



Anexos

Anexo A

Radiación solar

Para la comprensión de los modelos solares es importante tener conocimiento de las siguientes definiciones y parámetros geométricos.

A.1 Nociones sobre geometría solar

Las relaciones geométricas entre un plano con una particular orientación relativa a la tierra, al tiempo y la radiación solar incidente, esto es, la posición relativa del sol respecto la superficie pueden ser descritas a través de varios ángulos (Benford & Bock, 1939). Algunos de estos ángulos son indicados a continuación¹:

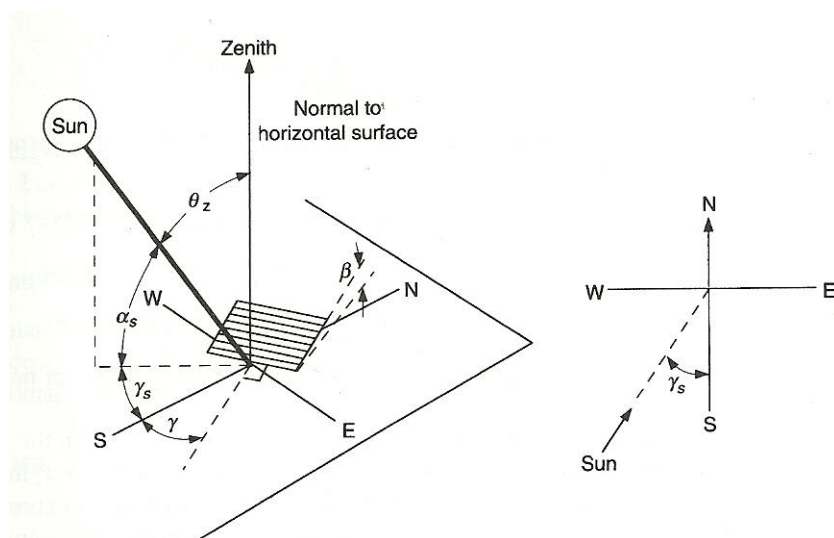


Figura A.1 Representación de los ángulos solares (Duffie & Beckman, 2006)

Latitud (ϕ): es el ángulo que forman el radio terrestre que pasa por la superficie considerada y el plano del ecuador. Su valor se encuentra comprendido entre -90 (Polo sur) y 90 (Polo norte). Los puntos situados sobre el Ecuador tienen latitud igual a 0° .

¹ Nota: la nomenclatura usada en esta exposición no coincide exactamente con la usada en el programa de cálculo, esto no representa un mayor problema ya que en el programa están comentadas todas las variables con su significado.

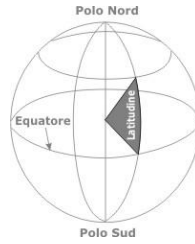


Figura A.2 representación de la Latitud (Baccino, 2009)

Longitud: es el ángulo que forman el radio terrestre que pasa por la superficie considerada y el plano que contiene el meridiano de Greenwich (meridiano de referencia 0). Se consideraran valores negativos para el este (de 0 a -180) y positivos hacia el oeste del meridiano de Greenwich.

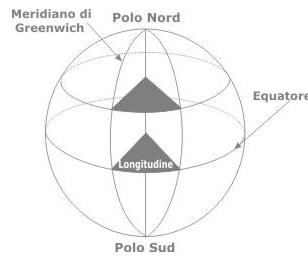


Figura A.3 Representación de la Longitud (Baccino, 2009)

Declinación (δ): Posición angular del sol al mediodía solar con respecto al plano del ecuador, norte positivo; $-23.45 \leq \delta \leq 23.45$.

La declinación se calcula según la fórmula de Cooper (Duffie & Beckman, 2006).

$$\delta = 23.45 \cdot \sin \left[\frac{360}{365} \cdot (d + 284) \right]$$

Siendo d: número de día del año, contando desde el 1 de enero. 284 representa el número de día relativo al último equinoccio del año.

Inclinación (β): ángulo entre el plano de la superficie en cuestión y la horizontal (0; 180) $\beta > 90$ significa la superficie esta "mirando" hacia abajo.

Angulo horario (ω): desviación angular del sol de este a oeste con el meridiano local debido a la rotación de la tierra; 15° por hora, negativo por la mañana, positivo por la tarde.

$$\omega = 15 \cdot (hora_{solar} - 12)$$

$hora_{solar} \equiv$ hora del día entre 0 y 24, en horario solar [horas].

Angulo de incidencia (θ): ángulo entre la radiación directa y la normal a la superficie considerada.

Acimut Solar (γ_s): es el ángulo que forman el plano vertical que contiene al sol y el plano vertical que pasa por la dirección sur de la superficie considerada.

$$\gamma_s = \pm \left[\cos^{-1} \left(\frac{\sin \phi \cdot \cos \delta \cdot \cos \omega - \cos \phi \cdot \sin \delta}{\cos \alpha_s} \right) \right]$$

$\phi \equiv$ Latitud [$^\circ$].

$\delta \equiv$ declinación [°].

Altura solar (α_s): es el ángulo que forman la dirección del sol y el plano horizontal definido en el punto de la superficie terrestre considerado.

$$\alpha_s = \sin^{-1}(\sin \phi \cdot \sin \delta + \cos \phi \cdot \cos \delta \cdot \cos \omega)$$

Zénit (θ_z): complementario a la altura solar.

Acimut superficie (γ): desviación de la proyección en el plano horizontal de la normal de la superficie con el meridiano local. (Este negativo, Oeste positivo).

A.2 Definiciones

Hora solar: Tiempo basado en el movimiento aparente del sol a través de la bóveda celeste, en el mediodía solar el sol cruza el meridiano del observador. Esta hora no coincide con la hora de reloj. La hora solar es usada en todas las relaciones entre ángulos solares.

$$hora_{solar} = hora_{local} + \Delta t_{local} + \Delta t_{long} + E$$

$hora_{solar} \equiv$ Hora del día entre 0 y 24 en horario solar [horas].

$hora_{local} \equiv$ Hora del día entre 0 y 24 en horario local [horas].

$\Delta t_{local} \equiv$ Adelanto horario local del territorio en el que se localiza el emplazamiento seleccionado [horas].

El adelanto de la hora local se suele fijar en función de la situación geográfica del territorio y de las estaciones del año. Este adelanto es siempre igual a cero en el meridiano de Greenwich, por lo que la hora local en ese meridiano se conoce con el nombre de hora universal (GTM).

En Italia se fija un adelanto de -1 hora respecto de la hora del meridiano de Greenwich en invierno, mientras que en verano el adelanto es de -2 horas (signo negativo por coherencia con la ecuación anterior).

Respecto de este adelanto general, existe un adelanto adicional debido a la longitud de cada localización particular, calculado según la expresión.

$$\Delta t_{long} = (long - long_0)/15$$

$long \equiv$ Longitud relativa al emplazamiento estudiado [°].

$long_0 \equiv$ Longitud del meridiano de referencia, igual a 0° para el Meridiano Cero o de Greenwich

Se observa que si la longitud es positiva el adelanto total de la hora es mayor y si es negativa el adelanto total de la hora es menor.

Además se introduce otro pequeño factor de corrección en función del día del año calculado mediante la ecuación de Whiller (Duffie & Beckman, 2006):

$$E = \frac{1}{60} (9.87 \cdot \sin 2B - 7.53 \cdot \cos B - 1.5 \cdot \sin B)$$

$E \equiv$ adelanto horario local debido al día del año [horas].

La variable B viene dada por la expresión:

$$B = \frac{360}{365} \cdot (d - 81)$$

$d \equiv$ número de día del año, contado desde el 1 de enero.

Radiación directa: es la radiación solar recibida desde el sol sin haber sido dispersada por la atmosfera.

Radiación difusa: es la radiación solar recibida por parte del sol, la cual su dirección ha sido modificada por la atmosfera.

Radiación total: es la suma de la radiación directa más la difusa.

En nuestro caso de estudio se necesita saber la intensidad total incidente que llega al colector solar, para eso se tenían los siguientes datos de partida (inputs): temperatura exterior tanto en bulbo húmedo como seco, azimut, altura solar y radiación solar tanto directa como difusa sobre una superficie horizontal. Estos datos se disponen de manera horaria para un periodo de un año completo.

Para resolver el problema de calcular la radiación incidente sobre una superficie inclinada cuando solo la radiación sobre una superficie horizontal es conocida, es necesario conocer la dirección de la radiación directa y difusa llega a la superficie en cuestión. Los llamados "*Sky models*" son representaciones matemáticas de la radiación difusa, cuando se añade la radiación directa y reflejada, es posible obtener la radiación sobre una superficie inclinada a partir de una medida de radiación horizontal. Muchos modelos han sido contruidos, pero en general se pueden dividir en modelos isotrópicos, o anisotrópicos.

En el modelo isotrópico se asume que la combinación de radiación difusa y reflejada del suelo es isotrópica, con esta premisa la suma de la radiación difusa del cielo y la reflejada sobre una superficie inclinada es la misma sin tener en cuenta su orientación. Una mejora de este modelo, fue realizada por Liu y Jordan (1963) en el que la radiación en la superficie inclinada era debida a tres componentes: directa, difusa y radiación difusa reflejada del suelo. Esto representa una mejora sobre la asunción de que toda la radiación puede ser tratada como radiación directa pero hay mejores métodos disponibles.

En modelo anisotropico ofrece una aproximación más precisa. Dentro de esta teoría se ha elegido el modelo de Hay and Davies (1980) por ser totalmente analítico, sin apoyarse en ningún tipo de gráfica para la obtención de resultados, siendo así más sencillo de ser implementado. Este modelo está basado en la asunción de que toda la radiación difusa puede ser representada en dos partes: la isotrópica y la circunsolar.

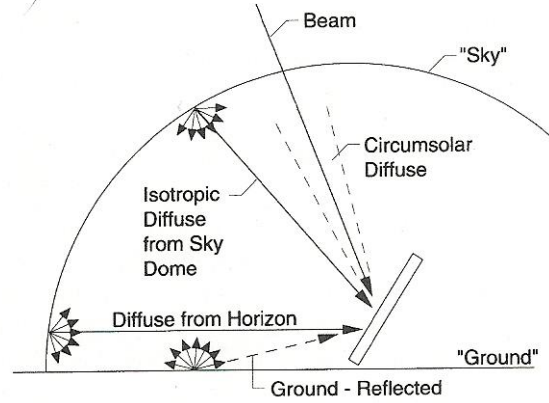


Figura A.4 Esquema del modelo de bóveda anisotrópica (Duffie & Beckman, 2006)

El cálculo de la radiación total sobre la superficie inclinada se realiza a través de la expresión:

$$I_T = (I_{bh} + I_{dh} \cdot A_i) \cdot R_b + \left[I_{dh} \cdot (1 - A_i) \cdot \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \right] \cdot \left[1 + f \cdot \sin^3 \left(\frac{\beta}{2} \right) \right] + I_{th} \cdot \rho_g \cdot \left[\frac{1 - \cos \beta}{2} \right]$$

Dónde:

I_{bh} ≡ Radiación directa sobre la superficie horizontal [MJ/m²].

I_{dh} ≡ Radiación difusa sobre la superficie horizontal [MJ/m²].

$$A_i = \frac{I_{bh}}{I_0}$$

A_i ≡ Índice de anisotropía.

I_0 ≡ Radiación extraterrestre [MJ/m²].

$$R_b = \frac{\cos(L - \beta) \cdot \cos \delta \cdot \cos w + \sin(L - \beta) \cdot \sin \delta}{\cos L \cdot \cos \delta \cdot \cos w + \sin L \sin \delta}$$

β ≡ Inclinación del panel [°].

L ≡ Latitud [°].

δ ≡ Declinación [°].

w ≡ Ángulo horario [°].

$$f_{ant} = \sqrt{\frac{I_{bh}}{I_{th}}}$$

A.3 Elementos de la instalación solar térmica

Existen una gran cantidad de variedad entre los distintos componentes que intervienen en una instalación solar, sin embargo no todos son adecuados para su integración en instalaciones de refrigeración solar con máquina de absorción. A continuación se van a tratar los aspectos más importantes.

A.3.1 Captador

El colector solar es el elemento encargado de captar la radiación solar y convertir su energía en energía calorífica (Térmica).

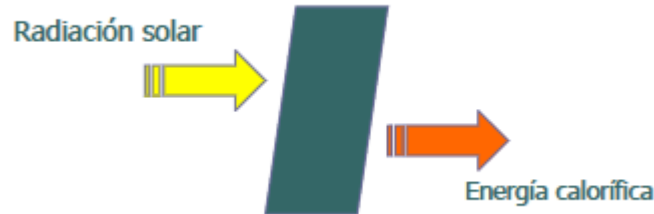


Figura A.5 Transformación de la energía en un captador solar (Monné, 2003)

Tipos de captadores

Hay muchos tipos de captadores solares, dependiendo del fin al que se vaya a dedicar, del material que lo compone, etc. pero existen tres grandes grupos en función de la temperatura² a la que sean capaces de calentar el fluido:

- Baja temperatura ($T < 100^{\circ}\text{C}$).
- Media temperatura ($100^{\circ}\text{C} < T < 400^{\circ}\text{C}$).
- Alta temperatura ($T > 400^{\circ}\text{C}$).

El funcionamiento de los captadores de media y alta temperatura se basa en la concentración de la radiación solar en un receptor lineal o puntual, por lo que sólo serán capaces de aprovechar la componente directa de la radiación, que es la que tiene una dirección determinada.

Los captadores de baja temperatura realizan la captación solar de forma directa, sin concentración de los rayos solares. Según los materiales y técnicas de captación empleadas se pueden distinguir tres tipos de captadores de baja temperatura: captadores de propileno, de placa plana, y de tubos de vacío. A continuación se estudian más en detalle.

A.3.1.1 Captadores sin cubierta

Se componen de una gran cantidad de diminutos tubos de polipropileno por los que circula el agua a calentar. Están especialmente recomendados para el calentamiento de piscinas exteriores, ya que su temperatura de trabajo es del orden de $25\text{-}35^{\circ}\text{C}$. No poseen ningún tipo de cubierta exterior, aislante, ni caja, por lo que las pérdidas son grandes. Otras características son:

- Usualmente la instalación asociada no tiene intercambiador (solo hay circuito primario).
- Soportan bien el paso de agua 'agresiva' (agua de piscina clorada).
- Soportan mal las tensiones mecánicas (heladas) y arañazos.

² Estas temperaturas son orientativas, no representando el límite exacto de los captadores.

A.3.1.2 Captadores de placa plana

Son, en la actualidad, los más extendidos comercialmente. La temperatura de trabajo se encuentra entre los 50 y 75°C, pudiendo alcanzar en condiciones de elevada radiación valores de 85°C, por lo que están indicados para producir agua caliente en muy diversas aplicaciones: ACS, calefacción por suelo radiante, precalentamiento del fluido de entrada de una caldera, etc.

El funcionamiento de un captador de placa plana está basado en el efecto invernadero. La radiación electromagnética, al incidir sobre un cuerpo puede ser:

- Absorbida total o parcialmente.
- Reflejada.
- Transmitida (traspasar el cuerpo).

El efecto que produce la absorción de energía es, por un lado, el calentamiento del cuerpo, y por otro, emisión de radiación cuya longitud de onda depende de la temperatura del cuerpo. La mayor parte de la radiación solar incidente atraviesa la cubierta exterior y queda retenida en el interior del captador (efecto invernadero). Esta radiación es absorbida por la placa absorbidora, aumentando su temperatura, por lo que la placa empieza a ceder calor al serpentín de tubos que está soldado a la misma.

Los principales elementos que constituyen un captador de placa plana son:

Cubierta exterior: Está habitualmente formada por un cristal de vidrio simple, aunque también existen cubiertas de cristal doble o de materiales plásticos. Su función es producir el efecto invernadero, reducir las pérdidas por convección y proporcionar estanqueidad al captador.

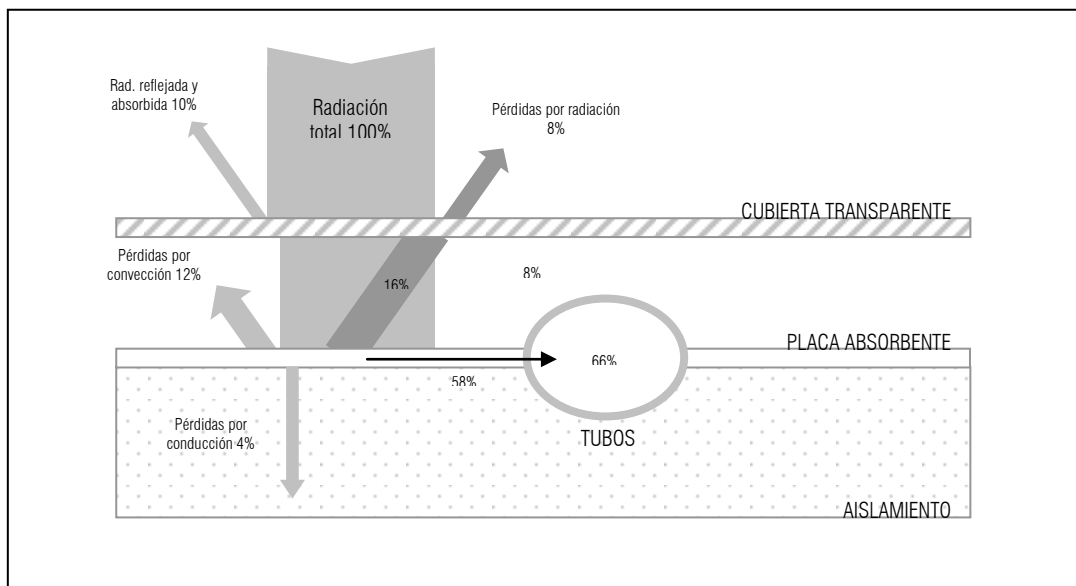


Figura A.6 Funcionamiento del captador (Iglesias De Casto, 2007)

Absorbedor: Suele estar constituido por una placa metálica sobre la que se encuentra soldada una tubería de cobre formando un serpentín, con el objeto de favorecer el

intercambio de calor entre la placa y el fluido circulante. La función de la placa es absorber la máxima radiación solar posible y ceder el calor acumulado al serpentín. Para aumentar el coeficiente de absorción de las placas metálicas, se utilizan las pinturas y superficies selectivas.

Conviene recordar los conceptos de emisividad ϵ y absorptividad α , y tener en cuenta que las pinturas de color oscuro, tienen elevados factores de absorptividad, pero también elevados factores de emisividad (pérdidas por radiación), sobre todo a altas temperaturas, por lo que son solo adecuados a temperaturas medias o bajas. Estas pérdidas por radiación son uno de los tres mecanismos de pérdidas de calor presentes en los captadores solares a elevadas temperaturas, las cuales pueden ser reducidas por el uso de capas de revestimiento selectivo en la placa absorbidora. Estos revestimientos están diseñados para tener el grado más alto posible de absorción de la radiación visible y cercana al infrarrojo y el grado más bajo posible de emisividad en el infrarrojo correspondiente a las temperaturas de operación del captador. Los captadores que utilizan absorbedores con estos revestimientos reciben el nombre de selectivos, mientras que los que utilizan una capa de pintura negra simple se clasifican como no selectivos. Los revestimientos más comunes son los basados en cromo, níquel u óxido de titanio.

Aislamiento térmico: Es el material que recubre todos los laterales y la parte posterior del captador, y tiene por objeto minimizar las pérdidas térmicas a través de la carcasa. El material utilizado puede ser lana de vidrio, poliuretano, etc.

Carcasa: Es la caja exterior que alberga todos los componentes anteriores, proporcionando rigidez al captador y realizando el sellado de su interior.

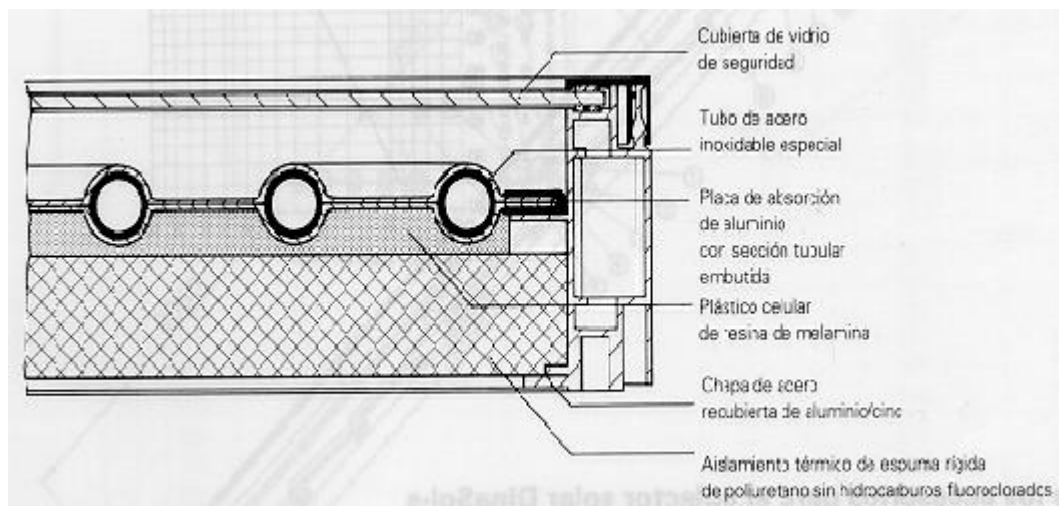


Figura A.7 Elementos captador placa plana (Monné Bailo & Díez Pinilla, 2007)

Progresivamente el fluido que circula por el interior del serpentín aumenta su temperatura hasta alcanzar la temperatura de trabajo del captador.

A.3.1.3 Captadores de tubo de vacío

Los captadores de tubo de vacío poseen un mejor rendimiento y proporcionan mayores temperaturas que los captadores de placa plana, pudiendo llegar a temperaturas de

trabajo por encima de los 100°C. Por ello, la aplicación más habitual de este tipo de captadores es la generación de agua caliente para procesos industriales o bien en una instalación de calefacción por radiadores convencionales, y para la refrigeración mediante máquinas de absorción. Los principales inconvenientes de estos captadores respecto los anteriores, son su elevado precio, mayor laboriosidad y cuidado que requiere su montaje.

Estos captadores están formados por tubos de vidrio en cuyo interior se ha hecho el vacío. En el interior de cada tubo hay una tubería de cobre soldada a una placa rectangular, que absorbe la radiación solar y cede calor al fluido que circula por la tubería.

Al igual que los captadores de placa plana, el funcionamiento de este tipo de captadores se basa en el efecto invernadero que se produce cuando la radiación solar atraviesa un vidrio. La diferencia, en este caso, está en que no se requiere de un material aislante, ya que el propio vacío de los tubos elimina totalmente las pérdidas térmicas hacia el exterior del vidrio. Por ello su rendimiento es superior al de los captadores de placa plana, especialmente en condiciones de baja radiación solar.

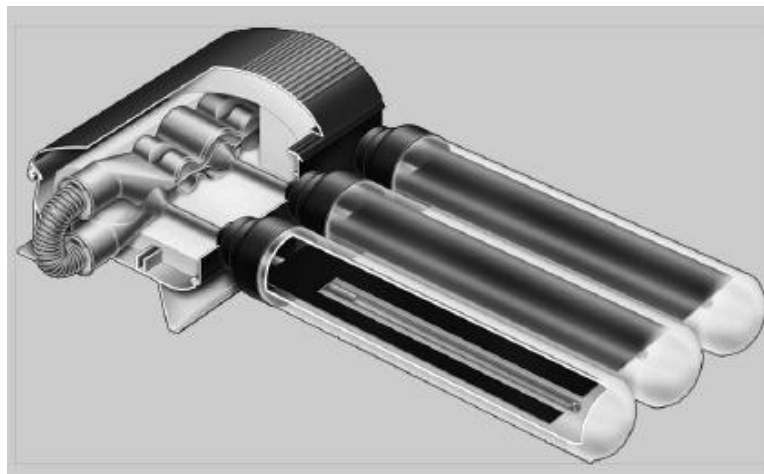


Figura A.8 Esquema captador tubo de vacío. (Viessmann)

Existen diferentes tipologías de captadores de tubo de vacío:

- **Tubos de vacío de flujo directo:** En este tipo de diseño el fluido de trabajo fluye directamente a través del absorbedor dentro de los tubos de vacío, además pueden montarse directamente sobre cubiertas planas.
- **Tubos de vacío de tipo heatpipe:** En el principio *Heatpipe*, el fluido solar no circula directamente por los tubos. En su lugar, un fluido caloportador circula por un absorbedor especial que se evapora por efecto de la irradiación solar y transmite el calor al fluido solar a través de un intercambiador de calor.
- **Tubos de vacío tipo CPC:** En este caso los tubos de vidrio son de doble pared ya que permiten disminuir aún más las pérdidas. El absorbedor que incorporan es de tipo cilíndrico por lo que es necesario un reflector para aprovechar el área del mismo no alcanzada por el sol. Gracias a su bajo precio, tienen una buena

posición en el mercado gracias a su bajo precio a pesar de tener un rendimiento algo inferior comparado con otros tipos de tubos de vacío.

A.3.2 Curva característica del captador

El balance energético de un captador plano es:

$$Q_{util} = Q_{incidente} - Q_{perdidas}$$

donde,

Q_{util} \equiv Energía recogida por el fluido caloportador por unidad de tiempo.

$Q_{incidente}$ \equiv Energía incidente total (directa+ difusa+albedo) por unidad de tiempo.

$$Q_{incidente} = \alpha \cdot \tau \cdot S \cdot I$$

τ \equiv Transmitancia de la cubierta.

α \equiv Absortancia del absorbedor.

S \equiv Superficie del captador [m^2].

I \equiv Radiación incidente total sobre el captador por unidad de superficie [W/m^2].

$Q_{perdidas}$ \equiv Energía perdida por disipación al exterior por unidad de tiempo.

$$Q_{perdidas} = S \cdot U_L \cdot (T_c - T_a)$$

U_L \equiv Coeficiente global de pérdidas por radiación, convección, y conducción (se mide experimentalmente y es dado por el fabricante) [$W/m^2^\circ C$].

T_c \equiv Temperatura media del absorbedor [$^\circ C$].

T_a \equiv Temperatura ambiente [$^\circ C$].

El cálculo de T_c es muy complicado, por tanto la ecuación del captador se mide en función de la temperatura de entrada del fluido caloportador (T_e) o alternativamente como la media entre la entrada y salida del captador del fluido caloportador (T_m).

$$T_m = \frac{T_e + T_s}{2}$$

$$Q_{perdidas} = S \cdot U_L \cdot (T_c - T_a)$$

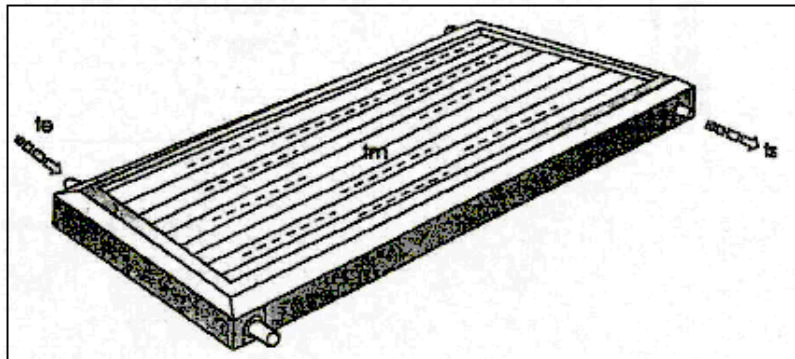


Figura A.9 Temperaturas captador (Iglesias De Casto, 2007)

Por tanto, el balance energético planteado queda de la siguiente forma:

$$Q_{util} = Q_{incidente} - Q_{perdidas} = S \cdot [\alpha \cdot \tau \cdot I - U_L(T_c - T_a)]$$

Para la sustitución de T_c por T_e se introduce un factor F_R llamado factor de eficacia o coeficiente de transporte de calor, que se define como la relación entre la energía captada por el colector y la que captaría si la temperatura de la placa fuese igual a la del fluido de entrada del colector.

$$F_R = \frac{\alpha \cdot \tau \cdot I - U_L \cdot (T_c - T_a)}{\alpha \cdot \tau \cdot I - U_L \cdot (T_e - T_a)}$$

El factor F_R es prácticamente independiente de la intensidad de la radiación incidente, de la temperatura media de la placa y del ambiente, siendo función del caudal del fluido y de las características de la placa (material, espesor, distancia entre tubos, etc.). Así, la ecuación anterior queda de la siguiente forma (ecuación de Bliss):

$$Q_{util} = F_R \cdot S \cdot [I \cdot (\tau\alpha) - U_L \cdot (T_e - T_a)]$$

Los captadores se ensayan generalmente en un banco de pruebas bajo unas condiciones de radiación (simulada mediante un radiador de energía electromagnética de espectro muy parecido al solar y con una incidencia normal al captador), velocidad del viento, temperatura del fluido a la entrada y temperatura ambiente.

Los resultados obtenidos en los ensayos se ofrecen como índice de la eficacia del captador, η , que se define como la relación entre la energía captada y la recibida, según se presenta en la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{Q_{util}}{S \cdot I}$$

Sustituyendo Q_{util} por su valor según la ecuación de Bliss, resulta que:

$$\eta = F_R \cdot (\alpha\tau)_N - F_R \cdot U_L \cdot \frac{T_e - T_a}{I}$$

Para un caudal determinado, y suponiendo $(\alpha\tau)_N$ y U_L constantes, la ecuación de esta curva característica del captador puede asimilarse a la de una recta en la que la variable en el eje de abscisas es $(T_e - T_a)/I$ y cuya pendiente es U_L . Estas curvas características han de ser facilitadas por el fabricante y de su forma puede deducirse la calidad de un captador desde el punto de vista térmico. Un captador será tanto mejor cuando mayor sea el valor de su ordenada en el origen ($F_R(\alpha\tau)_N$) y menor su pendiente ($F_R \cdot U_L$).

En la práctica los ensayos demuestran que la evolución del rendimiento para condiciones reales, se aproxima con mayor precisión mediante una ecuación de segundo orden en la que intervienen dos factores de pérdidas en lugar de uno.

$$\eta = F_R \cdot \left[(\alpha\tau)_N - U_{L1} \frac{(T_e - T_a)}{I} - U_{L2} \frac{(T_e - T_a)^2}{I} \right]$$

Como se ha comentado la ecuación del rendimiento puede estar dada en función de T_m .

$$\eta = [F_R \cdot (\alpha\tau)_N]_1 - [F_R \cdot U_L]_1 \cdot \frac{T_m - T_a}{I}$$

En este caso:

$$F_R(\tau\alpha)_N = [F_R(\tau\alpha)_N]_1 \cdot \frac{1}{1 + \frac{(F_R U_L)_1 \cdot S}{2 \cdot C}}$$

$$F_R U_L = [F_R U_L]_1 \cdot \frac{1}{1 + \frac{(F_R U_L)_1 \cdot S}{2 \cdot C}}$$

$C \equiv$ Ritmo de la capacidad calorífica del fluido caloportador $[W/^\circ C]$. $C = c_p \cdot \text{caudal}$

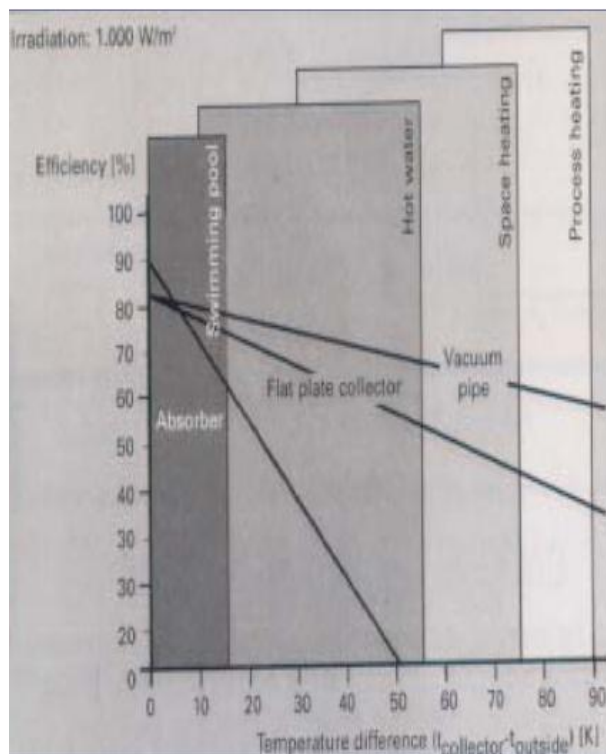


Figura A.10 Rendimiento diferentes captadores (Monné, 2003)

De acuerdo con las características de funcionamiento de las máquinas de absorción de simple efecto alimentadas con agua caliente, estas necesitan una temperatura del agua de alimentación en el generador entre 80 y 90°C (Yazaki), en estas condiciones de temperatura los valores de rendimiento de los captadores de tubo de vacío es superior a los de placa plana, por tanto y buscando reducir la superficie de captadores lo más posible se puede concluir que los captadores de tubo de vacío son la mejor opción para este tipo de instalaciones.

A.4 Depósito de acumulación.

El objetivo de la acumulación en sistemas de climatización solar es el de poder compensar la separación temporal que hay entre la producción de energía solar y consumo de calor o frío. El sistema de acumulación de energía en sistemas de calefacción o de producción de agua caliente más usual es el de agua caliente en depósito.

En realidad, aunque la forma más usual es la de acumulación de calor sea en el circuito de calor, en sistemas de refrigeración o de climatización que usan máquinas de

absorción existen dos posibilidades; la acumulación del exceso de calor solar en una unidad de acumulación, o bien que el exceso de potencia frigorífica del sistema solar o del sistema de frío convencional se acumule en una unidad de acumulación de frío.

Las características principales que se deben tener en cuenta en un sistema de acumulación son a) su capacidad de acumulación, b) rango de temperaturas sobre el que opera el sistema, c) los mecanismos de añadir y de extraer el calor, así como la diferencia de temperatura asociada a estas operaciones, d) la estratificación de temperatura en el tanque e) las necesidades de energía para realizar los procesos de acumulación y de extracción de energía f) los contenedores, tanques y otros elementos estructurales que se utilizan como acumuladores.

A.4.1 Tipos de acumuladores

Existen dos grandes grupos de depósitos de acumulación en función del tipo de agua contenidos en ellos: acumuladores de agua caliente sanitaria y acumuladores de inercia. Otras clasificaciones hacen referencia a si son de tipo directo e indirecto, si tienen el intercambiador de calor incorporado (interacumulador) o no. En función del tipo de material los depósitos pueden ser de acero inoxidable, aluminio, fibra de vidrio reforzada, etc. El acero, que es el material más utilizado, necesita protección interior contra la corrosión, ya sea mediante aplicación de pintura de la denominada comercialmente tipo 'epoxi' vitrificado, con ánodo anticorrosión de magnesio (protección catódica mediante ánodo de sacrificio), o galvanizado en caliente.

Los acumuladores de agua caliente sanitaria utilizan directamente agua de red y deben cumplir las normas de higiene exigidas por la normativa en relación con la prevención de la legionelosis.

Por el contrario, los acumuladores de inercia (buffers) se utilizan en grandes sistemas solares destinados al calentamiento de agua caliente sanitaria y calefacción. El conjunto de acumuladores y tuberías forman un circuito cerrado, es decir, no hay entrada de oxígeno adicional lo que produce que se puedan rebajar los requisitos de protección anticorrosiva y condiciones de presión inferiores. La temperatura en este caso, no está limitada a los 60-65°C sino hasta los 99°C, temperatura hasta que los fabricantes garantizan pueden resistir este tipo de acumuladores.

A.4.2 Criterio de dimensionado.

En cuanto al criterio de dimensionado del depósito acumulador en instalaciones solares, el objetivo será conseguir que el agua acumulada tenga energía calorífica suficiente para satisfacer las necesidades del usuario durante periodos de ausencia o escasez de radiación solar normalmente inferiores a un día. Pasado dicho periodo, habría que hacer uso de la energía de apoyo, para obtener agua caliente.

El dimensionado del depósito acumulador constituye un factor decisivo en el diseño de un equipo solar y depende de los siguientes tres factores:

- Superficie de colectores instalada.
- Temperatura de utilización.

- Desfase entre captación, almacenamiento y consumo.

Superficie de captadores instalada.

Los estudios teóricos y experimentales llevados a cabo, corroborados ampliamente por la experiencia, muestran lo reflejado en la figura A.11, en la que se puede observar que el volumen óptimo de acumulación está en torno a los 70 litros por cada m^2 de colector instalado.

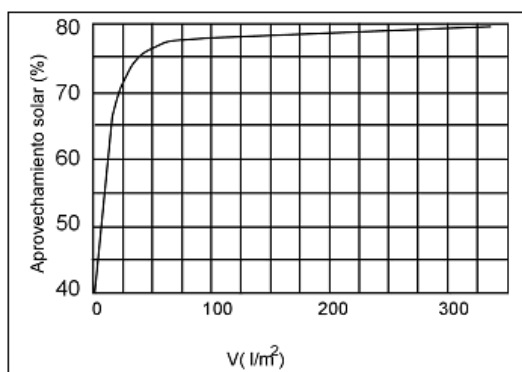


Figura A.11 Porcentaje de energía solar incidente aprovechada en función del volumen del acumulador (Iglesias De Casto, 2007)

Si la acumulación es menor se consiguen mayores temperaturas, en detrimento del rendimiento del equipo, y si es mayor, aunque sube el rendimiento del equipo, se corre el riesgo de no alcanzar la temperatura de uso.

Temperatura de utilización.

En la figura A.12 se muestra claramente la relación entre el volumen acumulado y la temperatura de uso. Es evidente que para obtener agua a mucha temperatura hay que utilizar un menor almacenamiento.

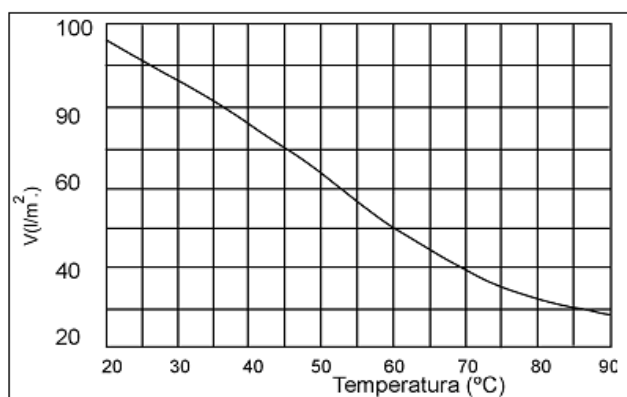


Figura A.12 Volumen de acumulador óptimo en función de la temperatura de acumulación requerida (Iglesias De Casto, 2007)

Desfase entre captación, almacenamiento y consumo:

Si hay una práctica coincidencia entre el periodo de captación y periodo de consumo, el volumen del acumulador será de 35 a 50 l/m^2 de colector instalado.

Si el desfase entre captación y consumo es inferior a 24 horas. En este caso, el volumen del acumulador será de 70 a 90 l/m² de colector instalado.

Si el desfase estimado entre captación y consumo, habituales o periódicos, es superior a 24 horas e inferior a 72 horas, el volumen del acumulador será de 75 a 150 l/m² de colector instalado.

A.5 Energía solar fotovoltaica

La energía solar fotovoltaica consiste en la transformación directa de la energía que irradia el Sol en energía eléctrica sin mediación de reacciones químicas, ni ciclos termodinámicos, ni procesos mecánicos.

Hay dos formas de utilizar la energía eléctrica generada a partir del efecto fotovoltaico:

- En instalaciones aisladas de la red eléctrica.
- En instalaciones conectadas a la red eléctrica convencional.

Mientras que en las primeras la energía generada se almacena en baterías para así disponer de su uso cuando sea preciso, en las segundas toda la energía generada se envía a la red eléctrica para su distribución donde sea demandada.

A.5.1 Panel fotovoltaico

Los módulos fotovoltaicos están formados por un conjunto de celdas (células fotovoltaicas) que producen electricidad a partir de la luz que incide sobre ellos (electricidad solar). El parámetro estandarizado para clasificar su potencia se denomina potencia pico, y se corresponde con la potencia máxima que el módulo puede entregar bajo unas condiciones estandarizadas, que son:

- Radiación de 1000 W/m².
- Temperatura de célula de 25 °C (no temperatura ambiente).

Las placas fotovoltaicas se dividen en:

- Monocristalinas: se componen de secciones de un único cristal de silicio.
- Policristalinas: cuando están formadas por pequeñas partículas cristalizadas.
- Amorfas: cuando el silicio no se ha cristalizado.

Las células fotovoltaicas están compuestas por una delgada oblea de un material semiconductor y su funcionamiento se basa en que es capaz de absorber una fracción de los fotones de la luz incidente, transmitiendo su energía a los electrones de valencia del semiconductor para que rompan el enlace que les mantiene ligados a los átomos respectivos, convirtiéndose en electrones libres de la banda de conducción.

La falta de electrón de enlace se llama hueco y puede desplazarse libremente por el interior del semiconductor.

Electrón + hueco = corriente eléctrica

Para separar el hueco y el electrón se utiliza un campo eléctrico

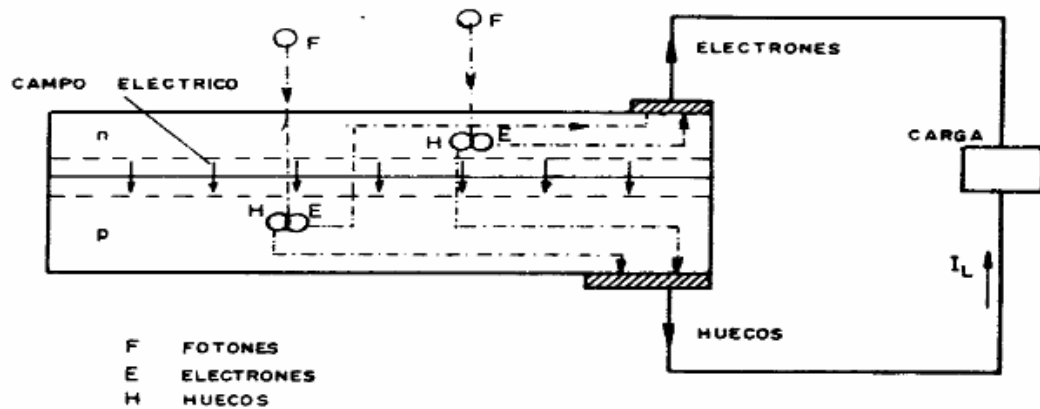


Figura A.13 Esquema de funcionamiento de un panel fotovoltaico (Monné, 2003)

Curva característica de una célula solar iluminada (silicio monocristalino)

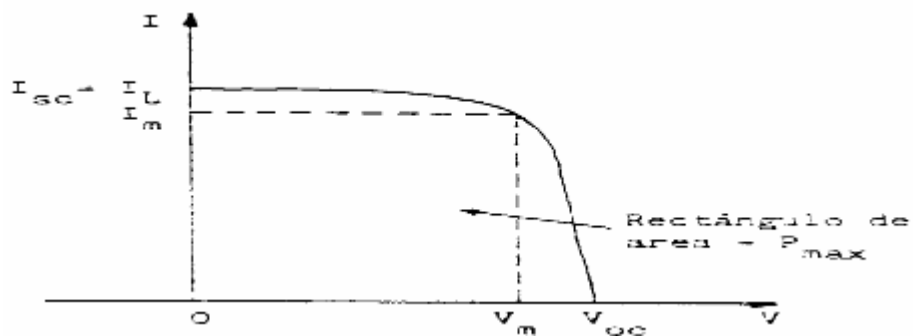


Figura A.14 curva característica de una célula solar (Monné, 2003)

$I_{sc} \equiv$ Corriente de cortocircuito.

$V_{oc} \equiv$ Tensión de circuito abierto.

$V_m, I_m \equiv$ Punto de potencia máxima.

La curva es función de la radiación incidente y de la temperatura exterior.

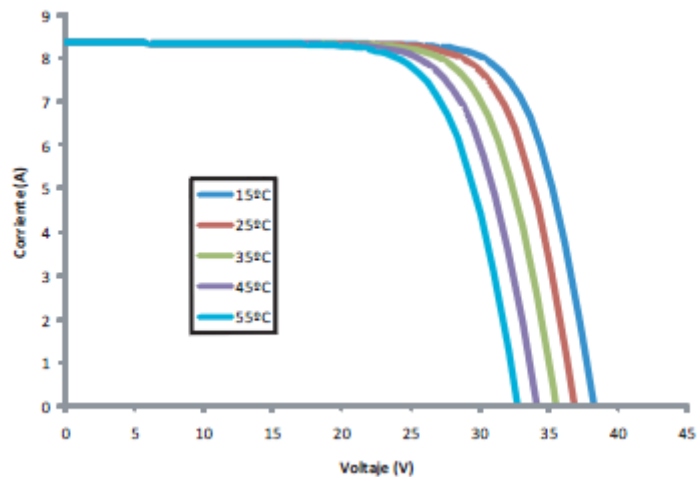


Figura A.15 Curvas de eficiencia del panel ISF-230 en función de la temperatura (Isofotón)

A.5.2 Inversor

La función de un inversor es cambiar un voltaje de entrada de corriente continua a un voltaje simétrico de salida de corriente alterna, con la magnitud y frecuencia deseada por el usuario o el diseñador. Los inversores se utilizan en una gran variedad de aplicaciones, desde pequeñas fuentes de alimentación para computadoras, hasta aplicaciones industriales para controlar alta potencia. Los inversores también se utilizan para convertir la corriente continua generada por los paneles solares fotovoltaicos, acumuladores o baterías, etc. en corriente alterna y de esta manera poder ser inyectados en la red eléctrica o usados en instalaciones eléctricas aisladas.

Un inversor simple consta de un oscilador que controla a un transistor, el cual se utiliza para interrumpir la corriente entrante y generar una onda cuadrada.

Esta onda cuadrada alimenta a un transformador que suaviza su forma, haciéndola parecer, un poco más, una onda senoidal y produciendo el voltaje de salida necesario. La forma de onda de salida del voltaje de un inversor ideal debería ser sinusoidal. Los inversores más eficientes utilizan varios artificios electrónicos para tratar de llegar a una onda que simule razonablemente a una onda senoidal en la entrada del transformador, en vez de depender de éste para suavizar la onda.

Se pueden utilizar condensadores e inductores para suavizar el flujo de corriente desde y hacia el transformador.

Los inversores de alta potencia, en lugar de transistores utilizan un dispositivo de conmutación llamado IGBT (Insulated Gate Bipolar transistor o Transistor Bipolar de Puerta Aislada).

Los inversores pueden ser tanto monofásicos como trifásicos.



Figura A.16 Imagen inversor Isoverter 3000 (Isofotón)

Refrigeración

B.1 Ciclo absorción

Se va a proceder a la explicación de un ciclo de absorción de efecto simple, ya que es el más adecuado para unirse a un campo de colectores planos o de vacío. Para la utilización de un ciclo de doble o triple efecto la temperatura de entrada en el generador tendría que ser más alta y habría que recurrir a soluciones como discos parabólicos para generar tal temperatura en el agua, generando un sobrecoste difícilmente amortizable con el aumento del rendimiento de la instalación.

B.1.1 Principio de funcionamiento y equipos. Ciclo de efecto simple

Los equipos de absorción, al igual que los de compresión de vapor, se basan en el principio de condensación y evaporación de un refrigerante para la obtención de frío o calor.

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

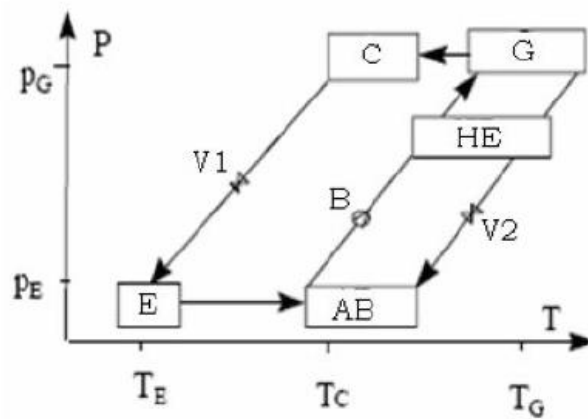


Figura B.1 Equipos de una máquina de absorción de efecto simple sobre un diagrama p-T (Dominguez Quiroga, 2009)

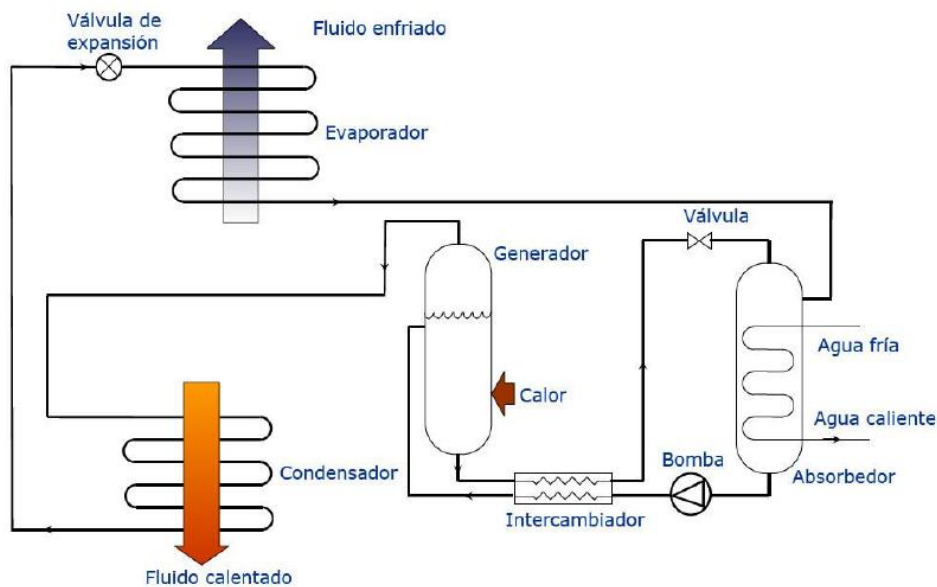


Figura B.2 Esquema de equipos y flujos de una máquina de absorción de efecto simple (Dominguez Quiroga, 2009)

Basándonos en la figura B.1 y B.2 se procederá a describir el funcionamiento del ciclo de simple efecto así como los diferentes equipos que componen la máquina de absorción.

Comenzando por el generador ("G" en la figura B.1). Mediante el aporte de energía térmica (independientemente del método empleado) se produce la evaporación de parte del agua de la solución de LiBr-H₂O, concentrándose dicha solución. El vapor de agua (el refrigerante) se dirige al condensador, mientras que la solución concentrada se dirige al absorbedor. Dado que el bromuro de litio (el absorbente) no es muy volátil, en condiciones normales de funcionamiento no debe producirse el arrastre de gotas de solución en el proceso de evaporación, o si se produce será en cantidades inapreciables.

Una vez ha llegado al condensador ("C" en la figura B.1), el vapor de agua cede su calor latente y se condensa. Normalmente la condensación del vapor de agua se realiza mediante otra corriente de agua, que circula por el lado de los tubos, por lo que es necesario enviar esta corriente de agua a una torre de refrigeración para evacuar dicha

energía, si bien hay algunos equipos (pero pocos) que condensan con aire. La presión de trabajo del condensador varía mucho en función del refrigerante que se esté empleando. Si se está empleando vapor de agua, estaremos trabajando por debajo de la presión atmosférica, pero si por el contrario se está empleando amoníaco la presión será muy superior a la atmosférica.

Tras abandonar el condensador, el refrigerante se dirige al evaporador, pero antes debe pasar por la válvula de expansión (“V1” en la figura B.1) para reducir su presión lo necesario para que se produzca la evaporación a la temperatura correcta. Aquí de nuevo hay que hacer distinciones según se use un refrigerante u otro. En el caso del vapor de agua, la diferencia de presiones para las temperaturas típicas de funcionamiento de una máquina de absorción es pequeña, por lo que con un dispositivo que produzca una pequeña pérdida de carga (como una trampa de líquido) es suficiente. Sin embargo, si el refrigerante es amoníaco, la diferencia de presiones es muy alta, por lo que si es necesario emplear una válvula de expansión para producir la pérdida de carga necesaria.

Tras disminuir su presión, el refrigerante llega al evaporador (“E” en la figura B.1). En él, el refrigerante se evapora tomando la energía necesaria de otra corriente (normalmente agua) que circula por el lado de los tubos, produciéndose en dicha corriente el efecto frigorífico. Es importante indicar la necesidad de que no se produzca arrastre de absorbente, ya que modificaría la presión de trabajo en el evaporador y porque además se podría producir cristalización de la sal de bromuro de litio. En cuanto a las presiones de trabajo, en caso de trabajar con vapor de agua como refrigerante, seguiremos trabajando por debajo de la presión atmosférica, un poco más aún, mientras que si empleamos amoníaco seguiremos trabajando por encima de la presión atmosférica, aunque no tanto como en el condensador.

Una vez abandonado el evaporador, el refrigerante se dirige hacia el absorbedor (“AB” en la figura B.1) para cerrar el ciclo. Para ello se ponen en contacto el refrigerante (vapor de agua) y la solución concentrada que proviene del generador. La solución concentrada absorbe el vapor de agua diluyéndose la solución, volviendo a las condiciones de partida. Dicho proceso de mezcla es exotérmico, por lo que es necesario evacuar el calor generado para que dicho calor no eleve la temperatura del absorbedor y se ralentice el proceso de mezcla. Para ello se emplea una corriente auxiliar de agua que evacua dicha energía y posteriormente la disipa en la torre de refrigeración. Normalmente, es la misma corriente de agua la que se usa para refrigerar el absorbedor y el condensador, primero pasa por el absorbedor, y luego pasa por el condensador.

Una vez se ha producido la mezcla, la bomba (“B” en la figura 4.3) se encarga de elevar la presión de la solución hasta la presión de trabajo (recordemos que hemos producido una pérdida de carga en el paso del condensador al evaporador) e impulsarla hacia el generador.

Por último, antes de llegar al generador, la solución pasa por un intercambiador de calor (“HE” en la figura B.1) donde entra en contacto (indirecto, claro está) con la solución concentrada que proviene del generador y se dirige al absorbedor, disminuyendo la temperatura de ésta, y aumentando la suya. Con esto se consigue

disminuir las necesidades de refrigeración del absorbedor (ya que al ingresar en él la corriente de solución concentrada a menor temperatura hay que evacuar menos energía) y también disminuye el aporte energético necesario a realizar en el generador (ya que la solución de partida ingresa en el generador a mayor temperatura).

Actualmente las máquinas de absorción de simple efecto tienen un COP en condiciones nominales de 0.65-0.70 aproximadamente. (Tabecchio, 2001)

B.1.2 Ciclo de doble efecto de alta eficiencia

El ciclo de doble efecto surge a partir de la adición de equipos al ciclo de simple efecto, para poder mejorar su rendimiento. Esto es posible en las máquinas que operan con el par $\text{LiBr-H}_2\text{O}$, ya que trabajan con niveles de presión bajos, mientras que no es posible en el caso de trabajar con la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, ya que introducir una nueva etapa incrementaría la temperatura de trabajo, y el incremento de presión que esto conlleva es demasiado elevado.

En los ciclos de doble efecto, la temperatura del generador suele estar entre 140 y 180°C (Dominguez Quiroga, 2009), mientras que en los de simple efecto está entre 70 y 90°C. Este incremento notable de temperatura tiene su reflejo en el COP, que pasa del 0,65-0,75 para los ciclos de simple efecto a 1,2-1,35 para los ciclos de doble efecto. (Tabecchio, 2001)

Para crear un ciclo de doble efecto se añade un generador, un condensador y un intercambiador de calor al ciclo de simple efecto a un nivel de presión superior. En la figura B.3 aparecen representados los equipos de un ciclo de doble efecto sobre un diagrama p-T, y la figura B.4 representa el esquema de equipos y flujos.

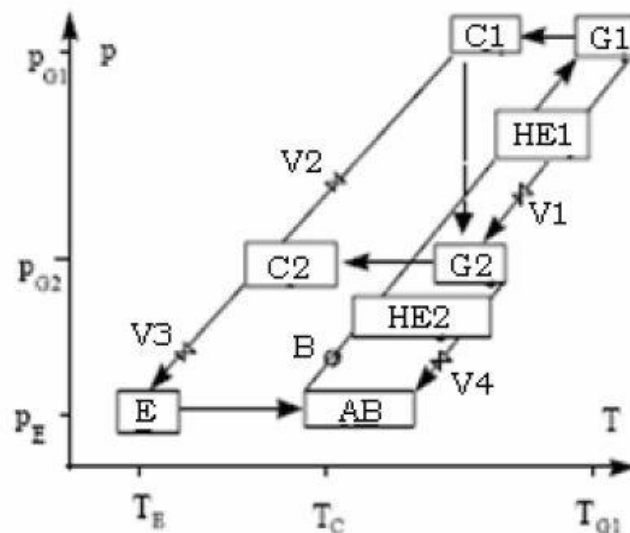


Figura B.3 Equipos de una máquina de absorción de efecto simple sobre un diagrama p-T (Dominguez Quiroga, 2009)

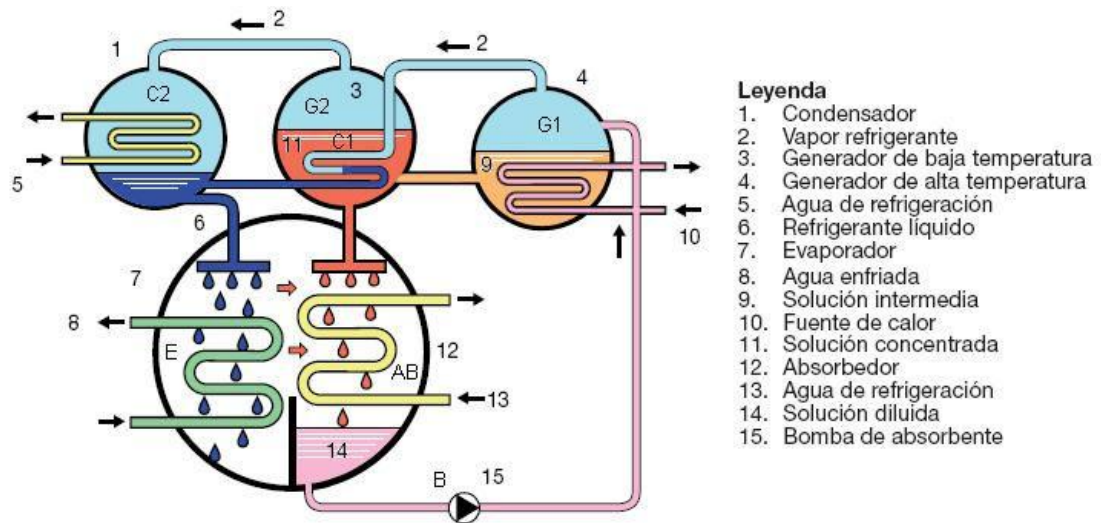


Figura B.4 Esquema de equipos y flujos de una máquina de absorción de doble efecto (Dominguez Quiroga, 2009)

El funcionamiento del ciclo de doble efecto es similar al de simple efecto, salvo que hay más corrientes en el sistema. Para explicar el funcionamiento del ciclo de absorción de doble efecto, además de la figura B.4 emplearemos la figura B.5 que representa el diagrama de Duhring o McNeely de un ciclo de absorción de doble efecto. Si bien para los modelos de cualquier fabricante los valores de presión, temperatura y composición no coincidirán, la estructura del ciclo será similar a la aquí presentada. Todas las referencias a cualquier punto denominado una letra mayúscula irán referidas al diagrama de la figura B.5.

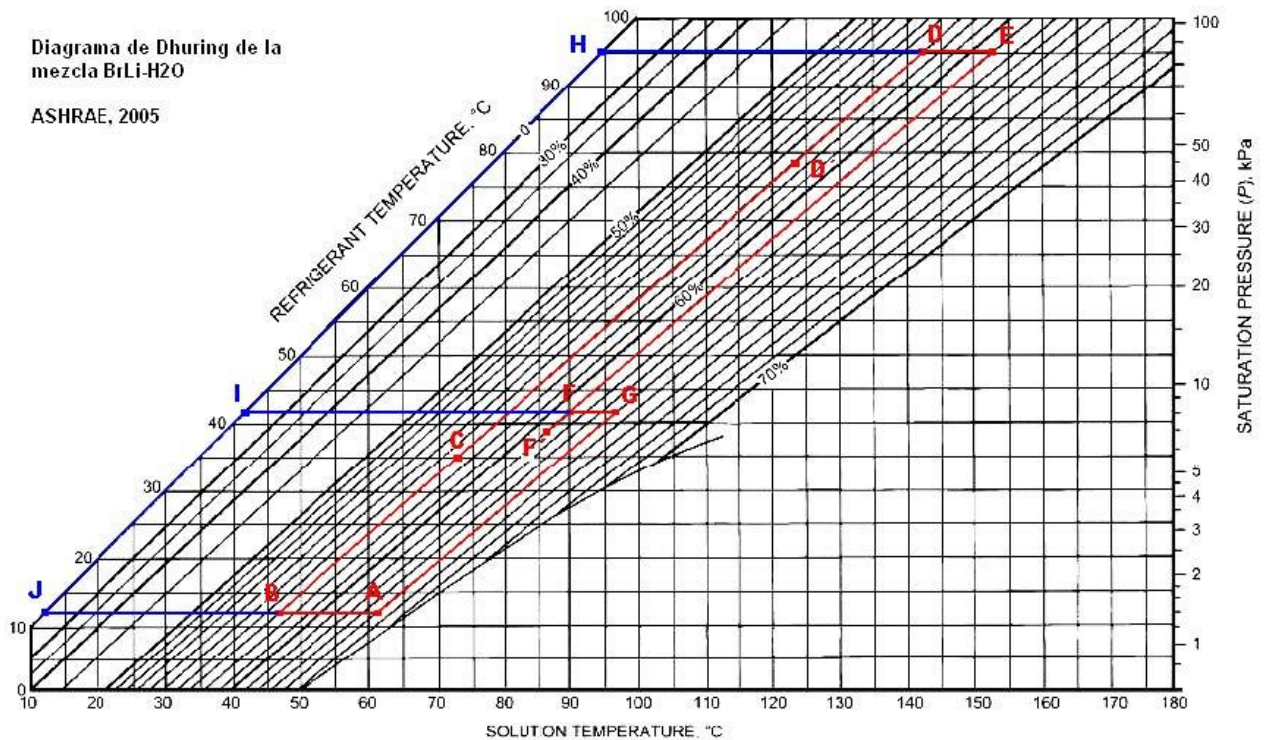


Figura B.5 Diagrama de Dhuring para LiBr-H₂O (ASHRAE, 2009)

En el generador, indicado como “4” en la figura B.5, la solución se calienta hasta alcanzar el punto D, para posteriormente producirse la evaporación de parte del agua de la solución (línea DH), y la concentración del resto de la solución (línea DE), obteniéndose la solución intermedia (según la figura B.4). El vapor de agua va directamente al generador de baja temperatura (“3” en la figura B.4).

La solución intermedia pasa por el intercambiador de alta temperatura (no aparece en la figura B.4 pero está indicado como “HE1” en la figura B.3) antes de pasar al generador de baja temperatura. Este intercambiador cumple la misma función que el intercambiador de calor del ciclo de simple efecto. Este proceso está representado en la figura B.5 como el paso del punto E al punto F’.

En el generador de baja temperatura (indicado como “3” en la figura B.4), el vapor de agua cede energía a la solución intermedia (que se encuentra a menor temperatura tras pasar por el intercambiador de calor de alta temperatura) condensándose (línea DH en la figura B.5) y haciendo que se evapore más agua de la solución y ésta quede más concentrada (este proceso vendría representado por F’FG en la figura B.5). El vapor de agua producido en el generador de baja temperatura se manda al condensador.

Tras pasar por el generador de baja temperatura, la solución concentrada atraviesa el intercambiador de baja temperatura (no aparece en la figura B.4 pero está indicado como “HE2” en la figura B.3). De nuevo, su función es la misma que la del intercambiador de calor del ciclo de simple efecto. Este proceso de intercambio de energía está representado en la figura B.5 por la línea GA.

En el condensador (indicado como “1” en la figura B.4) se produce la condensación del refrigerante en estado vapor producido en el generador de baja temperatura (línea FI) y luego se mezcla con la corriente de refrigerante producida en el generador de alta temperatura que se empleó para extraer más refrigerante de la solución en el generador de baja temperatura. La mezcla da lugar a una corriente única de refrigerante que se envía al evaporador. La condensación del refrigerante se produce gracias a la corriente de agua de refrigeración que atraviesa el condensador (previo paso por el absorbedor) y que se envía la torre de refrigeración para evacuar el calor recibido en el proceso de condensación del refrigerante.

Una vez la corriente ha llegado al evaporador, primero se mezcla con el refrigerante líquido allí acumulado, alcanzándose las condiciones del punto J en la figura B.4. Luego se dispersa sobre los tubos de transferencia y se evapora, produciéndose el efecto frigorífico buscado (línea JB de la figura B.5). El refrigerante evaporado se dirige ahora hacia el absorbedor.

En el absorbedor (indicado como “12” en la figura B.4) el refrigerante vaporizado es absorbido por la solución concentrada, produciéndose la dilución de la misma (solución diluida). Este proceso viene representado en la figura B.5 por la línea AB. Dado que el proceso es exotérmico, es necesario evacuar el calor generado. Esto se consigue con una corriente de agua de refrigeración que también actúa en el condensador, tal y como se ha comentado en el párrafo anterior.

Tras abandonar el absorbedor, la solución diluida atraviesa primero el intercambiador de baja temperatura y posteriormente el de alta temperatura, elevando su temperatura en el paso por cada uno de ellos (líneas BC y CD' de la B.5). Una vez abandona el intercambiador de alta temperatura, ingresa en el generador de alta temperatura, con lo que se cierra el ciclo.

B.1.3 Ciclo de absorción de medio efecto

El ciclo de medio efecto o efecto mitad se emplea cuando la fuente térmica disponible es de baja temperatura, del orden de 65°C. Este nivel de temperaturas es tan bajo que apenas permite el funcionamiento de un sistema de simple efecto. El sistema de efecto mitad presenta tres niveles diferentes de presión. La presión alta y la baja operan del mismo modo que en simple efecto. La presión intermedia es aquella a la que el generador de baja presión proporciona vapor refrigerante al absorbedor de alta presión. Aquí el vapor es absorbido de nuevo por la disolución, y ésta es enviada al generador de alta temperatura donde se produce una nueva ebullición. El refrigerante vapor cierra el ciclo a través del condensador y evaporador para regresar al absorbedor de baja presión.

Está claro que la principal ventaja de los ciclos de efecto mitad es que la temperatura a la que trabajan es inferior a cualquier otro. Sin embargo este tipo de ciclos, precisamente por trabajar con un nivel térmico tan bajo, presentan el inconveniente de tener un COP muy bajo, del orden de la mitad del que tienen las de simple efecto (Tozer, 2002).

B.1.4 Mejoras de los ciclos de absorción

La tecnología de absorción tiene un gran potencial de desarrollo, por lo que comentaremos de manera somera algunas de las líneas de trabajo para la mejora de los equipos de absorción. Si bien las mejoras aquí comentadas van encaminadas a la mejora del rendimiento, también se trabaja para reducir el peso y volumen de los equipos.

B.1.4.1 Ciclo de absorción de triple efecto

Como su nombre indica, se trataría de añadir un tercer efecto al ciclo. Para ello habría que añadir un tercer generador y condensador que trabajaran a una temperatura superior al generador de alta temperatura ("G2" en la figura B.3). Como se dijo antes, la temperatura del generador de alta en un ciclo de doble efecto suele estar en torno a 140-180°C, por lo que sería necesaria una fuente de energía térmica de muy alta temperatura. La máxima mejora del rendimiento se conseguiría colocando los tres efectos en serie, colocando el tercero en paralelo la mejora del rendimiento del equipo sería menor, aunque mejoraría la operación del equipo. Hay toda una casuística asociada a las posibles combinaciones de las configuraciones de los efectos en este caso, las cuales no se han entrado a valorar dentro de este proyecto.

Todavía se encuentra en fase de investigación y no hay equipos comerciales que trabajen con ciclos de triple efecto.

B.1.4.2 Ciclo GAX

Este ciclo no es más que una mejora del ciclo de simple efecto $\text{H}_2\text{O}-\text{NH}_3$ que trata de aprovechar el solapamiento de temperaturas entre generador y absorbedor cuando la temperatura del primero es lo suficientemente alta, para transferir energía desde la parte caliente del absorbedor hacia la parte fría del generador, reduciendo así la necesidad de aporte energético exterior y mejorando el rendimiento del ciclo.

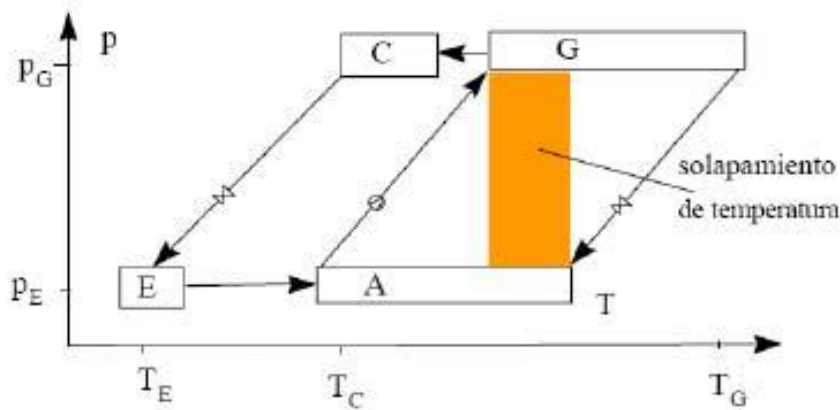


Figura B.6 Diagrama del ciclo GAX (Marcos Del Cano, 2008)

B.1.5 Mezclas de trabajo para ciclos de absorción

En la actualidad el par $\text{LiBr}-\text{H}_2\text{O}$ (siempre aparecerá como absorbente-refrigerante) es el más empleado como mezcla de trabajo en los equipos de absorción, pese a tener limitada la temperatura de trabajo del evaporador a 5°C aproximadamente debido a problemas de congelación del agua. Además, la temperatura de trabajo del absorbedor no puede ser muy alta, debido a la cristalización de la sal. Esto hace que el salto térmico entre evaporador y absorbedor no supere los 30°C aproximadamente.

Sin embargo, su entalpía de vaporización es alta, la presión de vapor es baja (lo que permite diseñar equipos de menor peso al necesitar menor espesor en las paredes) y su toxicidad es nula. Como la gran limitación está en la temperatura de trabajo del absorbedor, las investigaciones tratan de desplazar la curva de cristalización de la disolución hacia puntos de mayor temperatura mediante la adición de sales u otras sustancias.

La mezcla $\text{H}_2\text{O}-\text{NH}_3$ se emplea en aplicaciones en las que es necesario operar por debajo de los 5°C , ya que a esa temperatura no hay problemas con el NH_3 . El problema de esta mezcla es que el absorbente es relativamente volátil, por lo que es necesario emplear un rectificador para evitar que lleguen gotas de agua al condensador y al llegar a la válvula de expansión se congelen e inutilicen dicha válvula.

Además, la entalpía específica de evaporación del NH_3 es mucho menor que la del vapor de agua para la temperatura de evaporación, por lo que se necesita mayor caudal para una misma potencia. Otro problema de esta mezcla es que tanto la presión

de condensación como la de evaporación están por encima de la atmosférica (suponiendo una temperatura de condensación de 40°C, y una temperatura de evaporación de 0°C, el NH_3 se encontraría a 15 y 5 bar aproximadamente), y dada la alta toxicidad del NH_3 , su uso en equipos de refrigeración está restringido por motivos de seguridad en algunos países.

B.2 Ciclo compresión

B.2.1 Equipos de climatización.

B.2.1.1 Sistemas tipo Split.

El mercado ocupado por este tipo de equipos está dirigido al uso doméstico, generalmente de forma individualizada para la producción aire acondicionado.

B.2.1.2 Sistemas tipo “chiller” (enfriado por aire).

Estos sistemas se emplean para potencias frigoríficas mayores que el caso anterior como por ejemplo, oficinas, restaurantes, etc. En este caso el condensador se encuentra en el exterior del edificio y es enfriado por corrientes de aire mediante aero-refrigeradores. Son más eficientes desde el punto de vista energético que los sistemas de tipo Split.

B.2.1.3 Sistemas tipo “chiller” (enfriado por agua).

Este sistema es similar al caso anterior con la diferencia que el condensador es enfriado mediante agua proveniente de torres de refrigeración.

De todos los sistemas anteriores, este es el más eficiente energéticamente ya que se consigue que el condensador trabaje a temperaturas menores y esto, como se estudiará más adelante, favorece un mayor COP.

B.2.2 Ciclo real de compresión de vapor.

Pese a que para el cálculo se ha realizado diversas simplificaciones, tales como considerar los equipos adiabáticos y las válvulas isoentálicas. Se va a proceder a describir brevemente el ciclo real de compresión de vapor.

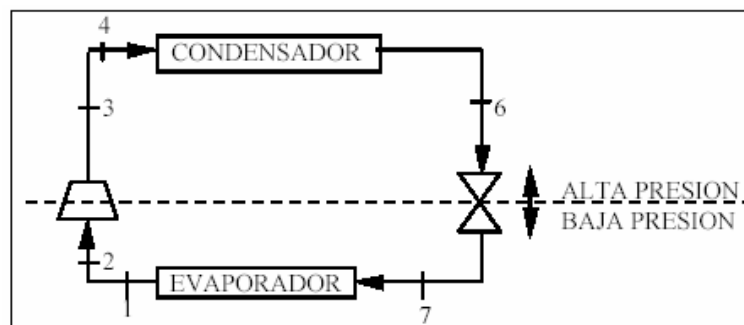


Figura B.7 Ciclo real de compresión de vapor (Marín & Cózar)

La secuencia de transformaciones del ciclo real, mostrada en la Figura B.7, es la siguiente:

- 1–2. Recalentamiento experimentado en tuberías de succión del compresor.
- 2–b. Laminación del fluido en la válvula de aspiración.
- b–c. Recalentamiento del vapor al entrar en contacto con el compresor.
- c–d. Compresión real (no isentrópica) llevada a cabo por el compresor.
- d–3. Laminación producida en la válvula de escape.
- 3–4. Desrecalentamiento de los vapores de escape en tuberías de conexión al condensador.
- 4–6. Desrecalentamiento —condensación— y subenfriamiento conseguidos en el conjunto condensador–subenfriador (este último puede no existir).
- 6–7. Expansión isoentálpica introducida por la válvula de laminación.

Las pérdidas de presión son:

- $YPA = P_3 - P_6$. Pérdida de presión en el circuito de alta presión.
- $YPB = P_7 - P_2$. Pérdida de presión en el circuito de baja presión.

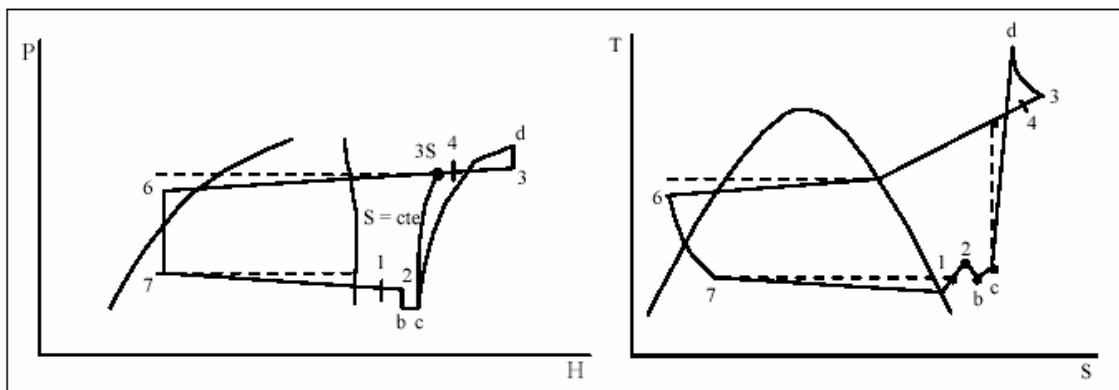


Figura B.8 Diagramas termodinámicos de ciclo real de compresión de vapor (Marín & Cózar)

B.3 Refrigerantes

Los refrigerantes son compuestos químicos, fácilmente licuables, cuyos cambios de fase se utilizan como fuentes productoras de frío en las máquinas frigoríficas. En ellas el fluido refrigerante realiza un ciclo durante el cual se vaporiza —absorbiendo calor— y se condensa —cediendo calor— de forma alternativa.

B.3.1 Características de los refrigerantes.

Son cuatro las características que permiten definirlos y analizarlos de cara a la utilización del refrigerante óptimo (Kimikal):

- Propiedades Termodinámicas.
- Propiedades Químicas.
- Propiedades Físicas.
- Posibilidades de aprovisionamiento (lo más fácilmente posible).

A continuación se van a ver una serie de propiedades que son necesarias conocer para determinar el adecuado funcionamiento de los refrigerantes en las máquinas frigoríficas.

B.3.2 Propiedades Termodinámicas.

- Exponente de compresión adiabática del vapor b : Interesa que sea lo más próximo a la unidad.
- Calor específico del líquido (C_L): Interesa que sea lo más bajo posible.
- Calor específico del vapor (C_V): Interesa que sea alto.
- Calor latente de vaporización (c): Cuanto mayor sea c más elevado será el efecto frigorífico por cada kg de fluido en circulación.
- P–T: Poseer unas características de presión–temperatura favorables para no alcanzar presiones demasiado elevadas en el condensador ni fuertes depresiones en el evaporador.

B.3.3 Propiedades químicas.

En cuanto a las propiedades químicas más importantes que hay que tener en cuenta son:

- Neutralidad química: Así tendrá un efecto nulo frente a metales, juntas lubricantes usados.
- Estabilidad química: Deben ser estables a las temperaturas y presiones de trabajo, así como en otras condiciones posibles debidas a incidentes o falsas maniobras durante el funcionamiento.
- Inflamabilidad y Explosividad: No deben ser inflamables ni explosivos al mezclarse con el aire, sea cual sea la proporción de esta mezcla.
- Toxicidad: Es tóxico un refrigerante cuando incluso en pequeñas cantidades en el aire resulta peligroso para los seres humanos. Los “Underwriters Laboratorios” han clasificado los refrigerantes en función de su grado de toxicidad en seis grupos o clases, de tal forma que cuanto mayor sea el número correspondiente a la clase, menor será la toxicidad. Señalar que el amoníaco pertenece al grupo 2, y se considera letal cuando hay una exposición de 1 hora, y la concentración en el aire se encuentra en el rango del 0,5-1 % en volumen.

B.3.4 Propiedades Físicas.

En cuanto a las propiedades físicas más importantes:

- Baja tendencia a las fugas. En un sistema de refrigeración, las fugas pueden ser hacia adentro o hacia fuera, según sea la presión en el punto de fuga del sistema, mayor o menor que la atmosférica. En cualquier caso, el sistema queda inoperante en poco tiempo.
- Baja viscosidad: Cuanto menos viscoso sea el fluido refrigerante mayor será su posibilidad de fluir y menor será la pérdida de presión.
- Alta conductividad térmica: Con lo que puede reducirse el tamaño y costo del equipo de transferencia.

B.3.5 Problemática de los refrigerantes

Hasta hace unos años se utilizaban como refrigerantes CFC los cuales tenían grandes propiedades para la industria como su alta estabilidad y nula toxicidad, tienen una larga vida y se acumulan en el aire. La propiedad fundamental de estos compuestos que no se tuvo en cuenta en un principio es que son fotolizados por la radiación UV que emite el sol. Los principales problemas que presentan estos compuestos son:

- Destrucción de la capa de ozono
- Efecto invernadero

B.3.6 Protocolo Montreal

El Protocolo de Montreal relativo a las sustancias que agotan el ozono es un tratado internacional diseñado para proteger la capa de ozono reduciendo la producción y el consumo de numerosas sustancias que se ha estudiado que reaccionan con el ozono y se cree que son responsables por el agotamiento de la capa de ozono. El acuerdo fue negociado en 1987 y entró en vigor el 1 de enero de 1989.

Según los Estados signatarios del acuerdo, el objetivo del tratado es:

"Reconociendo que la emisión en todo el mundo de ciertas sustancias puede agotar considerablemente y modificar la capa de ozono en una forma que podría tener repercusiones nocivas sobre la salud y el medio ambiente, ... Decididas a proteger la capa de ozono adoptando medidas preventivas para controlar equitativamente el total de emisiones mundiales de las sustancias que la agotan, con el objetivo final de eliminarlas, sobre la base de los adelantos en los conocimientos científicos, teniendo en cuenta aspectos técnicos y económicos y teniendo presentes las necesidades que en materia de desarrollo tienen los países en desarrollo" (PNUMA, 2006)

B.3.7 Reglamentación de la UE

El Reglamento CE 2037/2000 (DOCE 29-9-2000), es el de referencia y el que pone fin a la comercialización de CFCs en el año 2000 y a la utilización de los mismos el 1 de enero del 2001. En este nuevo Reglamento, la Unión Europea ha implementado los cambios del protocolo aprobados en diciembre de 1999, antes que los plazos previstos en el Protocolo de Montreal

B.3.8 Refrigerantes alternativos

Así pues los refrigerantes utilizados en el pasado CFC se han ido sustituyendo tanto por HFC (hidrofluorcarbonos) como por HCFC (hidroclorofluorcarbonos), los HCFC son una solución de transición mientras se imponen los HFC que son más respetuosos con el medio ambiente.

El refrigerante que utilizan las maquinas Carrier 50AZ es un HFC, concretamente el R407C. En la tabla se pueden ver sus características frente al R22, CFC muy utilizado en el pasado.

Tabla B.1 Cualidades físicas básicas y desempeño operacional del R407C comparado con el R22 (Rothenberger, 2007)

Indicador	R407C	R22
Punto de ebullición a P atmosférica [°C]	-43,56	-40,80
Presión de líquido saturado a 25°C [kPa]	1174	1043
Densidad del líquido a 25°C [kg/m ³]	41,98	44,21
Potencial de agotamiento del ozono ODP	0	0,05
Productividad de enfriamiento relativa Q0R407C/Q0R22	1	1
Potencial de calentamiento global GWP	1600	1700
Factor de refrigeración	6,27	6,43

B.4 Torre de refrigeración

Las torres de refrigeración son exclusivamente dispositivos de conservación y recuperación de aguas de refrigeración de procesos. Se basan en el enfriamiento que experimenta el agua cuando se evapora una pequeña cantidad de ella, al ser pulverizada en el aire.

La capacidad de enfriamiento de la torre es directamente proporcional a la superficie de contacto aire-agua y al tiempo de contacto.

B.4.1 Principios de funcionamiento

Cuando una gota de agua se pone en contacto con el aire, se produce la evaporación de la película exterior de la gota, requiriéndose para este proceso la absorción de calor. La evaporación consume aproximadamente un 1% del caudal total de agua por cada 7°C en que reduce su temperatura.

El calor requerido para la evaporación se toma de la propia gota, enfriándola consecuentemente. Por tanto, el enfriamiento se realiza tanto por transferencia de calor sensible (cambio de temperatura) como de calor latente (cambio de estado físico).

De todo el calor transferido del agua al aire, el calor latente de vaporización supone frecuentemente más del 90%, correspondiendo tan sólo un 10% a calor sensible de disminución de la temperatura del agua.

El objeto que se persigue en la torre es que la gota esté el mayor tiempo posible en contacto con el aire, lo cual se logra con:

- Una altura de torre adecuada.
- Interponiendo obstáculos (relleno), que ralentizan su avance y al mismo tiempo la van fragmentando, aumentando así la superficie de contacto aire-agua. A esta fragmentación se la denomina salpiqueo.

En los sistemas más modernos, el relleno hace que se forme una película muy delgada de agua, en lugar de provocar salpiqueo de gotas.

B.4.2 Tipos de torres de refrigeración

B.4.2.1 Torres atmosféricas.

En este tipo de torres el agua cae en flujo cruzado con respecto al movimiento horizontal del aire, produciéndose cierto efecto de contracorriente debido a las corrientes de convección producidas por el agua caliente. El movimiento del aire depende principalmente del viento. Las torres atmosféricas están completamente anticuadas y constituyen una mínima parte de las torres existentes.

B.4.2.2 Torres de tiro natural.

Cuando el relleno se encierra en una estructura con forma de chimenea hiperbólica, con las persianas de entrada de aire en su parte inferior, tenemos una torre de refrigeración de tiro natural, en la que el aire es inducido a través de la torre debido a la diferencia de densidades existentes entre el aire húmedo y caliente y el aire atmosférico (más denso). El relleno puede ser de goteo o de película.

B.4.2.3 Torres de tiro mecánico.

La utilización de ventiladores para mover el aire a través de la torre proporciona un control total de la entrada de aire. Características principales:

- Compactas. Necesitan poca superficie.
- Control fino de la temperatura del agua fría.
- Menor altura de bombeo.
- La orientación de la torre no viene determinada por los vientos dominantes.
- Con un relleno eficiente es posible lograr acercamientos de 1–2°C, aunque es preferible mantenerse en 3–4°C.
- Los fallos mecánicos reducen sustancialmente la fiabilidad.
- La potencia de ventilación puede ser importante, aumentando los gastos de operación.
- La recirculación del aire usado debe ser enviada, pues de otro modo la eficiencia se vería afectada.
- Los costes de operación y mantenimiento son mayores que las torres de tiro natural.
- Los ruidos y vibraciones producidos por los ventiladores pueden constituir un problema, dependiendo de la localización.

Torres de tiro forzado.

Cuando los ventiladores se sitúan en la entrada de aire de tal forma que lo impulsan a través del relleno, tenemos una torre de tiro mecánico forzado.

Torres de tiro inducido.

Es una torre de tiro mecánico en la cual los ventiladores están situados en la salida del aire, generalmente en la parte superior de la torre. Es factible instalar grandes ventiladores, de tal forma que pueden mantenerse velocidades y niveles de ruido bajos.

B.4.3 Ecuación característica.

Para el cálculo de la torre de refrigeración se ha utilizado el método de la Integral de Merkel ya que presenta una precisión adecuada. La energía cedida por el agua, en el proceso de transferencia de calor y masa que tiene lugar en la torre de refrigeración, es igual a la ganada por el aire, de tal forma que:

$$L \cdot c \cdot (t_1 - t_2) = G \cdot (h_D - h_C)$$

$L \equiv$ Caudal másico de agua [kg/h].

$t_1, t_2 \equiv$ Temperatura de entrada y salida del agua de la torre [°C].

$G \equiv$ Caudal másico de aire [kg/h].

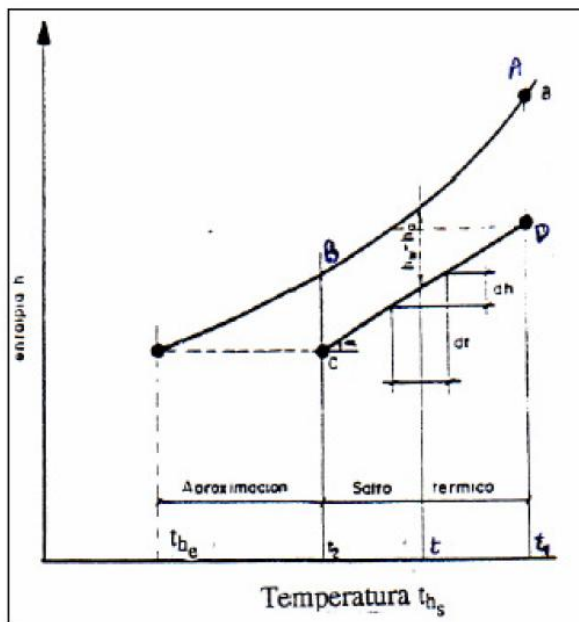
$h_C, h_D \equiv$ Entalpía del aire a la entrada y a la salida [kcal/Kg].

$c \equiv$ Calor específico del agua a presión constante [kcal/Kg°C]. Se admite igual a la unidad y suele suprimirse a las ecuaciones.

Desarrollando la ecuación anterior se llega a la siguiente expresión denominada Integral de Merkel:

$$\frac{K \cdot a \cdot V}{L} = \int_{t_2}^{t_1} \frac{c \cdot dt}{h_w - h_a}$$

En la figura B.8 están representadas las condiciones y niveles térmicos que identifican el proceso seguido por el agua en la torre.



$t_{h_e} \equiv$ Temperatura húmeda del aire a la entrada.

$t_{h_s} \equiv$ Temperatura húmeda del aire a la salida.

Figura B.9 Proceso torre refrigeración

Anexo C

Equipos TI-LAB

Tabla C.1 Equipos electrónicos presentes en el Test Plant TI-LAB

Equipo	CA/CC	Posicion	Intensidad [A]	Potencia [W]
MiniTower	CA		0.60	132
Monitor	CA		0.50	110
Nortel Shasta	CC	K1	10.30	545.9
Nortel Tilab 1K	CC	D4	0.65	34.45
Nortel Tilab 2K	CC	D1	1.11	58.83
Nortel Tilab 3K	CC	C4	0.68	36.04
Nortel Passport 7440	CA	D5	1.20	264
Nortel Passport 7480	CA	D6	2.70	594
Nortel 8006	CA	G12	2.10	462
Sun Netra T 120	CC	B14	2.60	137.8
Sun Netra T1	CA	D6	0.30	66
SunFire V100	CA	E8	0.45	100
SunFire V210	CA	B12 B13 E3 G8 J2 K5 K7	0.45	100
Sun Netra 20	CA	E3	1.36	300
Sun Ultra 1	CA	E7	0.40	88
Sun 2225 Terminal Server	CA	K4	1.36	300
Hp Proliant DL140	CA	I2 J4	0.32	70
Hp Proliant DL320	CA	J4	0.32	70
Compaq Proliant DL360	CA	F9	0.40	88
Compaq Proliant DL380	CA	F9	0.60	132
Hp Proliant DL380	CA	F9	1.20	264
Compaq OMS	CA	B12	0.91	200
Hp E1401B	CA	G6	1.82	400
Juniper ERX J R-TO 999	CC	E7	8.00	424
Juniper ERX 1440 R51	CC	F8	22.40	1187.2
Juniper E320	CC	F6	21.30	1128.9
Juniper M7i	CA	G10	0.91	200
Juniper M10	CA	K2 K5	1.36	300
Juniper M20	CA	F3 F4 F5 F8	2.18	480
Juniper M40	CA	G17	2.80	616
Juniper M120	CA	F1	3.64	800
Juniper T320	CA/CC	F4	26.50	1404.5

Cisco CRS-1	CC	I9	79.20	4197.6
Cisco CE 510	CA	I2	0.45	100
Cisco CE 565	CA	I2	0.45	100
Cisco 1800	CA	K2	0.11	25
Cisco SCE 2000	CA	G11	0.68	150
Cisco 2500	CA	F12	0.20	44
Cisco 2600	CA	J5	0.20	10.6
Cisco 2800	CA	G9 K6	0.18	40
Cisco 2900	CA	D10	0.20	44
Cisco VPN 3000	CA	E3	0.45	100
Cisco ME 3400	CA	K4 K7	0.32	70
Cisco 3500	CA	D8 G10 I2 K5	0.32	70
Cisco 3550	CA	G16	0.40	88
Cisco 3600	CA	D10	0.20	44
Cisco 3700	CA	D10	0.30	66
Cisco 3750	CA	B14 K7	0.32	70
Cisco 3800	CA	E9	0.32	70
Cisco 4000	CA	G17	0.50	110
Cisco 4500	CA	G16	1.10	242
Cisco AS 5300	CA	E11	0.50	110
Cisco 5500 + Cisco 5505	CA	E13	3.30	726
Cisco 6400 #	CC	G8	7.70	408.1
Cisco 6500	CA	F3	10.20	663
Cisco 6509	CC	I2	20.80	1102.4
Cisco 7200	CA	K8	2.30	121.9
Cisco 7300	CA	F13	1.40	308
Cisco 7500	CA	D12	2.20	484
Cisco 7600	CA	F8	20.40	1081.2
Cisco 7609 MERCURY	CC	K9	22.10	1171.3
Cisco BPX 8600 Switch	CA	G6	3.64	800
Cisco MGX 8200 Atlantid	CC	G1	7.20	381.6
Cisco MGX 8800	CA	G3	25.00	1325
Cisco 10000	CA	G10	7.70	408.1
Cisco 12000	CA	I6	40.00	2120
Spirent SPT-9000A	CA	H1	0.91	200
Spirent Router Tester	CA	I2 J2	3.18	700
Agilent Tch Router Tester 900	CA	E9	0.91	200
Agilent Router Tester	CA	J1	0.45	100
SmartBits SMB-2000	CA	K2 K3 K7	0.91	200
SmartBits 6000B	CA	K4	1.36	300
Radysis	CC	B14	11.30	598.9
OPM (-60V)	CC	B11	14.10	916.5
Siemens Surpass	CC	F6	24.60	1303.8
Acterna QT200	CC	G2	0.40	21.2
Lucent APX 8000 #	CC	G9	5.80	307.4

SmartEdge 800 Redback	CC	K4	11.70	620.1
TrendNet TFC-1600	CA	H1	0.68	150
Stratacom Switch	CA	G6 G7	3.64	800
Fore Runner ASX-200BX	CA	G4	0.68	150
P-Cube SE 2000 [X2]	CA	G11	0.68	150
IXIA optixia X16	CA	H1	1.82	400
IBM X Series 346	CA	B13	0.91	200
Tellabs 8630	CC	K6	4.30	227.9
Tellabs 8660-8620/1-3	CC	K7	7.60	402.8
Tellabs 8840	CC	K8	12.10	641.3
Tellabs 8815	CA	K6	0.45	100

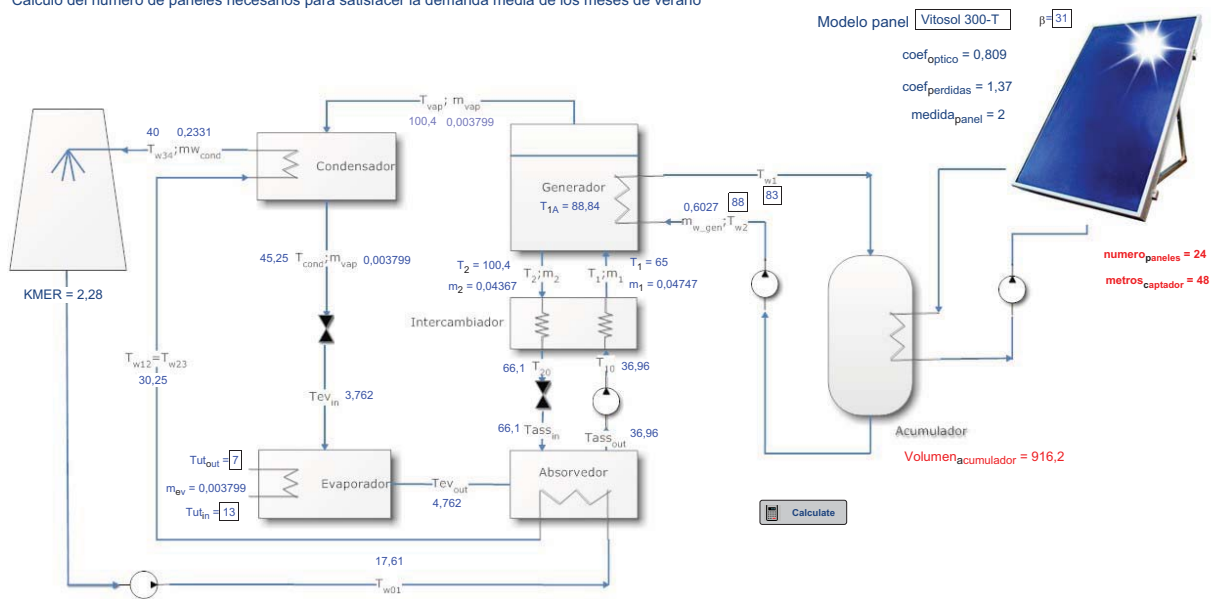
Ecuaciones programas EES

D.1 Sistema frío por absorción con captadores solares térmicos

D.2 Campo paneles fotovoltaicos

D.3 Sistema frío por compresión

Calculo del numero de paneles necesarios para satisfacer la demanda media de los meses de verano



Procedure **seleccionpanel** (H\$; Volumen_{tubodevacio}; Volumen_{placaplana} : coef_{optico}coef_{perdidas}; medida_{panel}; Volumen_{acumulador})

Procedimiento para el menu desplegable

If [H\$ = 'Vitosol 300-T'] Then

coef_{optico} := 0,809

coef_{perdidas} := 1,37

medida_{panel} := 2

Volumen_{acumulador} := Volumen_{tubodevacio}

Else

coef_{optico} := 0,83

coef_{perdidas} := 3,68

medida_{panel} := 2,5

Volumen_{acumulador} := Volumen_{placaplana}

EndIf

End **seleccionpanel**

Procedure **horasolar** (n; hlocal; Longitud : hsolar; hsolar_{post}W; W_{ant}; W_{post})

Calcula la hora solar y el ángulo solar

Longitud₀ := 0 *Longitud 0 correspondiente al meridiano de Greenwich*

$$hlocal_{ant} := hlocal - 1$$

$$hlocal_{post} := hlocal + 1$$

If $[(n \leq 90) \text{ and } (n \geq 274)]$ Then *90, día correspondiente al 31 de marzo, aproximación de cuando se hace el cambio a hora de verano*

$$\delta_{Tlocal} := -1$$

Else

$$\delta_{Tlocal} := -2$$

EndIf

$$B := \frac{360}{365} \cdot [n - 81] \quad \text{Calcula el parametro B, necesario para el calculo de E}$$

$$E := 9,87 \cdot \sin[2 \cdot B] - 7,53 \cdot \cos[B] - 1,5 \cdot \sin[B] \quad \text{Calcula el adelanto horario debido al día del año [minutos]}$$

$$\delta_{Tlong} := \frac{-(\text{Longitud} - \text{Longitud}_0)}{15} \quad \text{Corrección debida a la longitud de nuestra localidad}$$

$$hsolar := hlocal + \delta_{Tlocal} + \delta_{Tlong} + \frac{E}{60} \quad \text{Cálculo hora solar}$$

$$hsolar_{ant} := hlocal_{ant} + \delta_{Tlocal} + \delta_{Tlong} + \frac{E}{60}$$

$$hsolar_{post} := hlocal_{post} + \delta_{Tlocal} + \delta_{Tlong} + \frac{E}{60}$$

$$w := 15 \cdot [hsolar - 12] \quad \text{Cálculo ángulo solar}$$

$$w_{ant} := 15 \cdot [hsolar_{ant} - 12]$$

$$w_{post} := 15 \cdot [hsolar_{post} - 12]$$

End **horasolar**

Procedure **intensidadextraterrestre** (n; w; w_{post}; latitud : l₀; declinacion)

Calcula la energía extraterrestre por metro cuadrado

$$\text{declinacion} := 23,45 \cdot \sin\left[360 \cdot \left(\frac{284 + n}{365}\right)\right] \quad \text{Ecuación de Cooper, error del 0,035°}$$

$$G_{sc} := \frac{1347}{1000000} \quad \text{Constante [MW/m}^2\text{]}$$

$$I_0 := 12 \cdot \frac{3600}{\pi} \cdot G_{sc} \cdot \left[1 + 0,033 \cdot \cos\left(360 \cdot \frac{n}{365}\right)\right] \cdot \left[\cos(\text{latitud}) \cdot \cos(\text{declinacion}) \cdot (\sin[w_{post}] - \sin[w]) + \pi \cdot \left(\frac{w_{post} - w}{180}\right) \cdot \sin(\text{latitud}) \cdot \sin(\text{declinacion})\right]$$

Intensidad extraterrestre [MJ/m}^2\text{]}

End **intensidadextraterrestre**

Procedure **Intensidadinclinada** (latitud; declinacion; w; β ; I_0 ; $I_{b,h}$; $I_{d,h}$; $I_{t,h}$; I_T ; f; A_i ; kt; R_b)

Calcula la intensidad que llega al captador

$\rho_g := 0,2$ *Coefficiente de albedo*

If $[(I_0 > 0) \text{ and } (I_{t,h} > 0)]$ Then

$$kt := \frac{I_{t,h}}{I_0}$$

$$R_b := \frac{\cos[\text{latitud} - \beta] \cdot \cos[\text{declinacion}] \cdot \cos[w] + \sin[\text{latitud} - \beta] \cdot \sin[\text{declinacion}]}{\cos[\text{latitud}] \cdot \cos[\text{declinacion}] \cdot \cos[w] + \sin[\text{latitud}] \cdot \sin[\text{declinacion}]}$$

$$A_i := \frac{I_{b,h}}{I_0}$$

$$f := \sqrt{\frac{I_{b,h}}{I_{t,h}}}$$

$$I_T := [I_{b,h} + I_{d,h} \cdot A_i] \cdot R_b + \left[I_{d,h} \cdot (1 - A_i) \cdot \left(\frac{1 + \cos[\beta]}{2} \right) \right] \cdot \left[1 + f \cdot \sin^3\left(\frac{\beta}{2}\right) \right] + I_{t,h} \cdot \rho_g$$

$$\cdot \left[\frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right]$$

[MJ/m²]

Else

f := 0

$I_T := 0$

kt := 0

$A_i := 0$

$R_b := 0$

EndIf

End **Intensidadinclinada**

Procedure **rendcolector** (ϕ_{IN} ; Q_a ; $T_{ext;seca}$; I_T ; coef_{optico}; coef_{perdidas}; medida_{panel}; v; metros_{captador}; numero_{paneles}; $Q_{aportada}$; $Q_{aportada2}$; Volumen_{placaplana}; Volumen_{tubodevacio})

Calcula el rendimiento del colector

$T_{deposito} := 88$ *Temperatura demanda ciclo de absorción*

$T_{caloportador} := 83$ *Temperatura de entrada del fluido caloportador*

$$v := \text{coef}_{\text{optico}} - \text{coef}_{\text{perdidas}} \cdot \left[\frac{T_{\text{caloportador}} - T_{\text{ext;seca}}}{I_T \cdot \frac{1000000}{3600}} \right]$$

Rendimiento calculado a partir de la T de entrada del fluido caloportador

$$Q_{aportada} := I_T \cdot v$$

$$\text{metros}_{\text{captador}} := \text{Ceil} \left[\frac{Q_a}{Q_{\text{aportada}}} \right] \quad \text{Metros de colector necesarios}$$

$$\text{numero}_{\text{paneles}} := \text{Ceil} \left[\frac{\text{metros}_{\text{captador}}}{\text{medida}_{\text{panel}}} \right] \quad \text{Número de paneles necesarios}$$

$$Q_{\text{aportada2}} := I_T \cdot \frac{1000}{3600} \cdot v \cdot \text{metros}_{\text{captador}} \quad [\text{kWh}]$$

El cálculo del volumen de acumulador se ha realizado con la curva obtenida de la gráfica facilitada por Circe

$$\text{VolumenDeposito}_{\text{placaplana}} := -1,1893 \cdot T_{\text{deposito}} + 122,01 \quad [\text{l/m}^2]$$

$$\text{Volumen}_{\text{placaplana}} := \text{VolumenDeposito}_{\text{placaplana}} \cdot \text{metros}_{\text{captador}} \quad [l]$$

$$\text{Volumen}_{\text{tubodevacio}} := 1,1 \cdot \text{Volumen}_{\text{placaplana}} \quad [l]$$

End **rendcolector**

*****PROGRAMA PRINCIPAL*****

$$mw_{\text{gen}} = mw \cdot \gamma \quad \text{Válvula de tres vías posibilidad de enviar agua para ACS}$$

$$\gamma = 1$$

$$cp_w = 4,186 \quad \text{KJ/KgK poder calorífico del agua, ebido a la poca variación de la temperatura, podemos considerarlo constante}$$

$$T_1 = 65 \quad T \text{ entrada en el generador desde el intercambiador Impuesta por condiciones de proyecto}$$

$$T_{\text{vap}} = T_2 \quad T_{\text{vap}}, T \text{ del generador al condensador}$$

$$p_{\text{gen}} = 9 \quad [\text{Kpa}] \text{presion en el generador}$$

$$csi_{\text{low}} = 64,5 \quad \text{Concentración baja en Li, 64\% agua}$$

$$csi_{\text{high}} = 59,5 \quad \text{Concentración alta de Li 59,5 \% agua}$$

$$\text{COP} = 0,7 \quad \text{COP en condiciones de proyecto}$$

$$\delta h = h \left[\text{'Steam'} ; T = T_{\text{vap}} ; P = p_{\text{gen}} \right] - h \left[\text{'Steam'} ; T = T_{1A} ; x = 0 \right] \quad T_{1A} \text{ temperatura de vapor dentro del generador}$$

$$mw_{\text{gen}} \cdot cp_w \cdot [Tw2 - Tw1] = m_1 \cdot [H_{1A} - H_1] + m_{\text{vap}} \cdot \delta h + m_2 \cdot [H_2 - H_{1A}] \quad \text{Balance de energía en el generador. Tw2= T entrada en el generador, Tw1=T salida generador}$$

$$m_1 = m_2 + m_{\text{vap}} \quad \text{Balance de materia en el generador}$$

Método NTU para el cálculo del rendimiento

$$c_{\text{ffg}} = mw_{\text{gen}} \cdot cp_w$$

$$C_{\text{min}} = c_{\text{ffg}}$$

$$\text{eps} = \frac{Tw2 - Tw1}{Tw2 - T_1}$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}}$$

$$\epsilon = 1 - \exp[-NTU]$$

$$\phi_{IN} = \dot{m}_{w_{gen}} \cdot c_{p_w} \cdot [T_{w2} - T_{w1}] \quad \text{Potencia en el generador [kW]}$$

$$\phi_{IN} = \frac{\phi_{OUT}}{COP}$$

$$\phi_{ev} = 8,83 \quad \text{Potencia demandada en el evaporador [Kw], media del periodo estival, impuesta para el dimensionamiento}$$

$$\phi_{OUT} = \phi_{ev}$$

McNeely

$$A_{00} = -9,133128$$

$$A_{10} = 9,439697 \cdot 10^{-1}$$

$$A_{20} = -7,324352 \cdot 10^{-5}$$

$$A_{01} = -4,759724 \cdot 10^{-1}$$

$$A_{11} = -2,882015 \cdot 10^{-3}$$

$$A_{21} = -1,556533 \cdot 10^{-5}$$

$$A_{02} = -5,638171 \cdot 10^{-2}$$

$$A_{12} = -1,345453 \cdot 10^{-4}$$

$$A_{22} = 1,992657 \cdot 10^{-6}$$

$$A_{03} = 1,108418 \cdot 10^{-3}$$

$$A_{13} = 5,852133 \cdot 10^{-7}$$

$$A_{23} = -3,924205 \cdot 10^{-8}$$

$$k_0 = 7,05$$

$$k_1 = -1603,54$$

$$k_2 = -104095,5$$

Condiciones ingreso generador

$$H_1 = 2,326 \cdot [A_1 + B_1 \cdot (1,8 \cdot T_1 + 32) + C_1 \cdot (1,8 \cdot T_1 + 32)^2] \quad \text{Cálculo de la entalpía del agua de entrada al generador desde el intercambiador}$$

$$C_{p1} = 2,326 \cdot [1,8 \cdot B_1 \cdot T_1 + 3,6 \cdot C_1 \cdot (1,8 \cdot T_1 + 32)]$$

$$A_1 = -1015,07 + 79,5387 \cdot \text{csi}_{\text{high}} - 2,358016 \cdot \text{csi}_{\text{high}}^2 + 0,03031583 \cdot \text{csi}_{\text{high}}^3 - 1,400261 \cdot 10^{-4} \cdot \text{csi}_{\text{high}}^4$$

A, B y C parámetros para calcular la entalpía según McNeely

$$B_1 = 4,68108 - 3,037766 \cdot 10^{-1} \cdot \text{csi}_{\text{high}} + 8,44845 \cdot 10^{-3} \cdot \text{csi}_{\text{high}}^2 - 1,047721 \cdot 10^{-4} \cdot \text{csi}_{\text{high}}^3 + 4,80097 \cdot 10^{-7} \cdot \text{csi}_{\text{high}}^4$$

$$C_1 = -4,9107 \cdot 10^{-3} + 3,83184 \cdot 10^{-4} \cdot \text{csi}_{\text{high}} - 1,078963 \cdot 10^{-5} \cdot \text{csi}_{\text{high}}^2 + 1,31152 \cdot 10^{-7} \cdot \text{csi}_{\text{high}}^3 - 5,897 \cdot 10^{-10} \cdot \text{csi}_{\text{high}}^4$$

Condiciones generador T1A

$$\begin{aligned} \text{TD}_{\text{high1A}} = & A_{00} + A_{10} \cdot T_{1A} + A_{20} \cdot T_{1A}^2 + A_{01} \cdot [\text{csi}_{\text{high}} - 40] + A_{11} \cdot [\text{csi}_{\text{high}} - 40]^1 \cdot T_{1A}^1 + A_{21} \\ & \cdot [\text{csi}_{\text{high}} - 40]^1 \cdot T_{1A}^2 + A_{02} \cdot [\text{csi}_{\text{high}} - 40]^2 \cdot T_{1A}^0 + A_{12} \cdot [\text{csi}_{\text{high}} - 40]^2 \cdot T_{1A}^1 + A_{22} \cdot [\text{csi}_{\text{high}} \\ & - 40]^2 \cdot T_{1A}^2 + A_{03} \cdot [\text{csi}_{\text{high}} - 40]^3 \cdot T_{1A}^0 + A_{13} \cdot [\text{csi}_{\text{high}} - 40]^3 \cdot T_{1A}^1 + A_{23} \cdot [\text{csi}_{\text{high}} - 40]^3 \\ & \cdot T_{1A}^2 \end{aligned}$$

B,4 McNeely

$$\log [p_{\text{gen}}] = k_0 + \frac{k_1}{\text{TD}_{\text{high1A}} + 273,15} + \frac{k_2}{[\text{TD}_{\text{high1A}} + 273,15]^2}$$

$$H_{1A} = 2,326 \cdot [A_{1A} + B_{1A} \cdot (1,8 \cdot T_{1A} + 32) + C_{1A} \cdot (1,8 \cdot T_{1A} + 32)^2]$$

$$\text{Cp}_{1A} = 2,326 \cdot [1,8 \cdot B_{1A} \cdot T_{1A} + 3,6 \cdot C_{1A} \cdot (1,8 \cdot T_{1A} + 32)]$$

$$A_{1A} = -1015,07 + 79,5387 \cdot \text{csi}_{\text{high}} - 2,358016 \cdot \text{csi}_{\text{high}}^2 + 0,03031583 \cdot \text{csi}_{\text{high}}^3 - 1,400261 \cdot 10^{-4} \cdot \text{csi}_{\text{high}}^4$$

$$B_{1A} = 4,68108 - 3,037766 \cdot 10^{-1} \cdot \text{csi}_{\text{high}} + 8,44845 \cdot 10^{-3} \cdot \text{csi}_{\text{high}}^2 - 1,047721 \cdot 10^{-4} \cdot \text{csi}_{\text{high}}^3 + 4,80097 \cdot 10^{-7} \cdot \text{csi}_{\text{high}}^4$$

$$C_{1A} = -4,9107 \cdot 10^{-3} + 3,83184 \cdot 10^{-4} \cdot \text{csi}_{\text{high}} - 1,078963 \cdot 10^{-5} \cdot \text{csi}_{\text{high}}^2 + 1,31152 \cdot 10^{-7} \cdot \text{csi}_{\text{high}}^3 - 5,897 \cdot 10^{-10} \cdot \text{csi}_{\text{high}}^4$$

condiciones de salida generador T2

$$\begin{aligned} \text{TD}_{\text{low}} = & A_{00} \cdot [\text{csi}_{\text{low}} - 40]^0 \cdot T_2^0 + A_{10} \cdot [\text{csi}_{\text{low}} - 40]^0 \cdot T_2^1 + A_{20} \cdot [\text{csi}_{\text{low}} - 40]^0 \cdot T_2^2 + A_{01} \\ & \cdot [\text{csi}_{\text{low}} - 40]^1 \cdot T_2^0 + A_{11} \cdot [\text{csi}_{\text{low}} - 40]^1 \cdot T_2^1 + A_{21} \cdot [\text{csi}_{\text{low}} - 40]^1 \cdot T_2^2 + A_{02} \cdot [\text{csi}_{\text{low}} \\ & - 40]^2 \cdot T_2^0 + A_{12} \cdot [\text{csi}_{\text{low}} - 40]^2 \cdot T_2^1 + A_{22} \cdot [\text{csi}_{\text{low}} - 40]^2 \cdot T_2^2 + A_{03} \cdot [\text{csi}_{\text{low}} - 40]^3 \cdot T_2^0 \\ & + A_{13} \cdot [\text{csi}_{\text{low}} - 40]^3 \cdot T_2^1 + A_{23} \cdot [\text{csi}_{\text{low}} - 40]^3 \cdot T_2^2 \end{aligned}$$

$$\log [p_{\text{gen}}] = k_0 + \frac{k_1}{\text{TD}_{\text{low}} + 273,15} + \frac{k_2}{[\text{TD}_{\text{low}} + 273,15]^2}$$

$$H_2 = 2,326 \cdot [A_2 + B_2 \cdot (1,8 \cdot T_2 + 32) + C_2 \cdot (1,8 \cdot T_2 + 32)^2]$$

$$\text{Cp}_2 = 2,326 \cdot [1,8 \cdot B_2 \cdot T_2 + 3,6 \cdot C_2 \cdot (1,8 \cdot T_2 + 32)]$$

$$A_2 = -1015,07 + 79,5387 \cdot \text{csi}_{\text{low}} - 2,358016 \cdot \text{csi}_{\text{low}}^2 + 0,03031583 \cdot \text{csi}_{\text{low}}^3 - 1,400261 \cdot 10^{-4} \cdot \text{csi}_{\text{low}}^4$$

$$B_2 = 4,68108 - 3,037766 \cdot 10^{-1} \cdot \text{csi}_{\text{low}} + 8,44845 \cdot 10^{-3} \cdot \text{csi}_{\text{low}}^2 - 1,047721 \cdot 10^{-4} \cdot \text{csi}_{\text{low}}^3 + 4,80097 \cdot 10^{-7} \cdot \text{csi}_{\text{low}}^4$$

$$C_2 = -4,9107 \cdot 10^{-3} + 3,83184 \cdot 10^{-4} \cdot \text{csi}_{\text{low}} - 1,078963 \cdot 10^{-5} \cdot \text{csi}_{\text{low}}^2 + 1,31152 \cdot 10^{-7} \cdot \text{csi}_{\text{low}}^3 - 5,897 \cdot 10^{-10} \cdot \text{csi}_{\text{low}}^4$$

Condensador

$$\text{Tw}_{23} = \text{Tw}_{12} \quad T \text{ salida absorvedor al generador}$$

$$\text{Tw}_{34} = 40 \quad T \text{ salida condensador, hacia torre de refrigeración, condiciones de proyecto}$$

$$p_{\text{cond}} = p_{\text{gen}} \quad \text{Presión en el condensador la misma que en el generador}$$

$$m_{\text{vap}} = m_{\text{cond}} \quad \text{Masa de vapor que sale del generador, masa que llega al condensador}$$

$$\dot{\phi}_{\text{cond}} = \dot{m}_{w,\text{cond}} \cdot c_{p_w} \cdot [T_{w3_4} - T_{w2_3}]$$

$$\dot{\phi}_{\text{cond}} = \dot{m}_{\text{cond}} \cdot \delta h1$$

$$\delta h1 = h_{\text{ev}} - h_{\text{cond2}}$$

$$h_{\text{ev}} = h \left[\text{'Steam'} ; T = T_{\text{vap}} ; P = p_{\text{gen}} \right]$$

$$h_{\text{cond2}} = h \left[\text{'Steam'} ; x = 0 ; P = p_{\text{gen}} \right]$$

$$\delta T_{\text{cond}} = 15$$

Diferencia de temperatura de proyecto entre el agua caliente y el fluido de salida al condensador

$$T_{\text{cond}} = T_{w2_3} + \delta T_{\text{cond}}$$

$$\text{eps}_{\text{cond}} = \frac{T_{w3_4} - T_{w2_3}}{T_{\text{vap}} - T_{w2_3}}$$

$$\text{NTU}_{\text{cond}} = \frac{KA_{\text{cond}}}{\dot{m}_{w,\text{cond}} \cdot 4,186}$$

$$C_{\text{min;cond}} = \dot{m}_{w,\text{cond}} \cdot 4,186$$

$$\text{eps}_{\text{cond}} = 1 - \exp \left[-\text{NTU}_{\text{cond}} \right]$$

Válvula

$$h_{\text{cond2}} = h_{\text{valv}} \quad \text{Válvula isoentálpica}$$

$$p_{\text{ev}} = 0,8 \quad \text{Presión de baja}$$

Evaporador

$$\dot{\phi}_{\text{ev}} = \dot{m}_{\text{ev}} \cdot \delta h2$$

$$\delta h2 = h \left[\text{'Steam'} ; x = 1 ; P = p_{\text{ev}} \right] - h_{\text{valv}} \quad \text{Salto de entalpía en el evaporador, a la salida del mismo vapor saturado a la presión de baja}$$

$$\dot{\phi}_{\text{ev}} = \dot{m}_{w,\text{ut}} \cdot c_{p_w} \cdot [T_{\text{ut}_{\text{in}}} - T_{\text{ut}_{\text{out}}}]$$

$$T_{\text{ev}_{\text{IN}}} = T_{\text{sat}} \left[\text{'Steam'} ; P = p_{\text{ev}} \right]$$

$$\delta T_{\text{sh}} = 1$$

$$T_{\text{ev}_{\text{OUT}}} = T_{\text{ev}_{\text{IN}}} + \delta T_{\text{sh}}$$

$$\dot{m}_{\text{ev}} = \dot{m}_{\text{vap}}$$

$$\text{eps}_{\text{eva}} = \frac{T_{\text{ut}_{\text{in}}} - T_{\text{ut}_{\text{out}}}}{T_{\text{ut}_{\text{in}}} - T_{\text{ev}_{\text{IN}}}}$$

$$\text{NTU}_{\text{eva}} = \frac{KA_{\text{ev}}}{\dot{m}_{w,\text{ut}} \cdot 4,186}$$

$$C_{\text{min;eva}} = \dot{m}_{w,\text{ut}} \cdot 4,186$$

$$\text{eps}_{\text{eva}} = 1 - \exp \left[-\text{NTU}_{\text{eva}} \right]$$

Absorbedor

$$\dot{\phi}_{\text{ass}} = m_{w;\text{cond}} \cdot c_{p_w} \cdot [T_{w2_3} - T_{w0_1}]$$

$$\delta h_{\text{ass}} = h[\text{'Steam'; } T = T_{\text{ass}_0}; P = p_{\text{ev}}] - h[\text{'Steam'; } x = 0; P = p_{\text{ev}}] \quad T_{\text{ass}_0} \text{ } T \text{ en el interior del absorvedor, } x=0$$

p=p_{ev}, vapor saturado llegado del evaporador

$$\dot{\phi}_{\text{ass}} = m_1 \cdot [H_{\text{assOUT}} - H_{\text{ass}_0}] + m_{\text{vap}} \cdot \delta h_{\text{ass}} + m_2 \cdot [H_{20} - H_{\text{ass}_0}]$$

$$\text{eps}_{\text{ass}} = \frac{T_{w2_3} - T_{w0_1}}{T_{\text{assOUT}} - T_{w0_1}}$$

$$\text{NTU}_{\text{ass}} = \frac{KA_{\text{ass}}}{m_{w;\text{cond}} \cdot 4,186}$$

$$C_{\text{min};\text{ass}} = m_{w;\text{cond}} \cdot 4,186$$

$$\text{eps}_{\text{ass}} = 1 - \exp[-\text{NTU}_{\text{ass}}]$$

$$\delta T_{\text{sr}} = 5$$

$$T_{\text{assOUT}} = T_{\text{ass}_0} - \delta T_{\text{sr}}$$

$$H_{\text{assOUT}} = 2,326 \cdot [A_{\text{assOUT}} + B_{\text{assOUT}} \cdot (1,8 \cdot T_{\text{assOUT}} + 32) + C_{\text{assOUT}} \cdot (1,8 \cdot T_{\text{assOUT}} + 32)^2]$$

$$C_{p;\text{assOUT}} = 2,326 \cdot [1,8 \cdot B_{\text{assOUT}} \cdot T_{\text{assOUT}} + 3,6 \cdot C_{\text{assOUT}} \cdot (1,8 \cdot T_{\text{assOUT}} + 32)]$$

$$A_{\text{assOUT}} = -1015,07 + 79,5387 \cdot \text{csi}_{\text{high}} - 2,358016 \cdot \text{csi}_{\text{high}}^2 + 0,03031583 \cdot \text{csi}_{\text{high}}^3 - 1,400261 \cdot 10^{-4} \cdot \text{csi}_{\text{high}}^4$$

$$B_{\text{assOUT}} = 4,68108 - 3,037766 \cdot 10^{-1} \cdot \text{csi}_{\text{high}} + 8,44845 \cdot 10^{-3} \cdot \text{csi}_{\text{high}}^2 - 1,047721 \cdot 10^{-4} \cdot \text{csi}_{\text{high}}^3 + 4,80097 \cdot 10^{-7} \cdot \text{csi}_{\text{high}}^4$$

$$C_{\text{assOUT}} = -4,9107 \cdot 10^{-3} + 3,83184 \cdot 10^{-4} \cdot \text{csi}_{\text{high}} - 1,078963 \cdot 10^{-5} \cdot \text{csi}_{\text{high}}^2 + 1,31152 \cdot 10^{-7} \cdot \text{csi}_{\text{high}}^3 - 5,897 \cdot 10^{-10} \cdot \text{csi}_{\text{high}}^4$$

Condiciones de equilibrio intermedias T_{ass0} absorvedor

$$\begin{aligned} TD_{\text{ass}_0} = & A_{00} \cdot [\text{csi}_{\text{high}} - 40]^0 \cdot T_{\text{ass}_0}^0 + A_{10} \cdot [\text{csi}_{\text{high}} - 40]^0 \cdot T_{\text{ass}_0}^1 + A_{20} \cdot [\text{csi}_{\text{high}} - 40]^0 \cdot T_{\text{ass}_0}^2 \\ & + A_{01} \cdot [\text{csi}_{\text{high}} - 40]^1 \cdot T_{\text{ass}_0}^0 + A_{11} \cdot [\text{csi}_{\text{high}} - 40]^1 \cdot T_{\text{ass}_0}^1 + A_{21} \cdot [\text{csi}_{\text{high}} - 40]^1 \cdot T_{\text{ass}_0}^2 \\ & + A_{02} \cdot [\text{csi}_{\text{high}} - 40]^2 \cdot T_{\text{ass}_0}^0 + A_{12} \cdot [\text{csi}_{\text{high}} - 40]^2 \cdot T_{\text{ass}_0}^1 + A_{22} \cdot [\text{csi}_{\text{high}} - 40]^2 \cdot T_{\text{ass}_0}^2 \\ & + A_{03} \cdot [\text{csi}_{\text{high}} - 40]^3 \cdot T_{\text{ass}_0}^0 + A_{13} \cdot [\text{csi}_{\text{high}} - 40]^3 \cdot T_{\text{ass}_0}^1 + A_{23} \cdot [\text{csi}_{\text{high}} - 40]^3 \cdot T_{\text{ass}_0}^2 \\ & + T_{\text{ass}_0}^2 \end{aligned}$$

$$\log[p_{\text{ev}}] = k_0 + \frac{k_1}{TD_{\text{ass}_0} + 273,15} + \frac{k_2}{[TD_{\text{ass}_0} + 273,15]^2}$$

$$H_{\text{ass}_0} = 2,326 \cdot [A_{\text{ass}_0} + B_{\text{ass}_0} \cdot (1,8 \cdot T_{\text{ass}_0} + 32) + C_{\text{ass}_0} \cdot (1,8 \cdot T_{\text{ass}_0} + 32)^2]$$

$$C_{p;\text{ass}_0} = 2,326 \cdot [1,8 \cdot B_{\text{ass}_0} \cdot T_{\text{ass}_0} + 3,6 \cdot C_{\text{ass}_0} \cdot (1,8 \cdot T_{\text{ass}_0} + 32)]$$

$$A_{\text{ass}_0} = -1015,07 + 79,5387 \cdot \text{csi}_{\text{high}} - 2,358016 \cdot \text{csi}_{\text{high}}^2 + 0,03031583 \cdot \text{csi}_{\text{high}}^3 - 1,400261 \cdot 10^{-4} \cdot \text{csi}_{\text{high}}^4$$

$$B_{\text{ass}_0} = 4,68108 - 3,037766 \cdot 10^{-1} \cdot \text{csi}_{\text{high}} + 8,44845 \cdot 10^{-3} \cdot \text{csi}_{\text{high}}^2 - 1,047721 \cdot 10^{-4} \cdot \text{csi}_{\text{high}}^3 + 4,80097 \cdot 10^{-7} \cdot \text{csi}_{\text{high}}^4$$

$$C_{\text{ass}_0} = -4,9107 \cdot 10^{-3} + 3,83184 \cdot 10^{-4} \cdot \text{csi}_{\text{high}} - 1,078963 \cdot 10^{-5} \cdot \text{csi}_{\text{high}}^2 + 1,31152 \cdot 10^{-7} \cdot \text{csi}_{\text{high}}^3 - 5,897 \cdot 10^{-10} \cdot \text{csi}_{\text{high}}^4$$

$$\cdot \text{csi}_{\text{high}}^3 - 5,897 \cdot 10^{-10} \cdot \text{csi}_{\text{high}}^4$$

Condiciones salida absorbedor (del lado del intercambiador) TassIN

$$T_{\text{assIN}} = T_{20}$$

$$H_{\text{assIN}} = 2,326 \cdot [A_{\text{assIN}} + B_{\text{assIN}} \cdot (1,8 \cdot T_{\text{assIN}} + 32) + C_{\text{assIN}} \cdot (1,8 \cdot T_{\text{assIN}} + 32)^2]$$

$$C_{p_{\text{assIN}}} = 2,326 \cdot [1,8 \cdot B_{\text{assIN}} \cdot T_{\text{assIN}} + 3,6 \cdot C_{\text{assIN}} \cdot (1,8 \cdot T_{\text{assIN}} + 32)]$$

$$A_{\text{assIN}} = -1015,07 + 79,5387 \cdot \text{csi}_{\text{low}} - 2,358016 \cdot \text{csi}_{\text{low}}^2 + 0,03031583 \cdot \text{csi}_{\text{low}}^3 - 1,400261 \cdot 10^{-4} \cdot \text{csi}_{\text{low}}^4$$

$$B_{\text{assIN}} = 4,68108 - 3,037766 \cdot 10^{-1} \cdot \text{csi}_{\text{low}} + 8,44845 \cdot 10^{-3} \cdot \text{csi}_{\text{low}}^2 - 1,047721 \cdot 10^{-4} \cdot \text{csi}_{\text{low}}^3 + 4,80097 \cdot 10^{-7} \cdot \text{csi}_{\text{low}}^4$$

$$C_{\text{assIN}} = -4,9107 \cdot 10^{-3} + 3,83184 \cdot 10^{-4} \cdot \text{csi}_{\text{low}} - 1,078963 \cdot 10^{-5} \cdot \text{csi}_{\text{low}}^2 + 1,31152 \cdot 10^{-7} \cdot \text{csi}_{\text{low}}^3 - 5,897 \cdot 10^{-10} \cdot \text{csi}_{\text{low}}^4$$

Intercambiador

$$\phi_{\text{sc}} = m_2 \cdot [H_2 - H_{20}]$$

$$m_2 \cdot [H_2 - H_{20}] = m_1 \cdot [H_1 - H_{10}]$$

$$c_{\text{ffm1}} = m_1 \cdot C_{p1}$$

$$c_{\text{ffm2}} = m_2 \cdot C_{p2}$$

$$C_{\text{min;sc}} = \text{Min} [c_{\text{ffm1}}; c_{\text{ffm2}}]$$

$$C_{\text{max;sc}} = \text{Max} [c_{\text{ffm1}}; c_{\text{ffm2}}]$$

$$\phi_{\text{max;sc}} = C_{\text{min;sc}} \cdot [T_2 - T_{10}]$$

$$\epsilon_{\text{ps}_{\text{sc}}} = \frac{m_1 \cdot C_{p1} \cdot [T_1 - T_{10}]}{\phi_{\text{max;sc}}}$$

$$NTU_{\text{sc}} = \frac{UA_{\text{sc}}}{C_{\text{min;sc}}}$$

$$\epsilon_{\text{ps}_{\text{sc}}} = \frac{1 - \exp \left[-NTU_{\text{sc}} \cdot \left(1 - \frac{C_{\text{min;sc}}}{C_{\text{max;sc}}} \right) \right]}{1 - \frac{C_{\text{min;sc}}}{C_{\text{max;sc}}} \cdot \exp \left[-NTU_{\text{sc}} \cdot \left(1 - \frac{C_{\text{min;sc}}}{C_{\text{max;sc}}} \right) \right]}$$

Condiciones ingreso intercambiador (del lado del absorbedor) T10

$$T_{10} = T_{\text{assOUT}}$$

$$H_{10} = 2,326 \cdot [A_{\text{sc10}} + B_{\text{sc10}} \cdot (1,8 \cdot T_{10} + 32) + C_{\text{sc10}} \cdot (1,8 \cdot T_{10} + 32)^2]$$

$$C_{p10} = 2,326 \cdot [1,8 \cdot B_{\text{sc10}} \cdot T_{10} + 3,6 \cdot C_{\text{sc10}} \cdot (1,8 \cdot T_{10} + 32)]$$

$$A_{\text{sc10}} = -1015,07 + 79,5387 \cdot \text{csi}_{\text{high}} - 2,358016 \cdot \text{csi}_{\text{high}}^2 + 0,03031583 \cdot \text{csi}_{\text{high}}^3 - 1,400261 \cdot 10^{-4} \cdot \text{csi}_{\text{high}}^4$$

$$B_{\text{sc10}} = 4,68108 - 3,037766 \cdot 10^{-1} \cdot \text{csi}_{\text{high}} + 8,44845 \cdot 10^{-3} \cdot \text{csi}_{\text{high}}^2 - 1,047721 \cdot 10^{-4} \cdot \text{csi}_{\text{high}}^3 + 4,80097 \cdot 10^{-7} \cdot \text{csi}_{\text{high}}^4$$

$$C_{sc10} = -4,9107 \cdot 10^{-3} + 3,83184 \cdot 10^{-4} \cdot csi_{high} - 1,078963 \cdot 10^{-5} \cdot csi_{high}^2 + 1,31152 \cdot 10^{-7} \cdot csi_{high}^3 - 5,897 \cdot 10^{-10} \cdot csi_{high}^4$$

Condiciones de equilibrio salida intercambiador (del lado del absorbedor) T_{20}

$$H_{20} = 2,326 \cdot [A_{sc20} + B_{sc20} \cdot (1,8 \cdot T_{20} + 32) + C_{sc20} \cdot (1,8 \cdot T_{20} + 32)^2]$$

$$Cp_{sc20} = 2,326 \cdot [1,8 \cdot B_{sc20} \cdot T_{20} + 3,6 \cdot C_{sc20} \cdot (1,8 \cdot T_{20} + 32)]$$

$$A_{sc20} = -1015,07 + 79,5387 \cdot csi_{low} - 2,358016 \cdot csi_{low}^2 + 0,03031583 \cdot csi_{low}^3 - 1,400261 \cdot 10^{-4} \cdot csi_{low}^4$$

$$B_{sc20} = 4,68108 - 3,037766 \cdot 10^{-1} \cdot csi_{low} + 8,44845 \cdot 10^{-3} \cdot csi_{low}^2 - 1,047721 \cdot 10^{-4} \cdot csi_{low}^3 + 4,80097 \cdot 10^{-7} \cdot csi_{low}^4$$

$$C_{sc20} = -4,9107 \cdot 10^{-3} + 3,83184 \cdot 10^{-4} \cdot csi_{low} - 1,078963 \cdot 10^{-5} \cdot csi_{low}^2 + 1,31152 \cdot 10^{-7} \cdot csi_{low}^3 - 5,897 \cdot 10^{-10} \cdot csi_{low}^4$$

Torre de refrigeración

$$\text{Factor}_{\text{ensuciamiento}} = 1,15 \quad \text{Margen por ensuciamiento del 15 \%}$$

$$L = m_{w, \text{cond}}$$

$$\text{Potencia}_{\text{termica}} = \text{Factor}_{\text{ensuciamiento}} \cdot L \cdot 4,1886 \cdot [Tw_{34} - Tw_{01}] \quad [kW]$$

$$G = 0,0216 \cdot \text{Potencia}_{\text{termica}} + 0,827$$

$$X = \frac{L}{G} \quad X = \text{relación caudal de agua/caudal de aire}$$

$$T_0 = T_{\text{est}}$$

$$T_{\text{est}} = 21,83$$

$$rh_1 = \text{RH} ['\text{AirH2O}'; T = T_{\text{ext;seca}}; B = T_{\text{ext;humeda}}; P = p_0]$$

$$rh_{\text{est}} = \text{Min} [rh_1; 0,98] \quad \text{para nunca trabajar con aire saturado}$$

$$T_{\text{db;air}} = T_{\text{est}}$$

$$p_0 = 101,3$$

$$ff = 0,9$$

$$w_{\text{est}} = T_{\text{ext;humeda}}$$

$$h_{\text{air,in}} = h ['\text{AirH2O}'; T = T_{\text{db;air}}; R = rh_{\text{est}}; P = p_0]$$

$$h_{\text{air,in}} = h ['\text{AirH2O}'; T = T_{\text{wb;air}}; R = 1; P = p_0]$$

$$h_{\text{db}} = h_{\text{air,in}} \quad db_{\text{bulbo seco}}, wb_{\text{bulbo humedo}}$$

$$\text{efficiency} = \frac{Tw_{34} - Tw_{01}}{Tw_{34} - T_{\text{wb;air}}}$$

$$h_{\text{db}} = h ['\text{AirH2O}'; T = T_{\text{db;air}}; w = x_{\text{db}}; P = p_0]$$

$$r_{\text{air,out}} = [1 - rh_{\text{est}}] \cdot ff + rh_{\text{est}}$$

$$G = m_{\text{air}}$$

$$\phi_{\text{torre}} = \phi_{\text{cond}} + \phi_{\text{ass}}$$

$$m_{\text{air}} = \frac{m_{\text{acq,r}}}{x_{\text{air,out}} - x_{\text{db}}}$$

$$x_{\text{air,out}} = \omega \left[\text{'AirH2O'} ; T = T_{\text{air,out}} ; R = r_{\text{air,out}} ; P = p_0 \right]$$

$$h_{\text{air,out}} = h \left[\text{'AirH2O'} ; T = T_{\text{air,out}} ; w = x_{\text{air,out}} ; P = p_0 \right]$$

$$Tw_{0,1} - T_{\text{wb,air}} = 2$$

$$m_{w,\text{cond}} \cdot h_{w3,4} = m_{w,\text{cond}} \cdot h_{w0,1} + m_{\text{air}} \cdot [h_{\text{air,out}} - h_{\text{air,in}}]$$

$$h_{w3,4} = h \left[\text{'H2O'} ; T = Tw_{3,4} \right]$$

$$Hi_s = h \left[\text{'AirH2O'} ; T = Tw_{3,4} ; P = 101,3 ; R = 1 \right]$$

$$h_{w0,1} = h \left[\text{'H2O'} ; T = Tw_{0,1} \right]$$

Calculos de la Torre, se discretiza en 10 partes para resolver la integral de Merkel

$$M = 10$$

$$\delta T = \frac{Tw_{3,4} - Tw_{0,1}}{M}$$

$$\frac{h_{\text{air,out}} - h_{\text{air,in}}}{M} = dH$$

$$K_0 = Hi_s - h_{\text{air,in}}$$

$$Y_j = j \quad \text{for } j = 1 \text{ to } M$$

$$Tw_{3,4,j} = Tw_{0,1} + Y_j \cdot \delta T \quad \text{for } j = 1 \text{ to } M$$

$$Hi_{e,j} = h \left[\text{'AirH2O'} ; T = Tw_{3,4,j} ; P = 101,3 ; R = 1 \right] \quad \text{for } j = 1 \text{ to } M$$

$$\text{Entalpia}_{\text{torre},j} = h_{\text{air,in}} + Y_j \cdot dH \quad \text{for } j = 1 \text{ to } M$$

$$K_j = Hi_{e,j} - \text{Entalpia}_{\text{torre},j} \quad \text{for } j = 1 \text{ to } M$$

En el caso en que la entalpia de salida HASal sea mayor que Hisal puede haber valores de K_j negativos que nos indica que la torre no puede funcionar en esas condiciones de operacion ---se resolveria haciendo menor el valor de X, es decir, aumentando G, pero como estas torres trabajan a velocidad de giro constante, la torre enfriaría menos, si supera los 31 °C, la máquina de absorción dejaría de funcionar por seguridad

$$Km_j = \frac{K_{j-1} + K_j}{2} \quad \text{for } j = 1 \text{ to } M$$

$$Kmer_j = \frac{\delta T \cdot 4,1886}{Km_j} \quad \text{for } j = 1 \text{ to } M$$

$$KMER = \sum_{j=1}^M [Kmer_j]$$

Datos población, datos de entrada

$$\text{Latitud} = 41 \quad [^\circ] \text{ Latitud para la población}$$

Longitud = - 16 *[°] Longitud para la población*

hlocal = 12

n = 196

hlocal=MOD(TABLERUN#-1;24) *Hora local en formato 24h*

n=CEIL(TABLERUN#/24) *Número de día, 1 enero, día 1*

T_{ext;humeda} = 15,67 *Temperatura exterior de bulbo humedo [°C], T media periodo verano*

T_{ext;seca} = T_{est} *Temperatura exterior de bulbo seco [°C], T media periodo verano*

I_{b,h} = 0,252 · $\frac{3600}{1000}$ *Radiación solar incidente (directa) sobre una superficie horizontal kW/m²;MJ/m²*

I_{d,h} = 0,172 · $\frac{3600}{1000}$ *Radiación solar incidente (difusa) sobre una superficie horizontal KW/m²;MJ/m²*

I_{t,h} = I_{d,h} + I_{b,h} *Radiación solar incidente (total) sobre una superficie horizontal MJ/m²*

Demanda = mw · 3600 *L de agua caliente demandados x hora*

Q_a = cp_w · Demanda · $\left[\frac{T_{w2} - T_{w1}}{1000} \right]$ *MJ*

H = 51,45 *Altura solar*

Azimut = 126,54 *Azimut*

Call **seleccionpanel** [H\$; Volumen_{tubodevacio} ; Volumen_{placaplana} : coef_{optico} ; coef_{perdidas} ; medida_{panel} ; Volumen_{acumulador}]

Call **horasolar** [n ; hlocal ; Longitud : hsolar ; hsolar_{post} ; w ; w_{ant} ; w_{post}] *Llamada a procedimiento que calcula la hora y el angulo solar*

Call **intensidadextraterrestre** [n ; w ; w_{post} ; Latitud : I₀ ; declinacion] *Llamada a procedimiento que calcula la intensidad extraterrestre que llega a la Tierra*

Call **Intensidadinclinada** [Latitud ; declinacion ; w ; β ; I₀ ; I_{b,h} ; I_{d,h} ; I_{t,h} : I_T ; f ; A_i ; kt ; R_b] *Llamada a procedimiento que calcula la intensidad total que llega a una superficie inclinada*

Call **rendcolector** [φ_{IN} ; Q_a ; T_{ext;seca} ; I_T ; coef_{optico} ; coef_{perdidas} ; medida_{panel} : v ; metros_{captador} ; numero_{paneles} ; Q_{aportada} ; Q_{aportada2} ; Volumen_{placaplana} ; Volumen_{tubodevacio}]

Llamada a procedimiento que calcula el rendimiento del colector y el número de captadores necesarios

*****Para condiciones fuera proyecto*****

Parametros impuestos para las condiciones de fuera de proyecto

m₁, UA, KA_{ev}, NTU_{ass}, UA_{sc}

Parametros liberados para la condicioens de fuera de proyecto

T_1 , csi_{low} , COP , $T_{ut_{out}}$, Tw_{34}

Procedure **horasolar** (n; hlocal; Longitud : hsolar; hsolar_{post}; w_{ant}; w_{post})

Calcula la hora solar y el angulo solar

Longitud₀ := 0 *Longitud 0 correspondiente al meridiano de Grenwich*

hlocal_{ant} := hlocal - 1

hlocal_{post} := hlocal + 1

If [(n <= 90) and (n >= 274)] Then *90, día correspondiente al 31 de marzo, aproximación de cuando se hace el cambio a hora de verano*

δ_{Tlocal} := - 1

Else

δ_{Tlocal} := - 2

EndIf

B := $\frac{360}{365} \cdot [n - 81]$ *Calcula el parametro B, necesario para el calculo de E*

E := $9,87 \cdot \sin[2 \cdot B] - 7,53 \cdot \cos[B] - 1,5 \cdot \sin[B]$ *Calcula el adelanto horario debido al día del año [minutos]*

δ_{Tlong} := $\frac{-[Longitud - Longitud_0]}{15}$ *Corrección debida a la longitud de nuestra localidad*

δ := δ_{Tlocal} + δ_{Tlong} + $\frac{E}{60}$

hsolar := hlocal + δ_{Tlocal} + δ_{Tlong} + $\frac{E}{60}$ *Cálculo hora solar*

hsolar_{ant} := hlocal_{ant} + δ_{Tlocal} + δ_{Tlong} + $\frac{E}{60}$

hsolar_{post} := hlocal_{post} + δ_{Tlocal} + δ_{Tlong} + $\frac{E}{60}$

w := $15 \cdot [hsolar - 12]$ *Cálculo angulo solar*

w_{ant} := $15 \cdot [hsolar_{ant} - 12]$

w_{post} := $15 \cdot [hsolar_{post} - 12]$

End **horasolar**

Procedure **intensidadextraterrestre** (n; w; w_{post}; latitud : I₀; declinacion)

Calcula la Energia extraterrestre por metro cuadrado

declinacion := $23,45 \cdot \sin\left[360 \cdot \left(\frac{284 + n}{365}\right)\right]$ *Ecuación de Cooper, error del 0,035°*

G_{sc} := $\frac{1347}{1000000}$ *Constante [MW/m²]*

I₀ := $12 \cdot \frac{3600}{\pi} \cdot G_{sc} \cdot \left[1 + 0,033 \cdot \cos\left(360 \cdot \frac{n}{365}\right)\right] \cdot \left[\cos(latitud) \cdot \cos(declinacion) \cdot (\sin[w_{post}] - \sin[w])\right]$
 $+ \pi \cdot \left(\frac{w_{post} - w}{180}\right) \cdot \sin(latitud) \cdot \sin(declinacion)$

intensidad extraterrestre [MJ/m²]

End **intensidadextraterrestre**

Procedure **Intensidadinclinada** (latitud; declinacion; w; β ; I_0 ; $I_{b,h}$; $I_{d,h}$; $I_{t,h}$; I_T ; f; A_i ; kt; R_b)

calcula la intensidad que llega al colector

$\rho_g := 0,2$ *Coefficiente de albedo*

If [($I_0 > 0$) and ($I_{t,h} > 0$)] Then

$$kt := \frac{I_{t,h}}{I_0}$$

$$R_b := \frac{\cos[\text{latitud} - \beta] \cdot \cos[\text{declinacion}] \cdot \cos[w] + \sin[\text{latitud} - \beta] \cdot \sin[\text{declinacion}]}{\cos[\text{latitud}] \cdot \cos[\text{declinacion}] \cdot \cos[w] + \sin[\text{latitud}] \cdot \sin[\text{declinacion}]}$$

$$A_i := \frac{I_{b,h}}{I_0}$$

$$f := \sqrt{\frac{I_{b,h}}{I_{t,h}}}$$

$$I_T := [I_{b,h} + I_{d,h} \cdot A_i] \cdot R_b + \left[I_{d,h} \cdot (1 - A_i) \cdot \left(\frac{1 + \cos[\beta]}{2} \right) \right] \cdot \left[1 + f \cdot \sin^3\left(\frac{\beta}{2}\right) \right] + I_{t,h} \cdot \rho_g \cdot \left[\frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right]$$

[MJ/m²]

Else

f := 0

$I_T := 0$

kt := 0

$A_i := 0$

$R_b := 0$

EndIf

End **Intensidadinclinada**

Procedure **ITmensual** (I_T ; hp_{media} ; hp_{max})

procedimiento calcula el numero de horas pico diarias en cada mes del año, calculando además el valor medio y maximo

$I_{T,enero} := \text{SumParametric} ['Table 1'; 'I_T']$ *MJ/m2 Enero*

$hp_{enero} := I_{T,enero} \cdot \frac{1000}{3600 \cdot 30}$ *Kwh/m2 media diaria Enero*

$I_{T,febrero} := \text{SumParametric} ['Table 1'; 'I_T']$ *MJ/m2 Febrero*

$hp_{febrero} := I_{T,febrero} \cdot \frac{1000}{3600 \cdot 30}$ *Kwh/m2 media diaria Febrero*

$I_{T,marzo} := \text{SumParametric} ['Table 1'; 'I_T']$ *MJ/m2 Marzo*

$hp_{marzo} := I_{T,marzo} \cdot \frac{1000}{3600 \cdot 30}$ *Kwh/m2 media diaria Marzo*

$I_{T,abril} := \text{SumParametric} ['Table 1'; 'I_T']$ *MJ/m2 Abril*

$hp_{abril} := I_{T,abril} \cdot \frac{1000}{3600 \cdot 30}$ *Kwh/m2 media diaria Abril*

$I_{T,mayo} := \text{SumParametric} ['Table 1'; 'I_T']$ *MJ/m2 Mayo*

$$hp_{\text{mayo}} := I_{T,\text{mayo}} \cdot \frac{1000}{3600 \cdot 30} \quad \text{Kwh/m2 media diaria Mayo}$$

$$I_{T,\text{junio}} := \text{SumParametric} \left[\text{'Table 1'}; 'I_T' \right] \quad \text{MJ/m2 Junio}$$

$$hp_{\text{junio}} := I_{T,\text{junio}} \cdot \frac{1000}{3600 \cdot 30} \quad \text{Kwh/m2 media diaria Junio}$$

$$I_{T,\text{julio}} := \text{SumParametric} \left[\text{'Table 1'}; 'I_T' \right] \quad \text{MJ/m2 Julio}$$

$$hp_{\text{julio}} := I_{T,\text{julio}} \cdot \frac{1000}{3600 \cdot 30} \quad \text{Kwh/m2 Julio}$$

$$I_{T,\text{agosto}} := \text{SumParametric} \left[\text{'Table 1'}; 'I_T' \right] \quad \text{MJ/m2 Agosto}$$

$$hp_{\text{agosto}} := I_{T,\text{agosto}} \cdot \frac{1000}{3600 \cdot 30} \quad \text{Kwh/m2 media diaria Agosto}$$

$$I_{T,\text{septiembre}} := \text{SumParametric} \left[\text{'Table 1'}; 'I_T' \right] \quad \text{MJ/m2 Septiembre}$$

$$hp_{\text{septiembre}} := I_{T,\text{septiembre}} \cdot \frac{1000}{3600 \cdot 30} \quad \text{Kwh/m2 media diaria Septiembre}$$

$$I_{T,\text{octubre}} := \text{SumParametric} \left[\text{'Table 1'}; 'I_T' \right] \quad \text{MJ/m2 Octubre}$$

$$hp_{\text{octubre}} := I_{T,\text{octubre}} \cdot \frac{1000}{3600 \cdot 30} \quad \text{Kwh/m2 media diaria Octubre}$$

$$I_{T,\text{noviembre}} := \text{SumParametric} \left[\text{'Table 1'}; 'I_T' \right] \quad \text{MJ/m2 Noviembre}$$

$$hp_{\text{noviembre}} := I_{T,\text{noviembre}} \cdot \frac{1000}{3600 \cdot 30} \quad \text{Kwh/m2 media diaria Noviembre}$$

$$I_{T,\text{diciembre}} := \text{SumParametric} \left[\text{'Table 1'}; 'I_T' \right] \quad \text{MJ/m2 Diciembre}$$

$$hp_{\text{diciembre}} := I_{T,\text{diciembre}} \cdot \frac{1000}{3600 \cdot 30} \quad \text{Kwh/m2 media diaria Diciembre}$$

$$hp_{\text{max}} := \text{Max} \left[hp_{\text{enero}}; hp_{\text{febrero}}; hp_{\text{marzo}}; hp_{\text{abril}}; hp_{\text{mayo}}; hp_{\text{junio}}; hp_{\text{julio}}; hp_{\text{agosto}}; hp_{\text{septiembre}}; hp_{\text{octubre}}; hp_{\text{noviembre}}; hp_{\text{diciembre}} \right]$$

$$hp_{\text{media}} := \frac{hp_{\text{enero}} + hp_{\text{febrero}} + hp_{\text{marzo}} + hp_{\text{abril}} + hp_{\text{mayo}} + hp_{\text{junio}} + hp_{\text{julio}} + hp_{\text{agosto}} + hp_{\text{septiembre}} + hp_{\text{octubre}} + hp_{\text{noviembre}} + hp_{\text{diciembre}}}{12}$$

12

End $I_{T,\text{mensual}}$ Procedure **fotovoltaico** (hp_{media} ; hp_{max} ; E; N_{paneles})*Procedimiento calcula el número de paneles*

$$\text{Potencia}_{\text{panel}} := \frac{230}{1000} \quad \text{Kw}$$

$$I_m := 8,3$$

$$V_m := 30 \quad \text{Panel IFS 230, 230Wp [Wp]}$$

$$\text{eficiencia} := 0,139 \quad \text{Dato de eficiencia en condiciones estandar, para la simulación se ha calculado la eficiencia hora a hora, eficiencia} = I_m \cdot V_m / T$$

$$E_{\text{anual}} := 4420,04 \quad \text{Energía consumida (kW/h)}$$

$$E := \frac{E_{\text{anual}}}{365} \cdot 1,05 \quad \text{Kwh diarios}$$

$$N_{\text{paneles}} := \frac{E}{h_{p_{\text{media}}} \cdot \text{Potencia}_{\text{panel}} \cdot \text{eficiencia}} \quad \text{Horas}_{\text{pico}} = \text{si en 1 día hay 3,53Kw/h} \rightarrow 3,53 \text{ horas pico de 1Kw, potencia panel dada por el fabricante}$$

Datos tomados de las transparencias. Tema 5

End **fotovoltaico**

*****Comienzo programa principal*****

Datos población, datos de entrada

Latitud = 41 [°] *Latitud para la población*

Longitud = - 16 [°] *Longitud para la población*

hlocal = MOD [TableRun# - 1 ; 24] *Hora local en formato 24h*

$n = \text{Ceil} \left[\frac{\text{TableRun\#}}{24} \right]$ *Número de día, 1 enero, día 1*

$I_{t,h} = I_{d,h} + I_{d,h}$ *Radiación solar incidente (total) sobre una superficie horizontal MJ/m²*

$cp_a = 4180$ [J/Kg°C] *Debido a la poca variación de la temperatura, podemos considerarlo constante*

$\beta = 0,9 \cdot \text{Latitud}$ *Ángulo de inclinación, óptimo para todo el año*

$h_{p_{\text{media}}} = 3,86$ *Horas pico medias diarias*

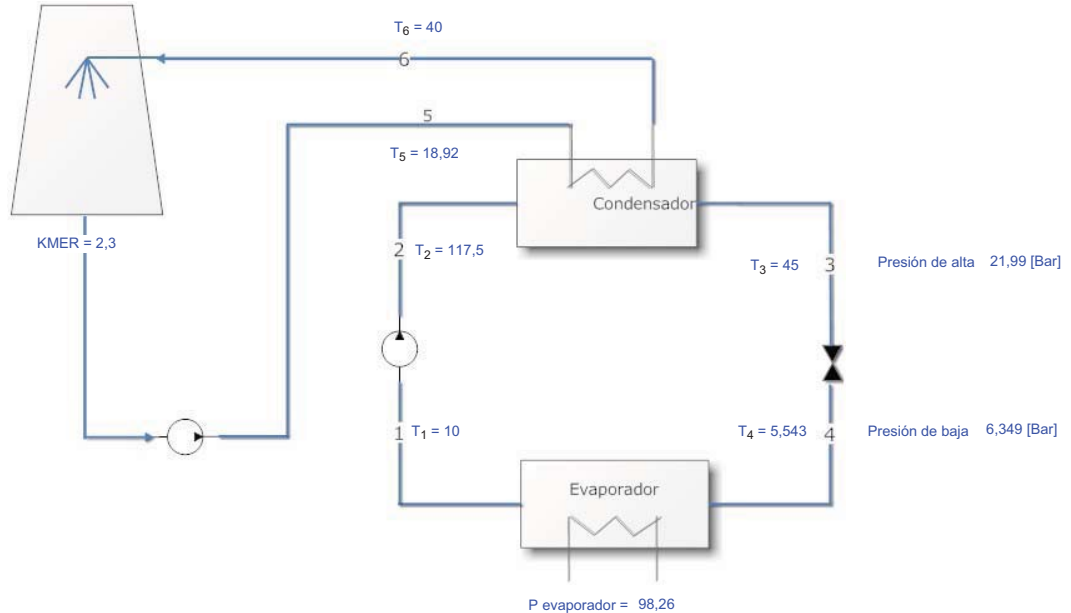
$h_{p_{\text{max}}} = 7$ *Horas pico maxima diaria*

Call **horasolar** [n ; hlocal ; Longitud : hsolar ; hsolar_{post} ; w ; w_{ant} ; w_{post}] *Llamada a procedimiento que calcula la hora y el angulo solar*

Call **intensidadextraterrestre** [n ; w ; w_{post} ; Latitud : I₀ ; declinacion] *Llamada a procedimiento que calcula la intensidad extraterrestre que llega a la Tierra*

Call **Intensidadinclinada** [Latitud ; declinacion ; w ; β ; I₀ ; I_{b,h} ; I_{d,h} ; I_{t,h} : I_T ; f ; A_i ; kt ; R_b] *Llamada a procedimiento que calcula la intensidad total que llega a una superficie inclinada*

Call **fotovoltaico** [h_{p_{media}} ; h_{p_{max}} : E ; N_{paneles}] *Llamada a procedimiento calcula el número de paneles necesarios*



Procedure **HumRel** ($T_{\text{ext;seca}}$; $T_{\text{ext;humeda}}$; $p0$; rh_1 ; rh_2)

$rh_1 := \text{RH} ['\text{AirH2O}'; T = T_{\text{ext;seca}}; B = T_{\text{ext;humeda}}; P = p0]$

If $[rh_1 < 0]$ Then

$rh_2 := 0,001$

Else

$rh_2 := rh_1$

EndIf

End **HumRel**

$T_{\text{ext;seca}} = 25$

$T_{\text{ext;humeda}} = 17$

$n_b = 0,8$ *rendimiento isoentropico de la bomba*

salida evaporador, vapor saturado

$x_1 = 1$

$T_1 = 10$

$T_{1s} = T_1 + 15$ *grado de sobrecalentamiento*

$$h_1 = h \left['R407C' ; T = T_{1s} ; P = P_1 \right]$$

$$P_1 = P \left['R407C' ; T = T_1 ; x = 1 \right]$$

$$s_1 = s \left['R407C' ; x = 1 ; P = P_1 \right]$$

entrada condensador-salida bomba

$$s_{2s} = s_1$$

$$n_b = \frac{h_1 - h_{2s}}{h_1 - h_2}$$

$$s_2 = s \left['R407C' ; h = h_2 ; P = P_2 \right]$$

$$T_2 = T \left['R407C' ; P = P_2 ; h = h_2 \right] \text{ valor del titulo, ver ayuda EES sobre } T_{sat}, T_2 = T_{sat}$$

$$W_{comp} = m_a \cdot [h_2 - h_1]$$

salida condensador

$$x_0 = 0$$

$$P_3 = P_2$$

$$T_{3,cf} = T \left['R407C' ; P = P_3 ; x = x_0 \right]$$

$$T_{3,cf} = 50$$

$$T_3 = T_{3,cf} - 5 \text{ grado de subenfriamiento del refrigerante}$$

$$h_3 = h \left['R407C' ; T = T_3 ; P = P_3 \right]$$

$$m_a \cdot [h_3 - h_2] = m_{w,cond} \cdot 4,186 \cdot [T_5 - T_6]$$

$$T_6 = 40 \text{ salida del cond, dato tomado de las condicioens de proyecto}$$

$$eps_{cond} = \frac{T_6 - T_5}{T_2 - T_5}$$

$$C_{min,cond} = m_{w,cond} \cdot 4,186$$

$$NTU_{cond} = \frac{KA_{cond}}{C_{min,cond}}$$

$$eps_{cond} = 1 - \exp \left[- NTU_{cond} \right]$$

entrada evaporador

$$P_4 = P_1$$

$$h_4 = h_3 \text{ valvula isoentalpica}$$

$$T_4 = T \left['R407C' ; P = P_4 ; h = h_4 \right]$$

$$T_7 = 13$$

$$T_8 = 7$$

$$m_a \cdot [h_1 - h_4] = m_{w,evap} \cdot 4,186 \cdot [T_7 - T_8]$$

$$\text{eps}_{\text{evap}} = \frac{T_7 - T_8}{T_7 - T_4}$$

$$\text{NTU}_{\text{evap}} = \frac{KA_{\text{evap}}}{C_{\text{min, evap}}}$$

$$C_{\text{min, evap}} = m_{\text{w, evap}} \cdot 4,186$$

$$\text{eps}_{\text{evap}} = 1 - \exp[-\text{NTU}_{\text{evap}}]$$

$$Q_{\text{cond}} = -m_a \cdot [h_3 - h_2]$$

$$P_{\text{torre}} = Q_{\text{cond}}$$

$$Q_{\text{evap}} = m_a \cdot [h_1 - h_4]$$

$$\text{COP} = 2,15 \quad \text{Dato dado por el fabricante}$$

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{evap}}}{W_{\text{comp}}}$$

$$W_{\text{comp}} = 45,7 \quad \text{kW, dato tomado del fabricante}$$

Torre de refrigeración

$$T_t = T_5$$

$$\text{Factor}_{\text{ensuciamiento}} = 1,15 \quad \text{Margen por ensuciamiento del 15 \%}$$

$$L = m_{\text{w, cond}}$$

$$\text{Potencia}_{\text{termica}} = \text{Factor}_{\text{ensuciamiento}} \cdot L \cdot 4,1866 \cdot [T_6 - T_t] \quad [\text{kW}]$$

en torre de aqui sacamos $h_{\text{air, in}}$

$$G = 0,0216 \cdot \text{Potencia}_{\text{termica}} + 0,827$$

$$X = \frac{L}{G} \quad \text{X=RELACION CAUDAL DE AGUA /CAUDAL DE AIRE, este valor de X es importante para el proceso de la torre}$$

$$r_0 = 0,75$$

$$p_0 = 1$$

$$T_0 = T_{\text{ext, seca}}$$

$$\text{Call HumRel} [T_{\text{ext, seca}} ; T_{\text{ext, humeda}} ; p_0 : rh_1 ; rh_2]$$

$$rh_{\text{est}} = \text{Min} [rh_2 ; 0,98] \quad \text{para nunca trabajar con aire saturado, me parece una gilipollez ponerlo, mas que nada porque } r_0 \text{ es dato de entrada}$$

$$T_{\text{db, air}} = T_{\text{ext, seca}}$$

$$ff = 0,9 \quad \text{coef ensuciamiento}$$

$$w_{\text{est}} = T_{\text{ext, humeda}}$$

$$h_{\text{air, in}} = h ['\text{AirH2O}'; T = T_{\text{db, air}} ; R = rh_{\text{est}} ; P = p_0]$$

$$h_{air,in} = h \left['AirH_2O' ; T = T_{wb,air} ; R = 1 ; P = p_0 \right]$$

$$h_{db} = h_{air,in} \quad db_{bulbo} \text{ seco}, wb_{bulbo} \text{ humedo}$$

$$efficiency = \frac{T_6 - T_t}{T_6 - T_{wb,air}}$$

$$h_{db} = h \left['AirH_2O' ; T = T_{db,air} ; w = x_{db} ; P = p_0 \right]$$

$$r_{air,out} = [1 - rh_{est}] \cdot ff + rh_{est}$$

$$G = m_{air}$$

$$m_{air} = \frac{m_{acq,r}}{x_{air,out} - x_{db}}$$

$$x_{air,out} = \omega \left['AirH_2O' ; T = T_{air,out} ; R = r_{air,out} ; P = p_0 \right]$$

$$h_{air,out} = h \left['AirH_2O' ; T = T_{air,out} ; w = x_{air,out} ; P = p_0 \right]$$

$$T_t - T_{wb,air} = 2$$

$$m_{w,cond} \cdot h_6 = m_{w,cond} \cdot h_{w0,1} + m_{air} \cdot [h_{air,out} - h_{air,in}]$$

$$h_6 = h \left['H_2O' ; T = T_6 \right]$$

$$h_{w0,1} = h \left['H_2O' ; T = T_t \right]$$

$$Hi_s = h \left['AirH_2O' ; T = T_6 ; P = 1 ; R = 1 \right]$$

$$M = 10$$

$$\delta T = \frac{T_6 - T_t}{M}$$

$$\frac{h_{air,out} - h_{air,in}}{M} = dH$$

$$K_0 = Hi_s - h_{air,in}$$

$$Y_j = j \quad \text{for } j = 1 \text{ to } M$$

$$T_{6,j} = T_t + Y_j \cdot \delta T \quad \text{for } j = 1 \text{ to } M$$

$$Hi_{e,j} = h \left['AirH_2O' ; T = T_{6,j} ; P = 1 ; R = 1 \right] \quad \text{for } j = 1 \text{ to } M$$

$$Entalpia_{torre,j} = h_{air,in} + Y_j \cdot dH \quad \text{for } j = 1 \text{ to } M$$

$$K_j = Hi_{e,j} - Entalpia_{torre,j} \quad \text{for } j = 1 \text{ to } M$$

En el caso en que la entalpia de salida HASal sea mayor que Hisal puede haber valores de K_j negativos que nos indica que la torre no puede funcionar en esas condiciones de operacion ---se resolveria haciendo menor el valor de X, es decir, aumentando G, pero como estas torres trabajan a velocidad de giro constante, la torre enfriaría menos, si supera los 31 °C, la máquina de absorción dejaría de funcionar por seguridad

$$Km_j = \frac{K_{j-1} + K_j}{2} \quad \text{for } j = 1 \text{ to } M$$

$$Kmer_j = \frac{\delta_T \cdot 4,1886}{Km_j} \quad \text{for } j = 1 \text{ to } M$$

$$KMER = \sum_{j=1}^M [Kmer_j]$$

Catálogos comerciales

E.1 Sistema frío por absorción

E.2 Sistema frío por compresión

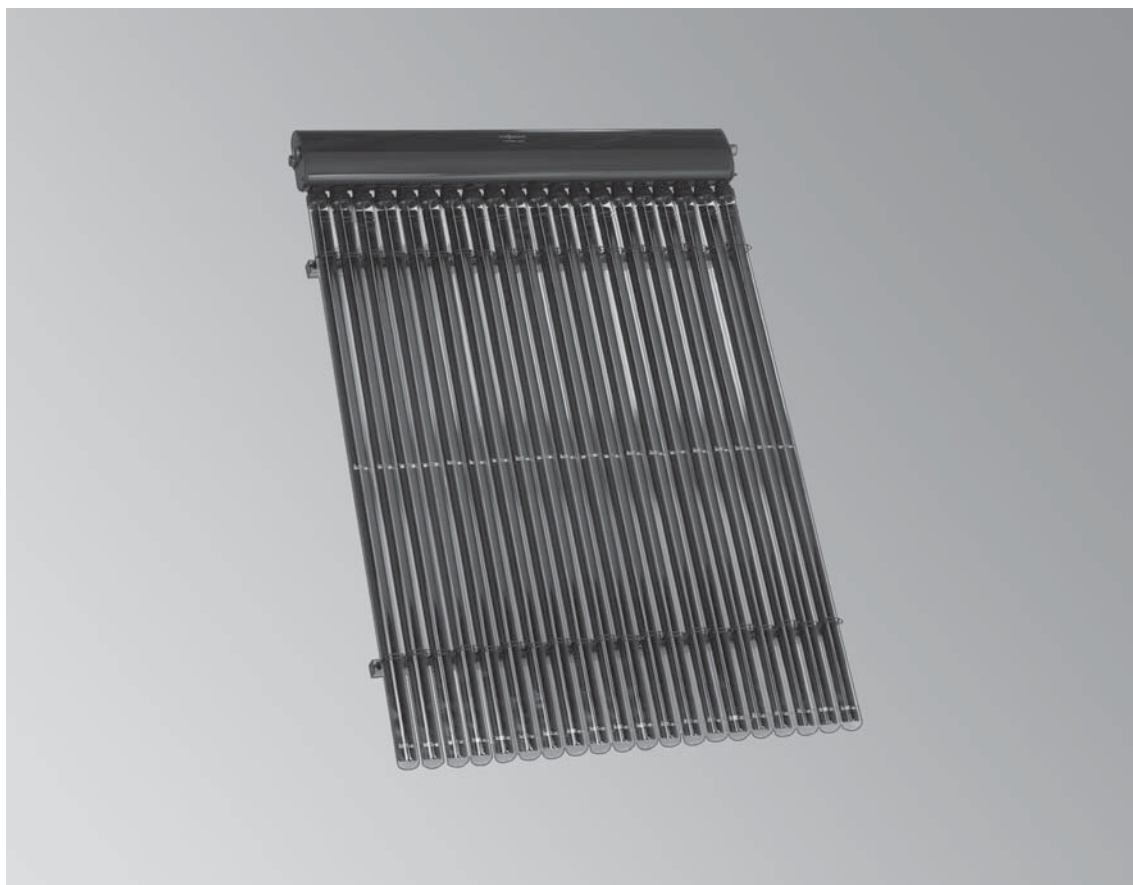
VIESSMANN

VITOSOL 300-T

Colector de tubos de vacío según el principio Heatpipe
para el aprovechamiento de la energía solar

Datos técnicos

Nº de pedido y precios: consultar Lista de precios



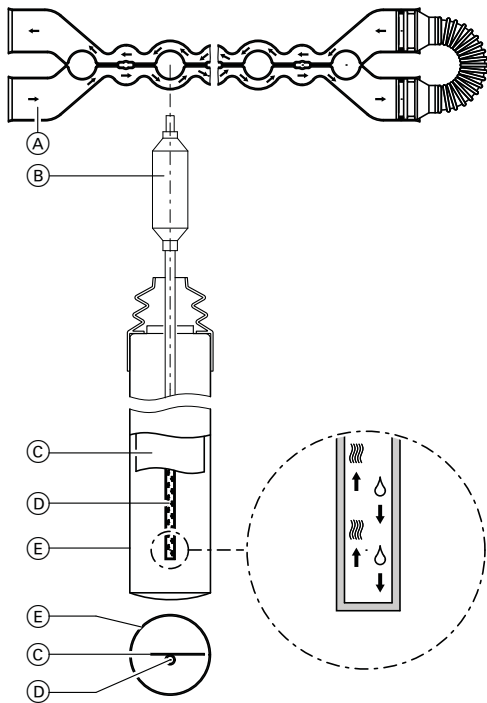
VITOSOL 300-T Modelo SP3A

Colector de tubos de vacío

Para calentamiento de A.C.S., de agua de calefacción y de piscinas mediante un intercambiador de calor y para suministro de calor a procesos industriales.

Para montaje en cubiertas inclinadas y en cubiertas planas sobre estructura de apoyo.

Descripción del producto



- (A) Intercambiador de calor de doble tubo
- (B) Condensador
- (C) Absorbedor
- (D) Tubo de calor (Heatpipe)
- (E) Tubo de vidrio al vacío

Existen las siguientes versiones de colectores de tubos de vacío Vitosol 300-T:

- 2 m² y 20 tubos
- 3 m² y 30 tubos

Los Vitosol 300-T se pueden montar en cubiertas inclinadas y en cubiertas planas sobre estructuras de apoyo.

Cada tubo de vacío incorpora un absorbedor de cobre con recubrimiento de SolTitan. Este absorbedor garantiza una elevada absorción de radiación solar y una reducida emisión de radiación térmica.

En el absorbedor se ha instalado un tubo de calor lleno de líquido de evaporación. El tubo de calor está conectado al condensador. El condensador se encuentra en el intercambiador de calor de doble tubo "Duotec".

Se trata de la llamada "unión seca" que permite girar o sustituir tubos incluso cuando la instalación esté llena y bajo presión.

El absorbedor transmite el calor al tubo de calor. De este modo, el fluido se evapora. El vapor asciende al condensador. A través del intercambiador de calor de doble tubo, en el que se encuentra el condensador, el calor se transmite al medio portador de calor; con ello, se condensa el vapor. Los condensados vuelven a bajar al tubo de calor y el proceso se repite.

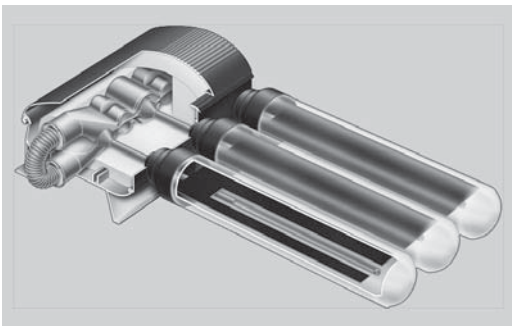
Para garantizar la recirculación del líquido de evaporación en el intercambiador de calor, el ángulo de inclinación debe ser de 25 ° como mínimo.

Las desviaciones con respecto a la dirección sur se pueden compensar girando axialmente los tubos de vacío.

Se puede montar una batería de colectores conectando hasta 15 m² de superficie de colectores. Para este fin se suministran tubos de unión flexibles termoaislantes hermetizados con juntas tóricas.

Un juego de conexión con uniones por anillos de presión permite conectar de forma sencilla la batería de colectores a las tuberías del circuito de energía solar. La sonda de temperatura del colector se monta en un alojamiento que se encuentra en la tubería de impulsión de la caja de conexiones del colector.

Ventajas

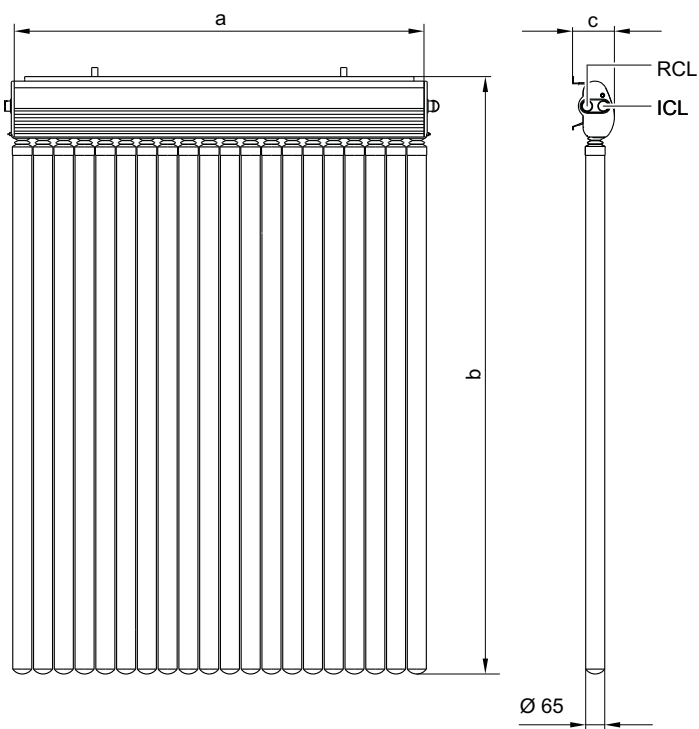


- Colector de tubos de vacío según el principio Heatpipe altamente eficaz y de gran fiabilidad.
- Superficies de absorción integradas en los tubos de vacío con recubrimiento de SolTitan y resistentes a la suciedad.
- Eficaz transmisión de calor gracias a los condensadores instalados en el interior del intercambiador de calor de doble tubo Duotec.
- Orientación óptima de los tubos giratorios hacia el sol para aprovechar al máximo la energía.
- Unión seca que permite montar o sustituir tubos incluso cuando la instalación está llena.
- El aislamiento térmico altamente eficaz de la caja de conexiones reduce al mínimo las pérdidas de calor.
- Montaje simple gracias a los sistemas de montaje y de conexión de Viessmann.

Datos técnicos

Datos técnicos

Modelo SP3A		2 m ²	3 m ²
Número de tubos		20	30
Superficie bruta ^{*1}	m ²	2,866	4,324
Superficie de absorción	m ²	2,004	3,016
Superficie de apertura ^{*2}	m ²	2,145	3,228
Dimensiones			
Anchura a	mm	1420	2129
Altura b	mm	2040	2040
Profundidad c	mm	143	143
Rendimiento óptico (área de apertura)	%	0,756	0,751
Coefficiente de pérdida de calor k ₁	W/(m ² · K)	1,28	1,24
Coefficiente de pérdida de calor k ₂	W/(m ² · K ²)	0,0063	0,0063
Rendimiento óptico	(área absorbedor) %	0,809	0,804
Coefficiente de pérdida de calor k ₁	W/(m ² · K)	1,37	1,33
Coefficiente de pérdida de calor k ₂	W/(m ² · K ²)	0,0068	0,0067
Capacidad térmica	kJ/(m ² · K)	7,9	7,8
Peso	kg	58	87
Volumen de fluido (medio portador de calor)	litros	1,13	1,65
Presión de servicio adm. ^{*3}	bar	6	6
Temperatura máx. de inactividad ^{*4}	°C	273	273
Conexión	mm Ø	22	22
Requisitos del soporte y de los anclajes		La cubierta debe soportar la fuerza del viento.	



RCL Retorno del colector

ICL Impulsión del colector

^{*1} Dato necesario a la hora de solicitar subvenciones.

^{*2} Dato decisivo para el dimensionado de la instalación.

^{*3} En los colectores de sistemas cerrados debe haber una presión mínima de 1 bar en frío.

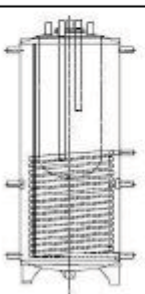
^{*4} La temperatura de inactividad es la temperatura que se alcanza en el punto más caliente del colector con una intensidad de radiación global de 1000 W si no se extrae calor alguno.

VITOSOL 300-T

VIESSMANN 3

Interacumuladores inerciales modelo PBS-Solar con acumulador integrado de agua caliente sanitaria y intercambiador de calor en serpentín de acero ST-37 / S235JRG2.

Depósito inercial fabricado en acero ST-37 / S235JRG2. Depósito integrado para agua caliente sanitaria fabricado en acero con doble capa de recubrimiento de esmalte vitrificado al vacío. Incluyen: Ánodo de magnesio, termómetro.

Descripción			Artículo
	PBS-SOLAR	Capacidad l	
		500	15400506
		825	15400826
		1000	15401006
	Aislante térmico y funda PBS-SOLAR	1500	15401506
		500	15540590
		90 mm de espuma de	15540890
		poliuretano y funda color	15541090
	gris plata libres de CFC/FCKW	1000	15541590
		1500	15541590

Datos técnicos		500	825	1000	1500
Cap. Agua caliente	l	350	625	800	1300
Cap. Agua sanitaria	l	150	200	200	200
Diámetro D	mm	820	970	1030	1180
Altura H	mm	1920	2100	2002	2209
Altura Equilibrio	mm	1971	2170	2080	2301
Peso PBS	kg	181	224	234	297
Peso PBS-Solar	kg	201	255	257	352
Superf. Intercambiador PBS-Solar	m²	1,8	2,4	3,0	3,7


Max. P. acumulador Inercial: 3 bar / Max. P. acumulador. agua caliente sanitaria: 6 bar

Max. Tª acumulador Inercial: 95°C / Max. Tª acumulador agua caliente sanitaria: 95 °C



Subministraments i Muntatges Solars S.L.
C/ Ausias March, 61 - Sabadell (08205) - Tel. 937120282 - sms@smssolar.es - www.smssolar.es



TABLA ESPECIFICACIONES UNIDADES POR AGUA CALIENTE								
			Unidad de medida	MODELOS				
				WFC-SC5	WFC-SC10	WFC-SC20	WFC-SC30	
Capacidad frigorífica			kW	17,6	35,2	70,3	105,4	
Agua refrigerada	Temperatura agua refrigerada	entrada	°C	12,5				
		salida	°C	7				
	Pérdida de carga evaporador		kPa	56,0	56,1	65,8	70,1	
	Presión estática máxima		kPa	588				
	Caudal de agua		l/s	0,77	1,53	3,06	4,58	
Volumen de agua contenido			l	8	17	46	72	
Agua de enfriamiento (torre)	Calor a disipar		kW	42,7	85,5	171,0	256,0	
	Temperatura	entrada	°C	31,0				
		salida	°C	35,0				
	Pérdida de carga absorbi/cond		kPa	41,0	85,3	45,3	46,4	
	Factor ensuciamiento		kW/h/K/m²	0,086				
	Presión estática máxima		kPa	588				
	Caudal de agua		l/s	2,55	5,1	10,2	15,3	
	Volumen de agua contenido		l	37	66	124	171	
Agua caliente aportada al generador	Potencia de calor a aportar		kW	25,1	50,2	100,4	150,6	
	Temperatura	entrada	°C	88				
		salida	°C	93				
		rango	°C	70 ~ 95				
	Pérdida de carga en generador		kPa	88,0	90,4	46,4	60,4	
	Presión estática máxima		kPa	588				
	Caudal de agua		l/s	1,2	2,4	4,8	7,2	
	Volumen de agua contenido		l	10	20,8	53,1	83,7	
	Electrificación	Potencia suministro			220V c.a. mono-50Hz	380V c.a. - III - 50Hz		
		Consumo	W	48	210	260	310	
Intensidad		A	0,23	0,43	0,92	1,25		
Control	Refrigeración			Todo - nada				
Dimensiones	Ancho	mm	594	760	1.060	1.380		
	Fondo	mm	744	970	1.300	1.545		
	Alto (incluidas placas fijación)	mm	1.736	1.920	2.030	2.065		
Peso	En vacío	kg	365	500	930	1.450		
	En carga	kg	422	604	1.156	1.801		
Acústica	Nivel sonoro		dB(A)	46	46	49	52	
Sección tubos agua	Agua refrigerada o caliente			DN-32	DN-40	DN-50		
	Agua enfriamiento (torre)			DN-40	DN-50		DN-65	
	Agua caliente generador			DN-40	DN-40	DN-50	DN-65	
Envoltorio y acabado exterior: Envoltorio de chapa galvanizada y pintada en caliente de color metalizado plata, resistente al agua e instalable tanto en el interior como en el exterior.								

Modelo TVA	Potencia térmica (*) kW	Caudal aire m³/s	N° ventil	N° y Pot. motores kW	Nivel sonoro a 5 mts. dB(A)	Dimensiones totales			Pesos			
						Largo	Ancho	Alto	con Tevafilm		con Tevaplash	
						Mm	mm	mm	Vacio Kg	carga Kg	vacio Kg	carga Kg
008	84	2.13	1	1 x 0.37	52	910	910	2000	147	347		
009	98	2.47	1	1 x 0.55	56	910	910	2000	148	348		
010	113	2.87	1	1 x 0.75	59	910	910	2000	150	350		
012	128	2.47	1	1 x 0.75	59	910	910	2000	156	356		
015	138	2.81	1	1 x 1.1	60	910	910	2000	160	360		
016	167	4.15	1	1 x 0.75	58	1220	1220	2250	190	580	215	605
019	187	4.75	1	1 x 1.1	61	1220	1220	2250	195	585	220	610
021	214	4.30	1	1 x 1.1	60	1220	1220	2250	205	595	255	645
024	241	4.90	1	1 x 1.5	63	1220	1220	2250	212	602	260	650
026	263	5.41	1	1 x 2.2	65	1220	1220	2250	215	605	265	655
032	324	8.90	1	1 x 1.5	61	1810	1510	2600	390	1120	440	1170
038	377	9.60	1	1 x 2.2	64	1810	1510	2600	395	1125	445	1175
044	438	8.87	1	1 x 2.2	66	1810	1510	2600	415	1145	510	1240
048	468	9.53	1	1 x 3	67	1810	1510	2600	430	1160	520	1250
052	516	10.64	1	1 x 4	69	1810	1510	2600	435	1165	530	1260
058	572	11.52	1	1 x 3	66	1810	2110	3050	615	2205	740	2330
062	624	12.68	1	1 x 4	67	1810	2110	3050	622	2212	745	2335
068	698	14.33	1	1 x 5.5	70	1810	2110	3050	630	2220	755	2345
078	794	14.45	1	1 x 7.5	72	1810	2110	3350	700	2290	850	2440
085	853	17.15	1	1 x 4	66	2470	2470	3940	1185	3225	1380	3420
090	931	18.86	1	1 x 5.5	68	2470	2470	3940	1200	3240	1400	3440
102	1024	20.95	1	1 x 7.5	70	2470	2470	3940	1230	3270	1430	3470
111	1113	21.27	1	1 x 7.5	71	2470	2470	3940	1250	3290	1430	3470
120	1218	22.16	1	1 x 11	73	2470	2470	3940	1305	3345	1600	3640
130	1336	27.46	1	1 x 11	74	3070	2470	3940	1460	3960	1710	4210
142	1437	27.02	1	1 x 11	74	3070	2470	3940	1485	3985	1715	4215
155	1549	28.22	1	1 x 15	75	3070	2470	3940	1555	4055	1930	4430
170	1707	34.29	2	2 x 4	69	4970	2470	3940	2295	6395	2695	6795
180	1861	37.70	2	2 x 5.5	71	4970	2470	3940	2320	6420	2725	6825
204	2048	41.89	2	2 x 7.5	73	4970	2470	3940	2385	6485	2785	6885
222	2225	42.56	2	2 x 7.5	74	4970	2470	3940	2425	6525	2785	6885
240	2435	44.32	2	2 x 11	76	4970	2470	3940	2540	6640	3125	7225
260	2672	54.90	2	2 x 11	77	6140	2470	3940	2835	7865	3340	8370
280	2874	54.02	2	2 x 11	77	6140	2470	3940	2885	7915	3340	8370
310	3097	56.45	2	2 x 15	78	6140	2470	3940	3020	8050	3775	8805
333	3338	63.83	3	3 x 7.5	74	7410	2470	3940	3595	9770	4140	10315
360	3653	66.49	3	3 x 11	76	7410	2470	3940	3750	9925	4560	10735
390	4008	82.36	3	3 x 11	77	9210	2470	3940	4210	11770	4965	12525
420	4311	81.04	3	3 x 11	78	9210	2470	3940	4290	11850	4965	12525
465	4646	84.67	3	3 x 15	78	9210	2470	3940	4490	12050	5620	13180
480	4870	88.64	4	4 x 11	78	9880	2470	3940	4905	13145	6205	14380
520	5344	109.83	4	4 x 11	79	12280	2470	3940	5495	15595	6500	16600
560	5748	108.05	4	4 x 11	79	12280	2470	3940	5600	15700	6505	16605
620	6194	112.87	4	4 x 15	80	12280	2470	3940	5865	15965	7370	17470



isofoton

- ♦ Módulos fabricados con los máximos estándares de calidad
- ♦ Células ultrafinas de alto rendimiento
- ♦ Generando energía desde 1981
- ♦ Solidez y fiabilidad
- ♦ Homologado y certificado por TÜV



Para conocer más detalles, por favor, visite isofoton.com

MÓDULOS FOTOVOLTAICOS ISF-225 / 230 / 235

Módulos solares monocristalinos



CARACTERÍSTICAS CONSTRUCTIVAS

TIPO DE CÉLULA	Silicio monocristalino, texturada, con capa antirreflexiva, tamaño 156 x 156 mm
CONTACTOS	Redundantes, múltiples, en cada célula
Nº DE CÉLULAS POR MÓDULO	60 células en serie
ESTRUCTURA	1) Vidrio templado y microestructurado de alta transmisividad 2) Células laminadas en EVA (etilen-vinil acetato) 3) Capa posterior de Tedlar / Poliéster de varias capas
MARCO	Aluminio anodizado
TOMA DE TIERRA	Sí
TALADRO ANTIRROBO	Sí
INTERCONEXIÓN	PCB
CAJAS DE CONEXIÓN	1 caja IP 65 con diodos de bypass
CABLES	1 m (+); 1 m (-); 4 mm ² Multicontact MC4 o compatibles

VALORES CARACTERÍSTICOS PARA LA INTEGRACIÓN DEL SISTEMA

TENSIÓN MÁXIMA PERMISIBLE EN SISTEMA	1.000 V
SOBRECARGA EN CORRIENTE INVERSA	2 h de sobrecarga al 135% del valor máximo de protección
MÁXIMA CARGA FÍSICA ADMISIBLE	5.400 Pa
CONDICIONES DE OPERACIÓN	-40 °C a 85 °C
RESISTENCIA AL IMPACTO	Granizo de 25 mm, desde 1 m de distancia a 23 m/s

CARACTERÍSTICAS GENERALES

DIMENSIONES	1.667 x 994 x 45 mm
PESO	19 kg
CONDICIONES DE EMBALAJE	20 módulos por palet
TAMAÑO CAJA EMBALAJE	1.725 x 1.055 x 1.245 mm (materiales reciclables)



Edición Junio '10

Technical drawing of a door assembly showing front and side views with dimensions.

Front View Dimensions:

- Top edge: 19 ± 1
- Top edge: 200 ± 5
- Left edge: 68 ± 2
- Bottom edge: 68 ± 2
- Bottom edge: 200 ± 5
- Bottom edge: 45 ± 2
- Width: 904 ± 5
- Height: 1607 ± 5

Side View Dimensions:

- Top edge: 953 ± 5
- Left edge: 87 ± 1
- Left edge: 84 ± 1
- Left edge: 87 ± 1
- Right edge: 902 ± 5

INVERSOR AUTÓNOMO ISOVERTER 3000

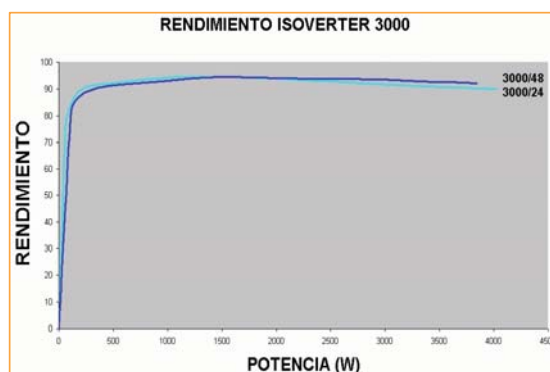
CARACTERÍSTICAS FÍSICAS Y MECÁNICAS

	ISOVERTER 3000 / 24	ISOVERTER 3000 / 48
LARGO	470 mm	
ANCHO	235 mm	
PROFUNDO	125 mm	
PESO	9 Kg	
CONDICIONES DE EMBALAJE	1 inversor por caja	
TAMAÑO DEL EMBALAJE	600 x 350 x 255 mm	



ALARMAS Y PROTECCIONES

ALARMAS LOCALES MEDIANTE LCD, LEDs Y SEÑAL ACÚSTICA	Alta y baja tensión de batería, sobrecarga y cortocircuito, sobretemperatura, inversión de polaridad
PROTECCIÓN CONTRA POLARIDAD INVERSA	Sí, mediante diodo inteligente de bajas pérdidas
PROTECCIÓN CONTRA SOBRECARGA	Sí, temporizada en función de la potencia demandada
PROTECCIÓN CONTRA CORTOCIRCUITO	Sí, temporizada (10 segundos)
PROTECCIÓN CONTRA SOBRETEMPERATURA	Sí
PROTECCIÓN CONTRA ALTA / BAJA TENSIÓN DE BATERÍA	Sí





CARACTERÍSTICAS ELÉCTRICAS

	ISOVERTER 3000 / 24	ISOVERTER 3000 / 48
FORMA DE ONDA DE SALIDA	Senoidal pura	
TENSIÓN NOMINAL DE ENTRADA	24 V	48 V
RANGO DE TENSIÓN DE ENTRADA	21 - 32 V	40 - 62 V
POTENCIA NOMINAL DE SALIDA	3000 W	
TENSIÓN NOMINAL DE SALIDA	230 ó 120 V AC	
VARIACIÓN DE LA TENSIÓN DE SALIDA	$\leq 5 \%$	
FRECUENCIA NOMINAL	50 / 60 Hz selectable por menú	
VARIACIÓN DE LA FRECUENCIA	$\leq 1 \%$	
RENDIMIENTO CON CARGA	Aproximadamente 92 %	
DISTORSIÓN ARMÓNICA CON CARGA RESISTIVA	$\leq 2 \%$	
FUNCIONAMIENTO EN STAND-BY	Detección ajustable (cargas ≥ 11 W)	
POTENCIA PICO ADMISIBLE	3600 W (10 min.); 4000 W (60 seg.); 6000 W (3 seg.)	
AUTOCONSUMO	< 4 W	



CARACTERÍSTICAS CONSTRUCTIVAS

PARÁMETROS EN LCD ALFANUMÉRICO	Tensión de batería, tensión de salida, potencia instantánea consumida, temperatura, etc.
TROPICALIZACIÓN DE LOS CIRCUITOS	Sí
RANGO DE TEMPERATURA DE FUNCIONAMIENTO	0 - 50° C a plena carga
REARME DESCONEXIÓN SOBRETENPERATURA Y TENSIÓN ALTA / BAJA	Automático
REARME DESCONEXIÓN CORTOCIRCUITO / SOBRECARGA	Reset manual
VENTILACIÓN	Sí, controlada por temperatura
CAJA	Aluminio
PINTURA	Epoxi al horno
GRADO DE ESTANQUEIDAD	Ip 20



OBSERVACIONES

- Todas las especificaciones están sujetas a cambio sin previo aviso. Para conocer más detalles, por favor, visite www.isofoon.com



Unidades rooftop sólo frío

PRO-DIALOG ^{Plus}



La Compañía participa en el Programa de Certificación EUROVENT. Los productos se corresponden con los relacionados en el Directorio EUROVENT de productos certificados.



50AZ

Capacidad frigorífica nominal 43,0-116,1 kW

Las unidades rooftop compactas 50AZ están especialmente diseñadas para su instalación en el exterior. Estas unidades son autónomas y pueden ser instaladas en aplicaciones comerciales e industriales.

Características

- El refrigerante R-407C ofrece una solución económica a los problemas de protección del medio ambiente. Los componentes de estas unidades están diseñados para este nuevo refrigerante y las unidades han sido sometidas en los laboratorios a las pruebas necesarias para asegurar su perfecto funcionamiento.
- El mueble está fabricado de chapa de acero galvanizado, pintado con pintura de poliéster en polvo secada, especialmente adecuada para instalar en el exterior.
- Reducido volumen y peso apropiado para edificios modernos con estructura ligera.
- Los modelos 016, 024 y 028 incorporan compresores Scroll, los otros modelos montan compresores herméticos alternativos diseñados para refrigerante R-407C incluyendo protector térmico contra sobreintensidades y temperaturas elevadas.
- Los compresores van montados sobre amortiguadores para evitar vibraciones.
- Los calentadores del cárter son de serie (50AZ 034 y 040).
- Los ventiladores interiores son centrífugos de doble oído con álabes curvados.
- El revolucionario ventilador de bajo nivel de ruido de dos velocidades Flying Bird II se fabrica de material compuesto reciclable y responde a un diseño de aspas múltiples y anillo giratorio como el que se utiliza en la industria aeronáutica. Es excepcionalmente silencioso y no genera el ruido de baja frecuencia. A carga parcial y a temperaturas exteriores bajas, el ventilador conmuta automáticamente a baja velocidad.
- Los intercambiadores están contruidos con tubos de cobre de alta calidad expandidos en aletas corrugadas de aluminio pretratado que ofrecen un alto nivel de protección contra la corrosión y la radiación UV.
- El circuito refrigerante utiliza tubos de cobre desoxidado y deshidratado con válvulas de acceso tipo obús. Incluye una carga completa de refrigerante, válvulas de expansión y el resto de elementos necesarios para el funcionamiento de la unidad.
- Las unidades están contempletamente cableadas de acuerdo con la normativa EN incorporan magnetotérmicos e interruptor general.
- Todas las tuberías y componentes de refrigeración van soldados, salvo los compresores, que se conectan mediante tomas rotalock. Los sensores de presión se montan directamente en las tuberías.
- Las conexiones eléctricas se han simplificado y el equipo estándar incluye un interruptor principal y un solo punto de entrada de la alimentación eléctrica trifásica sin neutro para toda la unidad.

Control Pro-Dialog Plus

- El control Pro-Dialog Plus es un avanzado sistema de control numérico que combina una compleja inteligencia con una gran sencillez de manejo. El control Pro-Dialog Plus vigila constantemente todos los parámetros de la máquina y gestiona con precisión el funcionamiento de los compresores y ventiladores para conseguir una eficiencia energética óptima.

Un potente sistema de control

- El control Pro-Dialog Plus se adapta automáticamente y garantiza la protección total de los compresores. El sistema comprueba permanentemente los parámetros de funcionamiento y responde para evitar un número de ciclos excesivo, manteniendo el intervalo idóneo de funcionamiento de cada compresor (temperaturas y presiones fuera de los límites admisibles, etc.). Aplicando correcciones antes de que se produzca ningún fallo, el control de adaptación automática impide con frecuencia una parada debida a una condición de fallo.
- Para optimizar el consumo de energía, el Pro-Dialog Plus reajusta el punto de consigna de la temperatura del espacio de acuerdo con la temperatura del aire exterior o utiliza un segundo punto de consigna (por ejemplo, para ocupación/desocupación).
- El control Pro-Dialog Plus permite la comunicación a través de JBus y LonWorks si se proporciona el hardware necesario.

Sistema de control claro y fácil de usar

- El interface del operador es claro y fácil de usar: varios LED y dos pantallas numéricas permiten la verificación inmediata de todos los datos de funcionamiento de la unidad.
- Botones convenientemente situados en un esquema sinóptico de la unidad sólo frío permiten la visualización inmediata de los parámetros de funcionamiento: temperaturas, presiones, punto de consigna, tiempos de funcionamiento de los compresores, etc.
- 10 menús ofrecen acceso directo a todos los controles de la máquina, incluido un registro de posibles fallos, para realizar rápida y completamente el diagnóstico de los fallos de la unidad.

Mayores posibilidades de comunicaciones

- El control Pro-Dialog Plus permite el control remoto. Unos contactos sin tensión permiten regular lo siguiente: puesta en marcha/parada, límite de demanda de potencia o selección de un segundo punto de consigna. El sistema permite la señalización remota de cualquier posible anomalía en cualquiera de los circuitos de refrigerante.
- El control Pro-Dialog Plus permite la programación de las operaciones siguientes:
 - puesta en marcha/parada
 - funcionamiento en el segundo punto de consigna (por ejemplo, para habitación desocupada)
 - funcionamiento de la unidad con el ventilador a baja velocidad para reducir el nivel de ruido
 - puerto serie RS 485 para control remoto de hasta seis unidades en un grupo maestro-esclavo a través del bus de comunicaciones.

Opcionales y accesorios

	Opción	Accesorio
Economizador - entálpico	x	
Economizador - termostático	x	
Campana del economizador con panel deslizante	x	x
Regulador manual del aire exterior	x	x
Calentador del cárter	x	
Resistencia eléctrica	x	
Batería de agua caliente con válvula proporcional	x	
Accesorio descarga frontal		x
Accesorio descarga vertical		x
Accesorio descarga vertical con ventilación de aire (normativa francesa ERP)		x
Accesorio ajustable longitudinal de descarga vertical		x
Accesorio ajustable transversal de descarga vertical		x
Ventilador de retorno del aire		x
Ventilador de retorno de aire con actuador de compuerta		x
Compuerta de sobrepresión	x	
Salida barométrica	x	
Alarma de filtro sucio	x	
Filtros de 50 mm de espesor, eficiencia G4, clase de reacción al fuego M1	x	
Filtros de 50 mm de espesor, eficiencia F6, clase de reacción al fuego M1	x	
Filtros de 50 mm de espesor, eficiencia F7, clase de reacción al fuego M1	x	
Filtros de 50 mm de espesor, eficiencia G4 + F6, clase de reacción al fuego M1	x	
Filtros de 50 mm de espesor, eficiencia G4 + F7, clase de reacción al fuego M1	x	
Filtros de 50 mm de espesor, eficiencia F6 + F7, clase de reacción al fuego M1	x	
Transmisión de alta presión estática - HS1	x	
Transmisión de alta presión estática - HS2	x	
Transmisión de alta presión estática - HS3	x	
Termostato de incendio	x	
Detector de humos	x	
Detector de humos con DAD (normativa francesa ERP)	x	
Detector de caudal del aire	x	
Bandeja de drenaje de acero inoxidable	x	
Baterías con capa blue-fin	x	
Sensor complementario de temperatura del espacio		x
IAQ - sensor de calidad del aire interior CO ₂		x
Controlador Room-mate		x
Terminal de contacto libre	x	
Interface de usuario Pro-Dialog+	x	
Gateway de comunicaciones JBus	x	x
Gateway de comunicaciones LonWorks	x	x
Termostato programable - TSTAT		x
Termostato no programable - TSTAT		x

Filtro y filtro previo de dos etapas opcional



Datos físicos

50AZ		016	020	024	028	034	040
Capacidad frigorífica nominal*	kW	43	54,1	70	78,1	99,5	116,1
Peso en funcionamiento	kg	745	920	1060	1070	1545	1595
Carga de refrigerante		R-407C					
Circuito A	kg	11,6	6,2	9,4	9,4	14,6	18,0
Circuito B	kg	-	7,1	9,9	9,9	14,6	18,0
Compresor		Scroll	Hermético	Scroll	Scroll	Hermético	Hermético
Cantidad, circuito A		1	1	1	1	1	1
Cantidad, circuito B		-	1	1	1	1	1
Carga de aceite (cada uno)	l	6,6	4	4	6,6	7,6	7,6
Tipo de control		Pro-Dialog Plus					
Batería evaporadora		Tubos de cobre, aletas de aluminio					
Superficie frontal	m²	1,71	1,71	1,71	1,71	2,56	2,56
Filas ... separación entre aletas	mm	3 ... 1,7	3 ... 1,81	4 ... 1,7	4 ... 1,7	3 ... 1,7	4 ... 1,7
Batería condensadora		Tubos de cobre, aletas de aluminio					
Superficie frontal	m²	2,05	1,93	2,78	2,78	5,20	5,20
Filas ... separación entre aletas	mm	3 ... 1,7	4 ... 1,7	4 ... 1,7	4 ... 1,7	3 ... 1,81	4 ... 1,81
Ventilador interior		Uno, centrífugo					
Caudal de aire	l/s	2528	3444	3472	3944	5550	5550
Velocidad	r/s	15,25	18,28	18,77	18,77	13,62	14,30
Consumo nominal	kW	2,2	4	5,5	5,5	7,5	7,5
Presión estática nominal (batería seca/húmeda)	Pa	146	159	149	149	146	165
Ventilador exterior		Ventiladores axiales Flying Bird II con anillo exterior					
Cantidad		1	2	2	2	2	2
Caudal de aire	l/s	6100	6600	10600	10600	13000	12500
Velocidad (baja/alta velocidad)	r/s	15,6/7,8	11,5/5,8	15,6/7,8	15,6/7,8	15,6/7,8	15,6/7,8
Consumo nominal (cada uno)	kW	1,8	0,75	1,8	1,8	1,8	1,8
Filtro de aire		G4					
Cantidad		6	6	6	6	9	9
Anchura x altura	mm	595 x 495	595 x 495	595 x 495	595 x 495	595 x 495	595 x 495
Espesor	mm	50	50	50	50	50	50

* Condiciones nominales Eurovent: temperatura de aire exterior de 35°C y una temperatura húmeda de aire interior de 19°C.

Datos eléctricos

50AZ***		016	020	024	028	034	040
Tensión de funcionamiento	V-f-Hz	400-3-50					
Rango de voltaje	V						
Mín.		360	360	360	360	360	360
Máx.		440	440	440	440	440	440
Consumo nominal*	kW	17,49	27,08	31,85	37,11	45,70	54,10
Consumo efectivo*	kW	16,14	25,16	29,85	34,74	42,37	50,81
Corriente nominal*	A	36,30	49,33	56,23	72,47	79,70	92,80
Corriente efectiva*	A	33,50	45,84	52,70	67,85	73,90	87,15
Consumo máximo**	kW	20,63	30,07	37,56	44,39	50,75	60,10
Corriente máxima**	A	42,78	54,75	66,29	86,68	88,50	103,10
Cortocircuito	A	182	133	184,3	216	315	340

* Condiciones nominales Eurovent: temperatura de aire exterior de 35°C y una temperatura húmeda de aire interior de 19°C.

** Datos basados en un funcionamiento con temperatura de aire exterior de 46°C.

*** Unidad estándar (sin accesorios ni opciones)

Notas sobre los datos eléctricos:

- Las unidades 50AZ tienen un solo punto de acometida eléctrica situado en el interruptor principal
- La caja de control incluye de serie los siguientes elementos:
 - un seccionador principal, dispositivos de arranque y protección de cada uno de los compresores, de los ventiladores y opción de calentador eléctrico
 - los dispositivos de control
- Conexiones en la obra:**
Todas las conexiones al sistema y a las instalaciones eléctricas deben satisfacer todos los códigos vigentes.
- Las unidades 50AZ Carrier están diseñadas y construidas para asegurar conformidad con los códigos locales. Las recomendaciones de las normas europeas EN 60204-1 (seguridad del aparato - componentes eléctricos del aparato - parte 1: normas generales - corresponde a IEC 60204-1) se tienen específicamente en cuenta, cuando se diseña el equipo eléctrico.

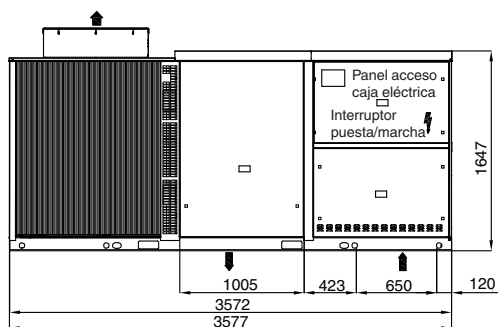
NOTAS:

- Generalmente las recomendaciones de la norma IEC 60364 se aceptan como conformidad con los requerimientos de las Directivas de instalación. La conformidad con la norma EN 60204 es la mejor forma de asegurar la conformidad con las Directivas sobre Aparatos y 1.5.1.
- El anexo B de la norma EN 60204-1 describe las características eléctricas usadas para el funcionamiento de los aparatos.

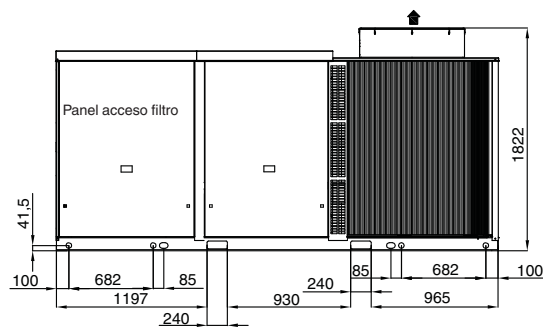
- El ambiente de funcionamiento se especifica a continuación:
 - Ambiente - Ambiente clasificado en IEC 60721 (corresponde a IEC 60721):
 - instalación exterior (IP 24)
 - temperatura ambiente: -10°C hasta +46°C
 - altitud: ≤ 2000 m
 - Competencia del personal, clase BA4 (personal especializado - IEC 60364)
- Variación de la frecuencia de la alimentación eléctrica: ± 2 Hz.
- El conductor neutro (N) no se debe conectar directamente a la máquina. Si es necesario, se deberá utilizar un transformador.
- La unidad no incluye protección contra sobrecorriente en los conductores de alimentación.
- Los seccionadores/interruptores instalados en fábrica son de un tipo adecuado para la interrupción de la alimentación eléctrica según la norma EN 60947.
- Las unidades están diseñadas para conexión a redes TN (IEC 60364). Para redes T1, la conexión de tierra no debe hacerse a la tierra de la red. Preparar una toma de tierra local y consultar a una organización local competente para realizar la instalación eléctrica.

NOTA: Si los aspectos particulares de una instalación específica no están de acuerdo con las condiciones descritas anteriormente, o si existen otras condiciones que deberían considerarse, deben ponerse siempre en contacto con Carrier.

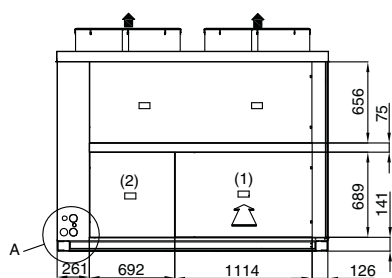
50AZ 034-040



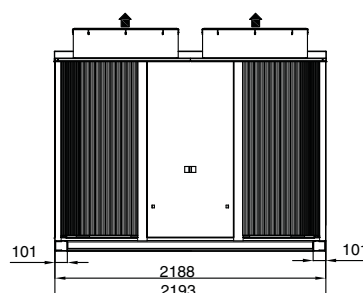
Lateral derecho



Lateral izquierdo

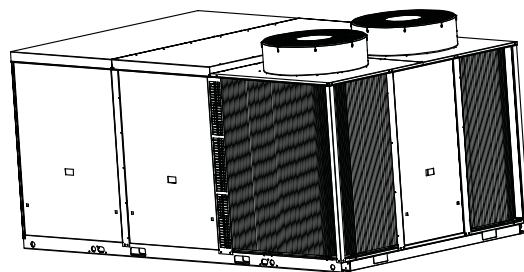
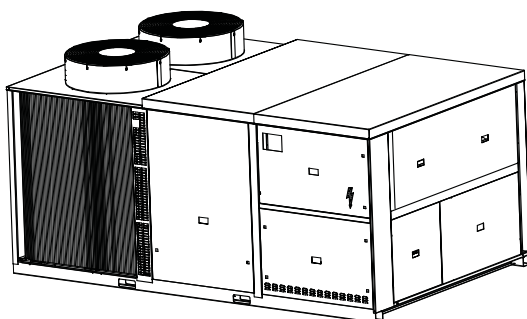
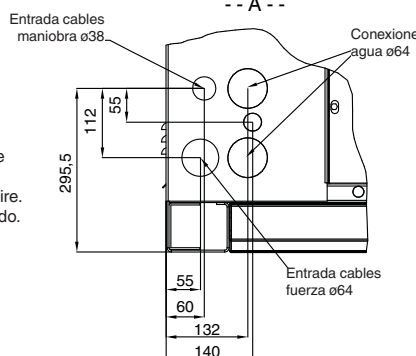


Vista posterior



Vista frontal

- (1) Conexión opcional de conducto de retorno del aire
- (2) Conexión opcional de escape forzado
- (1) + (2) Conexión alternativa de conducto de retorno del aire. En este caso no se usa la opción de escape forzado.



Para el diseño de instalaciones utilizar los dibujos actualizados disponibles en la oficina local de Carrier.

Anexo F

Resultados programas de cálculo

