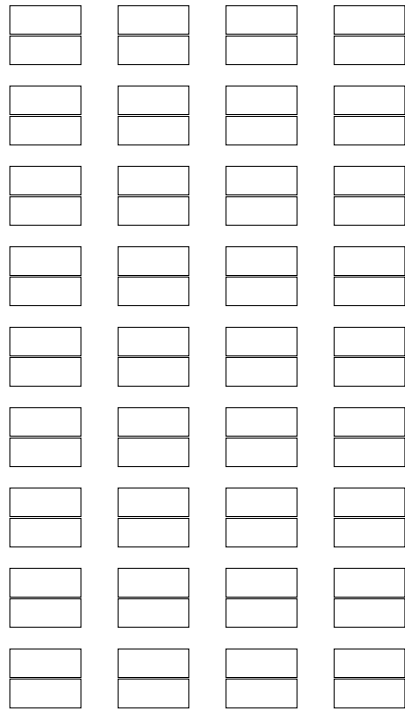
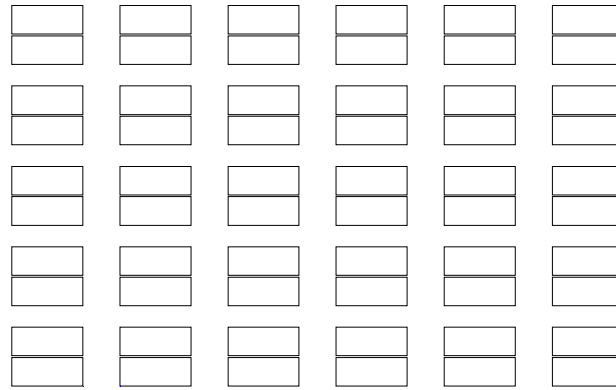
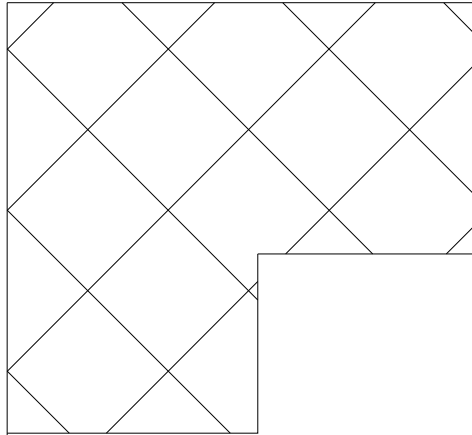
AUTOR: DANIEL ROMERO

FIRMA

JUNIO 2008

ESCALA: S/E

PLANO Nº 12



REFRIGERACIÓN MEDIANTE ENERGÍA
SOLAR TÉRMICA

CAPTADORES AP-10 EN SP2 CON COTAS

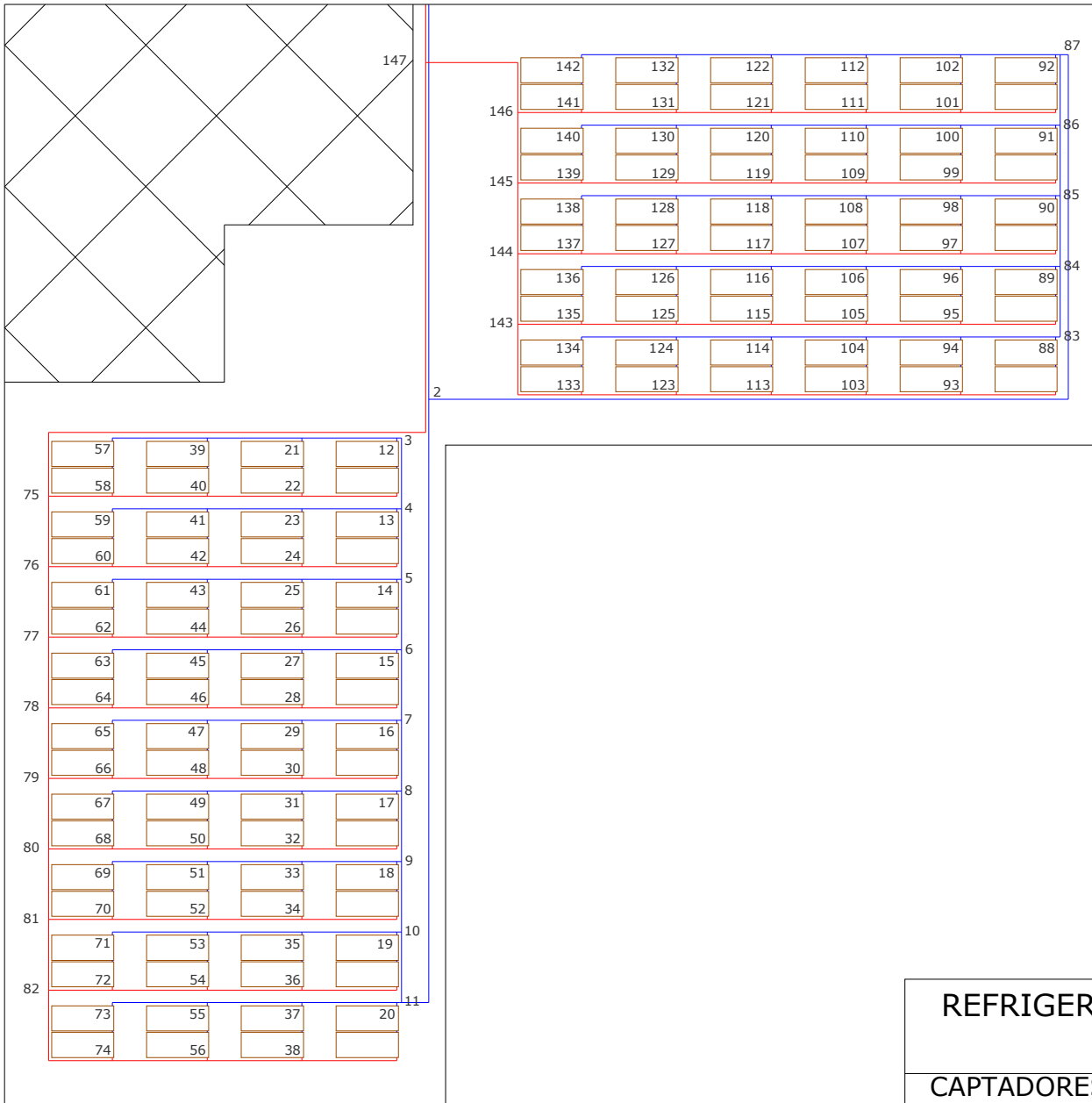
AUTOR: MIGUEL A. SALGUERO

FIRMA

JUNIO 2008

ESCALA: S/E

PLANO Nº 13



REFRIGERACIÓN MEDIANTE ENERGÍA SOLAR TÉRMICA

CAPTADORES SOLARES AP-10 CON TRAMOS

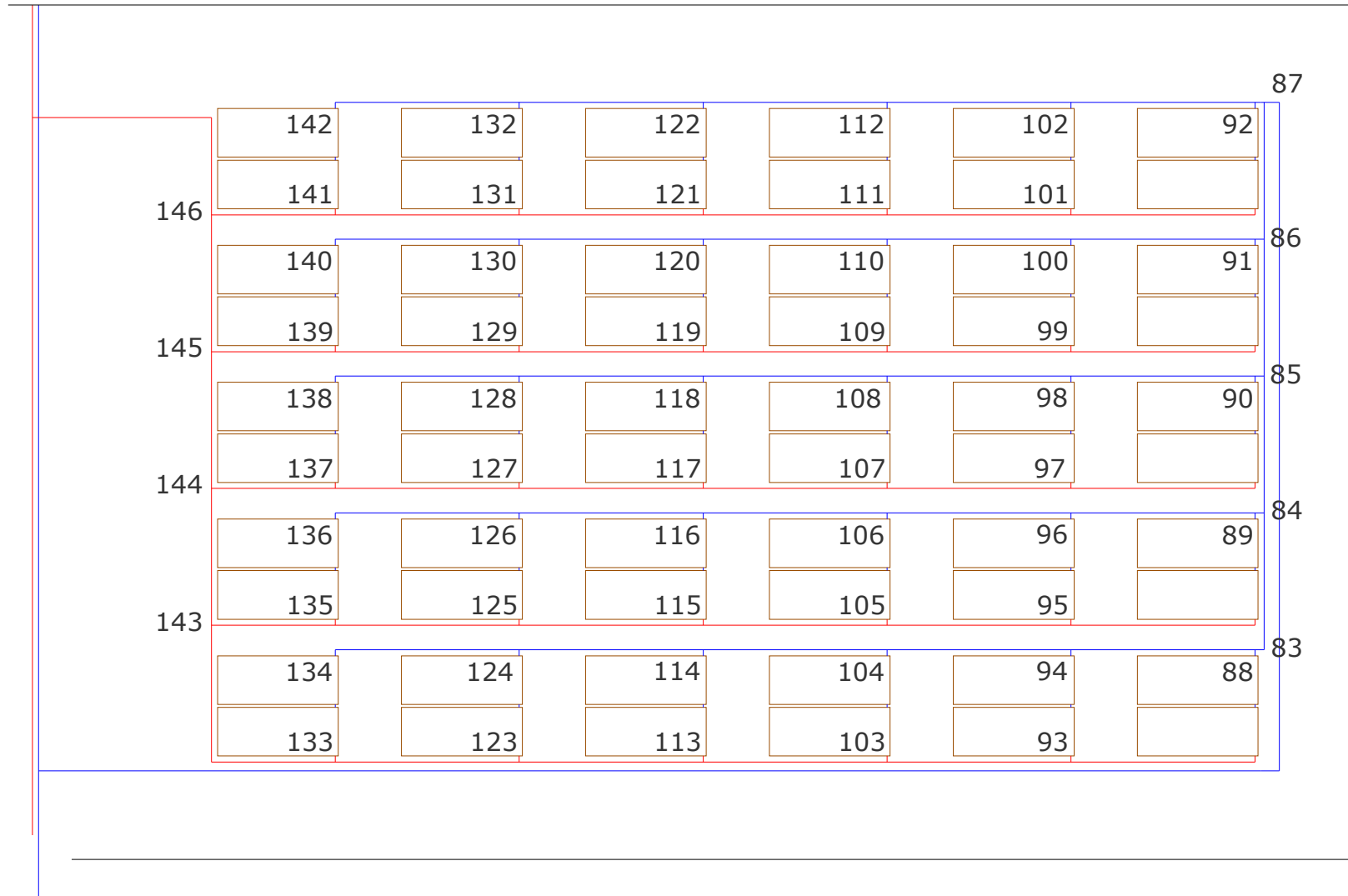
AUTOR: DANIEL ROMERO

FIRMA

JUNIO 2008

ESCALA: S/E

PLANO N° 14



REFRIGERACIÓN MEDIANTE ENERGÍA SOLAR TÉRMICA

DETALLE TRAMOS NUMERADOS DE TUBERÍAS, PARTE 1

AUTOR: MIGUEL A. SALGUERO

FIRMA

JUNIO 2008

ESCALA S/E

PLANO Nº15

2

| | | | | | |
|----|----|----|----|----|----|
| | 57 | 39 | 21 | 12 | 3 |
| 75 | 58 | 40 | 22 | | |
| | 59 | 41 | 23 | 13 | 4 |
| 76 | 60 | 42 | 24 | | |
| | 61 | 43 | 25 | 14 | 5 |
| 77 | 62 | 44 | 26 | | |
| | 63 | 45 | 27 | 15 | 6 |
| 78 | 64 | 46 | 28 | | |
| | 65 | 47 | 29 | 16 | 7 |
| 79 | 66 | 48 | 30 | | |
| | 67 | 49 | 31 | 17 | 8 |
| 80 | 68 | 50 | 32 | | |
| | 69 | 51 | 33 | 18 | 9 |
| 81 | 70 | 52 | 34 | | |
| | 71 | 53 | 35 | 19 | 10 |
| 82 | 72 | 54 | 36 | | |
| | 73 | 55 | 37 | 20 | 11 |
| | 74 | 56 | 38 | | |

REFRIGERACIÓN MEDIANTE ENERGÍA SOLAR TÉRMICA

DETALLE TRAMOS NUMERADOS, PARTE 2

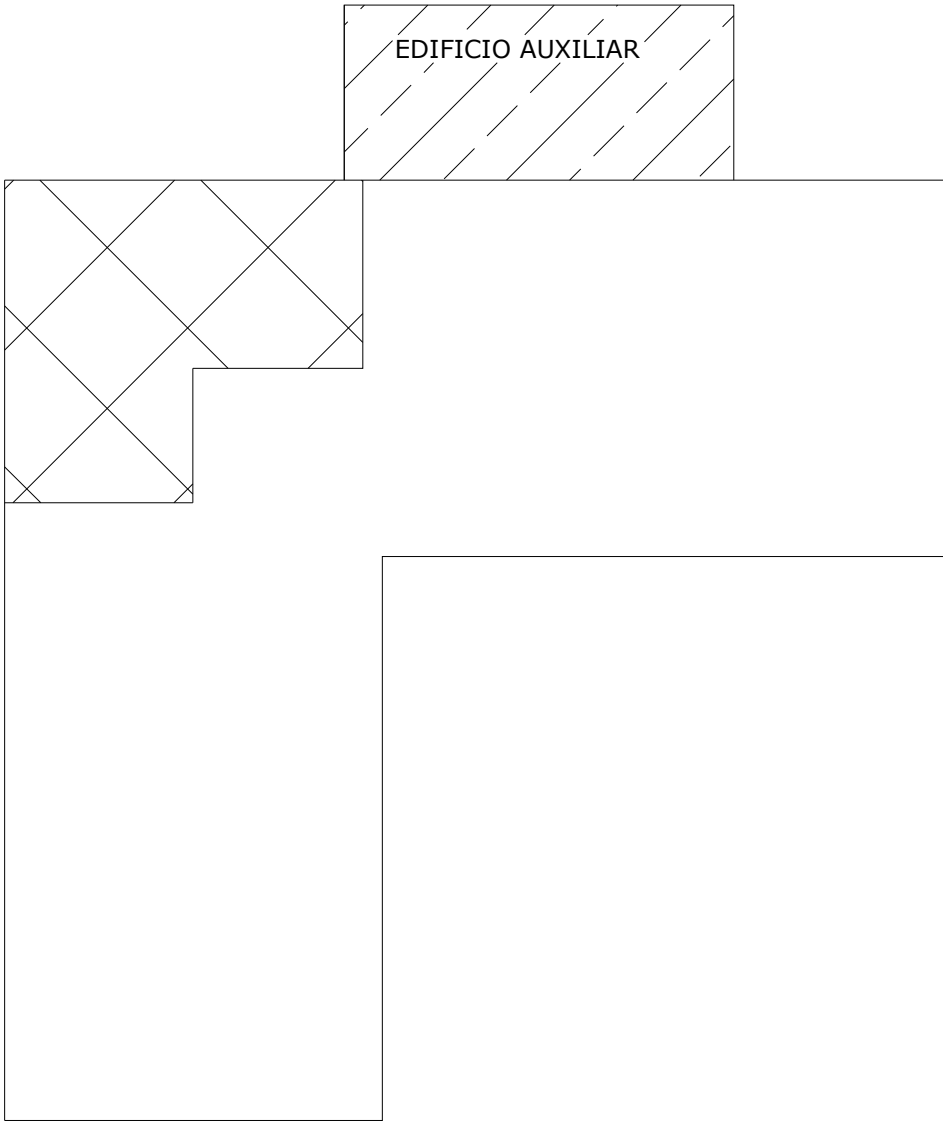
AUTOR: DANIEL ROMERO

FIRMA

JUNIO 2008

ESCALA: S/E

PLANO Nº 16



**REFRIGERACIÓN MEDIANTE ENERGÍA
SOLAR TÉRMICA**

PLANTA BIBLIOTECA + EDIFICIO AUXILIAR

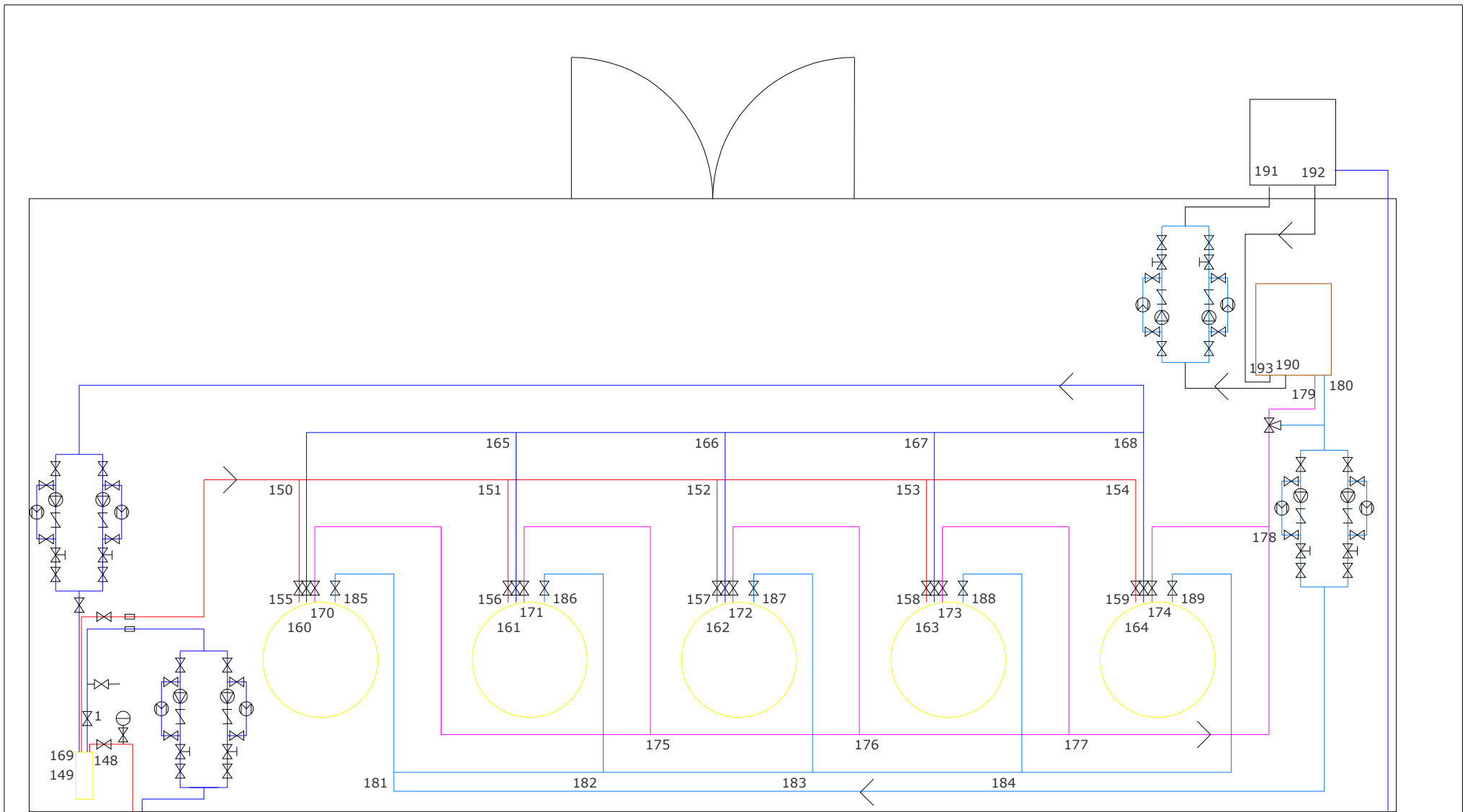
AUTOR: MIGUEL A. SALGUERO

FIRMA

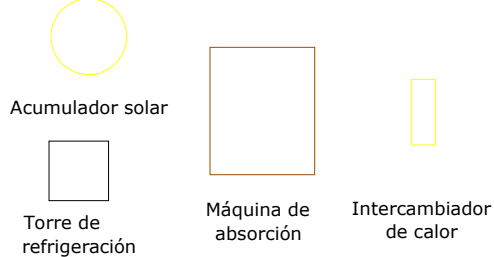
JUNIO 2008

ESCALA: S/E

PLANO Nº 17



LEYENDA:



- Válvula de vaciado y llenado
- Manómetro
- Bomba de circulación
- Válvula de retención
- Válvula de regulación
- Válvula de corte
- Vaso de expansión
- Válvula termostática

- : trazado de tubería de ida a intercambiador desde captación solar
- : trazado de tubería de ida a captación solar desde intercambiador
- : trazado de tubería de ida a acumulador desde máquina de absorción
- : trazado de tubería de ida a máquina de absorción desde acumulador

REFRIGERACIÓN MEDIANTE ENERGÍA SOLAR TÉRMICA

EDIFICIO AUXILIAR CON TRAMOS DE TUBERÍA

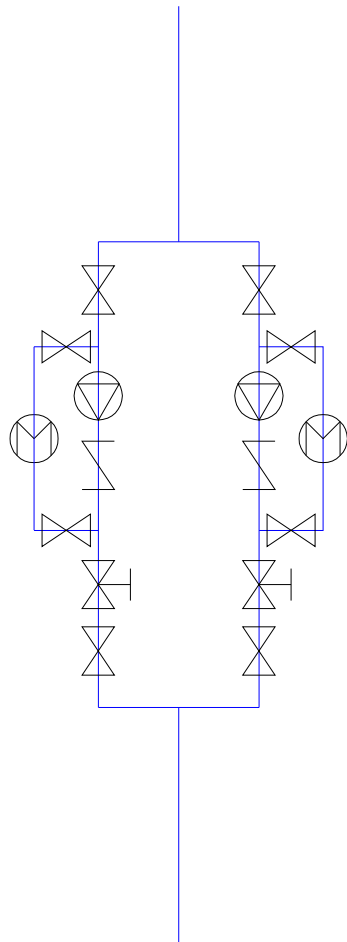
AUTOR: DANIEL ROMERO

FIRMA:

JUNIO 2008

ESCALA: S/E

PLANO Nº 18



- ⊗ Manómetro
- ⊖ Bomba de circulación
- ∑ Válvula de retención
- ⊗ Válvula de regulación
- ⊗ Válvula de corte

**REFRIGERACIÓN MEDIANTE ENERGÍA
SOLAR TÉRMICA**

DETALLE BOMBA DE CIRCULACIÓN

AUTOR: MIGUEL A. SALGUERO

FIRMA

JUNIO 2008

ESCALA: S/E

PLANO Nº 19

6. PRESUPUESTO

1. JUSTIFICACIÓN DEL PRESUPUESTO

Se han incluido en el presupuesto los principales elementos de la instalación así como la mayor parte del conexionado hidráulico, pero no se ha llegado a definir en su totalidad puesto que no es el objetivo principal de éste proyecto.

Tampoco se ha profundizado en el cálculo de estructuras soporte o sistemas eléctricos y de todos aquellos elementos que no se han valorado como fundamentales para la elaboración del proyecto.

Las tarifas reflejadas en el presupuesto son las existentes como venta al público por los distintos fabricantes o distribuidores, sin tener en cuenta descuentos reales que puedan realizarse al hacer un pedido.

Además, se han considerado:

- 6% sobre el coste final en concepto de elaboración y redacción del proyecto
- 1% sobre el coste final en concepto de control de calidad
- 6% sobre el coste final en concepto de imprevistos

Al conjunto que se obtiene en el presupuesto final se le aplica un 16% de IVA.

El presupuesto se ha dividido en los distintos subsistemas de que consta la instalación proyectada, estos son:

- Circuito primario
- Circuito secundario
- Circuito terciario
- Circuito de máquina de absorción a torre de refrigeración

| | COSTE (€) |
|--|--------------------|
| Circuito primario | 90.476,32 |
| Circuito secundario | 6.507,03 |
| Circuito terciario | 47.082,12 |
| Circuito máquina de absorción a torre de refrigeración | 9.238,20 |
| TOTAL MATERIAL | 153.303,67 |
| <i>Sobrecoste material</i> | |
| Honorarios de Ingeniería (6%) | 9.198,22€ |
| Control de calidad (1%) | 1.533,04€ |
| Imprevistos (6%) | 9.198,22€ |
| SUBTOTAL | 173.233,15€ |
| <i>IVA (16%)</i> | <i>27.717,30€</i> |
| TOTAL | 200.950,45€ |

2. FINANCIACIÓN

La cantidad total reembolsada por el destinatario de la instalación se verá reducida al acogerse a algunos de los programas de financiación existentes para este tipo de instalaciones. A nivel autonómico se establecen una serie de ayudas recogidas en Orden de 11 de Abril de 2007 que hace referencia al programa de incentivos para el desarrollo energético sostenible de Andalucía.

Dentro de las instalaciones que pueden acogerse a esta orden, se encuentran las instalaciones solares de baja-media temperatura, según recoge el artículo 37, apartado a.

Las cuantías económicas se basan en porcentajes de inversión incentivable. Los porcentajes a los que puede acogerse ésta instalación, según el artículo 15, son:

- Apartado 1. “Con carácter general y de aplicación a todas las categorías: hasta el 40% de la inversión incentivable”.

- Apartado 3. “Si los incentivos se destinan a la promoción de las energías renovables, los anteriores porcentajes podrán beneficiarse de una prima de 10 puntos cuando:
 - b) Las instalaciones de energías renovables que permitan el suministro a toda una comunidad o colectivo”
- Apartado 4. “Al porcentaje resultante después de la aplicación de los criterios de valoración recogidos en el Anexo 1, se le podrán sumar los correspondientes a las subcategorías que se expresan a continuación, sin que, en ningún caso, se superen los límites máximos establecidos en el apartado 1, 2 y 3 de este artículo:
 - a) Proyectos o actuaciones con carácter innovador: incremento de hasta el 5% de la inversión incentivable”

El total de las ayudas a percibir suma el 55% del capital invertido incentivable. Éste asciende a: **95.278,23€**

Esto quiere decir que el coste final de la instalación será de: **105.672,22€**

3. PRESUPUESTO:

| CIRCUITO PRIMARIO | | | | |
|--------------------------|--|---------------|------------------|--------------------|
| CANTIDAD | CONCEPTO | UNIDAD | Coste/ud. | Coste total |
| 132 | Captador Solar de tubos de vacío heat pipe Apricus Solar AP10 | ud. | 382,00 € | 50.424,00 € |
| 66 | Acoplamiento entre captadores | ud. | 6,00 € | 396,00 € |
| 66 | Racords de conexión 3/4"x22 mm AP-instalacion | ud. | 4,00 € | 264,00 € |
| 132 | Soporte mediana 21°-28° inclinacion | ud. | 91,00 € | 12.012,00 € |
| 4 | Líquido fluido calorportador Tyfocor H-30 LS 20 litros | ud. | 101,00 € | 404,00 € |
| 7 | Líquido fluido calorportador Tyfocor H-30 LS 120 litros | ud. | 314,00 € | 2.198,00 € |
| 1 | Boma hidráulica IL-E 65-6-24 | ud. | 4.606,24 € | 4.606,24 € |
| 66 | Purgador con T de acoplamiento S003511 | ud. | 20,00 € | 1.320,00 € |
| | Válvula de seguridad SO 07222, 6 bar,(1/2"x 3/4") | ud. | 13,00 € | 0,00 € |
| 1 | Vaso de expansión 100SMRP(100L) | ud. | 231,00 € | 231,00 € |
| | Válvula esférica | ud. | | |
| 332 | Tuberías de cobre de 22 mm de diámetro | metro | 5,70 € | 1.892,40 € |
| 332 | Coquilla de aislamiento Armaflex de fibra de vidrio 40-22 con aluminio | metro | 20,58 € | 6.832,56 € |
| 24 | Tuberías de cobre de 28 mm de diámetro | metro | 7,02 € | 168,48 € |

| | | | | |
|-----|--|-------|----------|------------|
| 24 | Coquilla de aislamiento Armaflex de fibra de vidrio 40-28 con aluminio | metro | 23,55 € | 565,20 € |
| 18 | Tuberías de cobre de 35 mm de diámetro | metro | 8,84 € | 159,12 € |
| 18 | Coquilla de aislamiento Armaflex de fibra de vidrio 40-35 con aluminio | metro | 25,07 € | 451,26 € |
| 100 | Tuberías de cobre de 42 mm de diámetro | metro | 10,28 € | 1.028,00 € |
| 100 | Coquilla de aislamiento Armaflex de fibra de vidrio 40-42 con aluminio | metro | 26,67 € | 2.667,00 € |
| 47 | Tuberías de cobre de 54 mm de diámetro | metro | 13,74 € | 645,78 € |
| 47 | Coquilla de aislamiento Armaflex de fibra de vidrio 40-54 con aluminio | metro | 27,76 € | 1.304,72 € |
| 130 | Válvula de esfera de 22 mm de diámetro | ud. | 8,91 € | 1.158,30 € |
| 6 | Válvula de esfera de 54 mm de diámetro | ud. | 33,93 € | 203,58 € |
| 2 | Válvula de retención de 54 mm de diámetro | ud. | 31,82 € | 63,64 € |
| 1 | Caudalímetro 10.0 m ³ /h GSDTC40i | ud. | 287,00 € | 287,00 € |

| | | | | |
|---|--|-----|-----------------|--------------------|
| 1 | Conjunto de accesorios (codos, T, contracciones, ensanchamientos) | ud. | 1.000,00 € | 1.000,00 € |
| 2 | Manómetro 6 bar Diámetro 50 mm 1/4" | ud. | 3,52 € | 7,04 € |
| 1 | Termostato diferencial RD-MU/3 Mundocontrol 3 sondas 3 Relés | ud. | 123,00 € | 123,00 € |
| 1 | Sonda de temperatura, tipo inmersión, ST7425A1005 | ud. | 64,00 € | 64,00 € |
| | | | SUBTOTAL | 90.476,32 € |

| CIRCUITO SECUNDARIO | | | | |
|----------------------------|---|---------------|------------------|--------------------|
| CANTIDAD | CONCEPTO | UNIDAD | Coste/ud. | Coste total |
| 1 | Intercambiador de placas modelo M3FM47 | ud. | 1.621,00 € | 1.621,00 € |
| | Placa canal M3 H | ud. | 29,00 € | 0,00 € |
| | Junta M3 EPDM | ud. | 31,00 € | 0,00 € |
| 1 | Bomba hidraulica UPS 50-60/2 | ud. | 835,60 € | 835,60 € |
| 137 | Tuberías de cobre de 35 mm de diámetro | metro | 8,84 € | 1.211,08 € |
| 137 | Coquilla de aislamiento Roclaine 1" 40 mm | metro | 4,55 € | 623,35 € |

| | | | | |
|----|---|-------|-----------------|-------------------|
| 33 | Tuberías de cobre de 42 mm de diámetro | metro | 10,28 € | 339,24 € |
| 40 | Coquilla de aislamiento Roclaine 2" 40 mm | metro | 7,45 € | 298,00 € |
| 7 | Tuberías de cobre de 54 mm de diámetro | metro | 13,74 € | 96,18 € |
| 21 | Tuberías de cobre de 66,7 mm de diámetro | metro | 20,12 € | 422,52 € |
| 21 | Coquilla de aislamiento Roclaine 3" 40 mm | metro | 8,80 € | 184,80 € |
| 6 | Válvula de esfera de 66,7 mm de diámetro | ud. | 33,93 € | 203,58 € |
| 2 | Válvula de retención de 66,7 mm de diámetro | ud. | 31,82 € | 63,64 € |
| 1 | Caudalímetro 10.0 m ³ /h GSDTC40i | ud. | 287,00 € | 287,00 € |
| 1 | Conjunto de accesorios (codos, T, contracciones, ensanchamientos) | ud. | 250,00 € | 250,00 € |
| 2 | Manómetro 6 bar Diámetro 50 mm 1/4" | ud. | 3,52 € | 7,04 € |
| 1 | Sonda de temperatura, tipo inmersión, ST7425A1005 | ud. | 64,00 € | 64,00 € |
| | | | SUBTOTAL | 6.507,03 € |

| CIRCUITO TERCIARIO | | | | |
|---------------------------|---|---------------|------------------|--------------------|
| CANTIDAD | CONCEPTO | UNIDAD | Coste/ud. | Coste total |
| 5 | Acumulador Solvisstrato 1850 L | ud. | 5.140,06 € | 25.700,30 € |
| 1 | Bomba hidraulica UPS 50-180F | ud. | 1.080,90 € | 1.080,90 € |
| 1 | Maquina de absorcion YAZAKI SC10 de 35 KW | ud. | 16.634,00 € | 16.634,00 € |
| 112 | Tuberías de cobre de 35 mm de diámetro | metro | 8,84 € | 990,08 € |
| 112 | Coquilla de aislamiento Roclaine 1" 40 mm | metro | 4,55 € | 509,60 € |
| 33 | Tuberías de cobre de 42 mm de diámetro | metro | 10,28 € | 339,24 € |
| 44 | Coquilla de aislamiento Roclaine 2" 40 mm | metro | 7,45 € | 327,80 € |
| 11 | Tuberías de cobre de 54 mm de diámetro | metro | 13,74 € | 151,14 € |
| 15 | Tuberías de cobre de 66,7 mm de diámetro | metro | 20,12 € | 301,80 € |
| 15 | Coquilla de aislamiento Roclaine 3" 40 mm | metro | 8,80 € | 132,00 € |

| | | | | |
|---|---|-----|-----------------|--------------------|
| 6 | Válvula de esfera de 66,7 mm de diámetro | ud. | 33,93 € | 203,58 € |
| 2 | Válvula de retención de 66,7 mm de diámetro | ud. | 31,82 € | 63,64 € |
| 1 | Válvula mezcladora termostática con racores de 3/4" | ud. | 71,00 € | 71,00 € |
| 1 | Conjunto de accesorios (codos, T, contracciones, ensanchamientos) | ud. | 250,00 € | 250,00 € |
| 2 | Manómetro 6 bar Diámetro 50 mm 1/4" | ud. | 3,52 € | 7,04 € |
| 5 | Sonda de temperatura, tipo inmersión, ST7425A1005 | ud. | 64,00 € | 320,00 € |
| | | | SUBTOTAL | 47.082,12 € |

| CIRCUITO MÁQUINA DE ABSORCIÓN-TORRE DE REFRIGERACIÓN | | | | |
|---|--|---------------|------------------|--------------------|
| CANTIDAD | CONCEPTO | UNIDAD | Coste/ud. | Coste total |
| 1 | Torre de refrigeracion TEVA 012 | ud. | 4.000,00 € | 4.000,00 € |
| 1 | Boma hidráulica IL-E 65-6-24 | ud. | 4.606,24 € | 4.606,24 € |
| 13 | Tuberías de cobre de 66,7 mm de diámetro | metro | 20,12 € | 261,56 € |

| | | | | |
|---|--|-----|-----------------|-------------------|
| 4 | Válvula de esfera de 66,7 mm de diámetro | ud. | 33,93 € | 135,72 € |
| 2 | Manómetro 6 bar Diámetro 50 mm 1/4" | ud. | 3,52 € | 7,04 € |
| 1 | Sonda de temperatura, tipo inmersión, ST7425A1005 | ud. | 64,00 € | 64,00 € |
| 1 | Conjunto de accesorios (codos, T, contracciones, ensanchamientos) | ud. | 100,00 € | 100,00 € |
| 2 | Válvula de retención de 66,7 mm de diámetro | ud. | 31,82 € | 63,64 € |
| | | | SUBTOTAL | 9.238,20 € |

TOTAL DEL PRESUPUESTO GENERAL: **200.950,45€**

Asciende el presupuesto general a la expresada cantidad de DOSCIENTOS MIL NOVECIENTOS CINCUENTA EUROS Y CUARENTA Y CINCO CÉNTIMOS DE EURO.

Firmado:

Daniel Romero Fernández

Miguel Ángel Salguero Morales

7. BIBLIOGRAFÍA

- “Sistemas Solares Térmicos. Diseño e Instalación” (Censolar), Dr. Felix A. Peuser, Karl-Heinz Remmers, Martin Schnauss.
Ed. Solarpraxis.
- “Energía Solar Térmica para instaladores”, M. Carlos Tobajas Vázquez.
Ed. Ceysa
- “Instalaciones solares térmicas. Manual para uso de instaladores, fabricantes, proyectistas, ingenieros y arquitectos, instituciones de enseñanza y de investigación”, Consejería de Empleo y Desarrollo Tecnológico. Junta de Andalucía.
- “Documentos Técnicos de Instalaciones en la Edificación DTIE 8.03, Instalaciones solares térmicas para producción de agua caliente sanitaria”. Atecyr
- “Energía Solar Térmica”, ECA, Instituto de Tecnología y Formación. Javier María Méndez Cuñiz, Rafael Cuervo García. FC Editorial
- “Transferencia de Calor y Masa”, Yunus A. Çengel. McGraw Hill
- “Código Técnico de la Edificación”
- “Pliego de Condiciones de Instalaciones de Baja Temperatura”
- “RITE”
- UNE EN 12977
- “Solar Engineering of Thermal Processes”, Jonh A.Duffie, William A. Beckman
- www.idae.es
- www.apricus-solar.com
- www.preoc.es

