



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Grado

Instalación de energía solar con máquina
de absorción para la refrigeración de un
centro comercial

Solar energy system with absorption chiller used
to cool a shopping centre

Autor

Daniel Gil Pérez

Directores

Miguel Ángel Lozano Serrano
Luis María Serra de Renobales

Área de Máquinas y Motores Térmicos
Departamento de Ingeniería Mecánica

Escuela de Ingeniería y Arquitectura de Zaragoza
2020

RESUMEN

En la actualidad, el cambio climático y su impacto medioambiental es uno de los problemas que más preocupan a la humanidad. Los sistemas de producción energética futuros, en su gran mayoría basados en fuentes no renovables, deben adaptarse a un mundo que se enfrenta a grandes desafíos ambientales y avanza tecnológicamente buscando nuevas formas de producción energética que permitan un desarrollo sostenible de la humanidad.

En consecuencia, el desarrollo de sistemas energéticos que hagan uso de estas energías renovables constituye una de las actuales líneas de investigación en el campo de la ingeniería mundial. Un punto fuerte de España frente a otros países de la Unión Europea con respecto a los recursos energéticos renovables es la mayor disponibilidad de horas de sol y, por ende, de energía solar.

A pesar de poseer un gran potencial para la producción energética mediante energía solar, son escasas las instalaciones de las que se dispone en la actualidad en nuestro país. Esta es la razón por la que se ha decidido enfocar el proyecto en aplicaciones que hacen uso esta fuente de energía.

Concretamente, en este Trabajo de Fin de Grado se pretende dimensionar un sistema de refrigeración para un centro comercial en el que un campo solar de concentración de alta potencia suministra calor a una máquina de refrigeración por absorción para satisfacer la demanda de frío. En ausencia de recursos energéticos suficientes procedentes del campo solar, se ha incluido una caldera auxiliar de biomasa para suministrar calor a la máquina de absorción. Asimismo, se hará uso de un sistema auxiliar de refrigeración mecánica en caso de que la máquina de absorción no sea capaz de suministrar por sí misma el frío requerido.

Durante el desarrollo del trabajo se definirán los parámetros que caracterizan al sistema y se analizará su variación mediante sucesivas simulaciones con el programa GREENIUS, software desarrollado por el DLR (Centro Aeroespacial Alemán), hasta obtener una instalación que cumpla las especificaciones técnicas y limitaciones impuestas.

ABSTRACT

Today, climate change and its environmental impact is one of the most worrying problems for humanity. Future energy production systems, mostly based on non-renewable sources, should be adapted to this world situation that faces great environmental challenges and advances in technological terms looking for new forms of energy production that allow a sustainable development of humanity.

Consequently, the development of energy systems that make use of these renewable energies constitutes one of the current lines of research in the field of global engineering. A strong point of Spain compared to other countries of the European Union regarding renewable energy resources, is the greater availability of hours of sunshine and, therefore, of solar energy.

Despite having a great potential for energy production through solar energy, there are few facilities currently available in our country. This is the reason why it has been decided to focus the project on applications that make use of this energy source.

Specifically, in this Final Degree Project, it is intended to size a refrigeration system for a shopping center in which a concentration solar field supplies heat to an absorption cooling chiller to meet the demand for cold. In the absence of enough heat from the solar field, an auxiliary biomass boiler has been included to supply the absorption chiller. Likewise, an auxiliary mechanical chiller will be used in case the absorption chiller is not capable of supplying the required cold itself.

During the development of the work, the parameters that characterize the system will be defined and its variation will be analyzed through successive simulations with the GREENIUS program, software developed by the DLR (German Aerospace Center), until obtaining an installation that meets the technical specifications and limitations imposed.

INDICE

1.	Introducción	1
1.1	Contexto	1
1.2	Propósito	3
1.3	Descripción general de la instalación.....	3
1.3.1	Máquina de refrigeración por absorción	4
1.3.2	Sistema solar.....	4
1.3.3	Caldera auxiliar de biomasa	6
1.3.4	Equipo auxiliar de refrigeración mecánica	6
1.4	Alcance	7
1.5	Estructura	8
2.	Metodología.....	9
2.1	Línea de trabajo	9
2.2	Software	9
2.2.1	GREENIUS	9
2.2.2	METEONORM	10
2.3	Modelo matemático.....	10
2.3.1	Flujos de energía de la instalación.....	10
2.3.1.1	Campo solar	12
2.3.1.2	Caldera de biomasa.....	13
2.3.1.3	Refrigeración mecánica	14
2.3.2	Comprobación de restricciones de diseño	14
3.	Estudio técnico	16
3.1	Condiciones generales y de localización	16
3.1.1	Localización	16
3.1.2	Datos meteorológicos	16
3.1.2.1	Radiación	16
3.1.2.2	Velocidad del viento.....	17
3.1.2.3	Temperatura	17
3.1.3	Demanda	18
3.1.4	Estrategia de operación	20
3.2	Tecnología	20

3.2.1	Máquina de refrigeración.....	21
3.2.2	Equipo de acumulación y campo de colectores	23
3.2.2.1	Selección del modelo de colector	23
3.2.2.2	Dimensiones del campo solar	24
3.2.2.3	Temperaturas de trabajo del campo solar	25
3.2.2.4	Diámetro de los tubos del campo solar.....	26
3.2.2.5	Dimensiones del equipo de almacenamiento	27
3.2.3	Caldera auxiliar de biomasa	28
3.3	Resultados	29
3.3.1	Exposición de los resultados.....	29
3.3.2	Análisis de los resultados	31
4.	Estudio económico, ambiental y ahorro energético	36
4.1	Estudio económico.....	36
4.1.1	Fase de construcción.....	36
4.1.2	Fase de operación.....	38
4.2	Consumo de energía primaria	39
4.3	Estudio ambiental	39
4.4	Análisis de resultados.....	40
4.4.1	Comparación con una instalación convencional	40
4.4.2	Coste unitario del frío	41
4.4.3	Estudio de posibles ayudas económicas	44
5.	Conclusiones generales	46
6.	Referencias.....	48
7.	Anexos	49
	Anexo 1: Demanda del centro comercial.....	50
	Anexo 2: Datos climatológicos de Madrid	54
	Anexo 3: Colector solar de concentración	62
	Anexo 4: Enfriadora por absorción de doble efecto.....	66
	Anexo 5: Enfriadora mecánica EQSA 21105.....	72
	Anexo 6: Estudio técnico mediante GREENIUS.....	73

INDICE DE FIGURAS

Figura 1 - Lista de instalaciones en España con tecnologías de concentración para climatización	2
Figura 2 - Esquema representativo de los componentes de la instalación	4
Figura 3 - Sistema de producción de calor de la máquina de absorción	6
Figura 4 - Esquema de la instalación con las variables predefinidas de los flujos de energía.....	11
Figura 5 - Variación anual de la radiación normal directa (DNI) y radiación global horizontal (GHI).....	17
Figura 6 - Variación anual de la temperatura promedio mensual (en °C)	18
Figura 7 - Variación de la demanda horaria de frío del centro comercial en días laborables.....	19
Figura 8 - Variación de la demanda horaria de frío del centro comercial en días festivos	19
Figura 9 - Demanda anual cubierta con la máquina de absorción en función de la capacidad de su capacidad (en kW)	21
Figura 10 - Condiciones de trabajo de la enfriadora BROAD BYS 200	22
Figura 11 - Variación del COP de máquina y de su capacidad de refrigeración	23
Figura 12 - Datos relevantes del modelo "ET 2 with Schott HCE"	24
Figura 13 - Disposición del campo solar propuesto	25
Figura 14 - Curva característica de pérdidas del acumulador	27
Figura 15 - Flujos de energía anuales (en MWh) de la instalación propuesta	29
Figura 16 - Descomposición de la demanda de frío según la máquina frigorífica.....	34
Figura 17 - Descomposición del calor aportado a la máquina de absorción.....	35
Figura 18 - Descomposición de la demanda de frío según las fuentes de energía utilizadas	35
Figura 19 - Porcentajes de distribución de los costes semestrales de construcción	36

INDICE DE TABLAS

Tabla 1 - Definición de los principales flujos de energía de la instalación	11
Tabla 2 - Instantes en los que se supera el valor límite de velocidad del viento	17
Tabla 3 - Distribución anual de la demanda de frío	19
Tabla 4 - Demanda anual de frío cubierta con la máquina de absorción en función de su capacidad	22
Tabla 5 - Colectores cilíndrico-parabólicos disponibles en el catálogo GREENIUS.....	23
Tabla 6 - Resultados de la simulación con una caldera auxiliar de 410 kW de potencia	28
Tabla 7 - Valores mensuales de los flujos energéticos.....	30
Tabla 8 - Variación mensual de los parámetros limitantes	30
Tabla 9 - Otras variables de interés para el estudio técnico de la instalación	31
Tabla 10 - Eficiencia de los colectores	31
Tabla 11 - Resultados anuales de las pérdidas del sistema solar	32
Tabla 12 - Consumo anual de electricidad de los equipos de producción de frío renovable.	34
Tabla 13 - Costes de inversión de la instalación	37
Tabla 14 - Distribución semestral de los costes de inversión.....	38
Tabla 15 - Costes anuales de operación y mantenimiento de la instalación	38
Tabla 16 - Coste energético anual de la instalación	38
Tabla 17 - Consumo de energía primaria	39
Tabla 18 - Emisiones de CO ₂ de la instalación	39
Tabla 19 - Costes económicos, ambientales y energéticos de una instalación convencional	40
Tabla 20 - Descomposición de costes del consumo eléctrico.	42
Tabla 21 - Descomposición de costes de inversión, O&M y de energías de los equipos de la instalación.	43
Tabla 22 - Descomposición de costes de inversión, O&M y energías de una instalación convencional.....	43
Tabla 23 - Variación de costes entre la instalación convencional y la propuesta.	44
Tabla 24 - Parámetros económicos de relevancia	44
Tabla 25 - Análisis de sensibilidad del VAN tras la venta de derechos de emisión.	45

NOMENCLATURA

LETRAS LATINAS

$A_{\text{campo solar}}$	Área del campo solar (m^2)
A_{col}	Área del colector de concentración (m^2)
a_n	Parámetros angulares característicos del modelo de colector
b_m	Parámetros térmicos característicos del modelo de colector
c	Velocidad límite de circulación del aceite térmico en el tubo absorbedor (m/s)
$C_{\text{bio},i}$	Coste unitario de la energía de biomasa del equipo i (€/MWh)
$C_{\text{el},i}$	Coste unitario de la electricidad del equipo i (€/MWh)
$C_{\text{inv},i}$	Coste unitario de la inversión del equipo i (€/MWh)
$C_{\text{O\&M},i}$	Coste unitario de operación y mantenimiento del equipo i (€/MWh)
COP_{abs}	Coficiente de operación de la máquina de refrigeración por absorción
COP_{mec}	Coficiente de operación de la máquina de refrigeración mecánica
$\text{CU}_{\text{calor bio}}$	Coste unitario del calor de biomasa (€/MWh)
$\text{CU}_{\text{calor solar}}$	Coste unitario del calor solar (€/MWh)
$\text{CU}_{\text{frío mec}}$	Coste unitario del frío mecánico (€/MWh)
$\text{CU}_{\text{frío renov}}$	Coste unitario del frío renovable (€/MWh)
$\text{CU}_{\text{frío total}}$	Coste unitario del frío producido por la instalación propuesta (€/MWh)
$\text{CU}'_{\text{frío total}}$	Coste unitario del frío producido por una instalación convencional (€/MWh)
D	Diámetro del tubo de alimentación del colector (m)
D'	Diámetro de la tubería principal del campo solar (m)
DNI	Radiación normal directa (W/m^2)
DNI_{nom}	Radiación normal directa nominal del colector (W/m^2)
dQ_{acum}	Flujo de entrada / salida de calor en el acumulador (MWh)
E_{aux}	Energía eléctrica auxiliar consumida por los equipos que intervienen en la producción de frío renovable (MWh)
E_{bio}	Energía de biomasa introducida en la caldera auxiliar (MWh)
$E_{\text{elec,mec}}$	Energía eléctrica consumida por el equipo de refrigeración mecánica (MWh)
F_{amort}	Factor de amortización
F_{bio}	Fracción de biomasa anual de la instalación (%)
$F_{\text{bio abs}}$	Fracción de calor de biomasa anual en la máquina de absorción (%)
Frío biomasa	Frío producido por la caldera de biomasa (MWh)
Frío demanda	Frío demandado para la climatización del centro comercial (MWh)
Frío mec	Frío auxiliar producido por refrigeración mecánica (MWh)
Frío renov	Frío producido por la máquina de absorción (MWh)
Frío solar	Frío producido por el sistema solar (MWh)

F_{solar}	Fracción solar anual de la instalación (%)
$F_{\text{solar abs}}$	Fracción solar anual de la máquina de absorción (%)
GHI	Radiación global horizontal (W/m^2)
h	Hora local
$H_{\text{d,col}}$	Irradiación en los colectores (W/m^2)
H_{dn}	Irradiación de un colector con seguimiento ideal y sin pérdidas (W/m^2)
i	Tasa de descuento aplicada a la amortización (%)
IAM	Incidence Angle Modifier (Modificador del ángulo de incidencia)
k	Interés aplicado al VAN (%)
K	Variable de cálculo de la eficiencia de un colector
\dot{m}	Flujo de aceite térmico que circula a través de los tubos de los colectores
\dot{m}'	Flujo de aceite térmico a través de la tubería principal
n	Tiempo de vida de la instalación (años)
d	Día del año
P_i	Potencia anual suministrada al equipo i (MWh/año)
P_{solar}	Fracción de calor solar perdido por restricciones de acumulación (%)
Q_{abs}	Calor absorbido por el campo solar (MWh)
Q_{bio}	Calor producido por la caldera auxiliar de biomasa (MWh)
Q_{campo}	Calor producido en el campo solar (MWh)
$Q_{\text{pérdidas campo}}$	Pérdidas solares en los colectores del campo (MWh)
$Q_{\text{pérdidas solar}}$	Pérdidas solares debidas a acumulación plena (MWh)
Q_{renov}	Calor renovable que alimenta a la máquina de absorción (MWh)
Q_{solar}	Calor solar que alimenta a la máquina de absorción (MWh)
Q_{Heat}	Pérdidas térmicas en los tubos receptores de los colectores (MWh)
Q_{HeatupSF}	Pérdidas por variación de los flujos de calor (MWh)
Q_{Pipe}	Pérdidas térmicas en las tuberías de los colectores (MWh)
Q_{Vessel}	Pérdidas térmicas en los tubos de expansión (MWh)
RA_{Abs}	Utilización anual del equipo de refrigeración por absorción (%)
RM	Utilización anual del equipo de refrigeración mecánica (%)
t	Tiempo de paso (h)
T_{amb}	Temperatura ambiente ($^{\circ}\text{C}$)
T_e	Temperatura de entrada del fluido térmico en los tubos absorbentes ($^{\circ}\text{C}$)
T_s	Temperatura de salida del fluido térmico en los tubos absorbentes ($^{\circ}\text{C}$)
$T_{\text{inlet,SF}}$	Temperatura de entrada del fluido térmico al campo solar ($^{\circ}\text{C}$)
$T_{\text{outlet,SF}}$	Temperatura de salida del fluido térmico del campo solar ($^{\circ}\text{C}$)

TIR	Tasa Interna de Retorno
VAN	Valor actual neto
\dot{V}	Caudal de aceite térmico circulante a través de los tubos del absorbedor (m^3/s)

LETRAS GRIEGAS

δ	Declinación (rad)
η_{clear}	Rendimiento del espejo del colector por factores asociados a la limpieza (%)
η_{bio}	Rendimiento del equipo auxiliar de biomasa (%)
$\eta_{\text{opt},0}$	Rendimiento nominal del colector (%)
η_{opt}	Rendimiento del colector (%)
$\theta_{\text{elevación}}$	Ángulo de elevación solar ($^{\circ}$)
$\theta_{\text{inclinación}}$	Ángulo de inclinación ($^{\circ}$)
θ_z	Ángulo de solar cenital ($^{\circ}$)
ρ	Densidad del aceite térmico (kg/m^3)
τ	Constante de tiempo
ω	Angulo horario, desplazamiento angular del Sol desde Este u Oeste al meridiano local ($^{\circ}$)

SÍMBOLOS MATEMÁTICOS

Δ	Incremento
----------	------------

1. Introducción

1.1 Contexto

Hoy en día, la utilización de sistemas energéticos renovables se sitúa en un punto de inflexión gracias a la concienciación de la humanidad acerca del desarrollo de nuevos métodos de producción energética que permitan un desarrollo sostenible o que, al menos, generen el menor impacto medioambiental posible.

El uso de energías renovables permite la producción energética sin que ello derive en problemas medioambientales. Pero la importancia de estas energías reside en su bajo impacto ambiental, su capacidad ilimitada de obtención (fuentes inagotables) y su disponibilidad en todos los rincones del planeta, ya que existen diversas fuentes y alternativas según la localización geográfica.

Debido a las diferentes fuentes de energía renovables de las que disponemos (hidráulica, geotérmica, solar, eólica, mareomotriz, biomasa, etc.) se abre un gran abanico de posibles sistemas energéticos basados en ellas. Conforme se avanza en su estudio, se amplían las posibles opciones disponibles, pero también aumenta la complejidad en el desarrollo cada una de las tecnologías asociadas. Por esta razón, las instituciones y empresas se resisten a emplear fondos públicos y privados que permitan alcanzar nuevas soluciones efectivas.

Esta búsqueda de alternativas, no solo de bajo coste económico, sino también de bajo impacto medioambiental se aprecia en las políticas aplicadas por gran parte de los países de la Unión Europea. De hecho, de acuerdo con lo establecido en el Plan de Energías Renovables (PER) 2011-2020, el gobierno español se marcó como objetivo que en el año 2020 el 20 % de la energía final bruta procediera de fuentes renovables [1].

Sin embargo, el último informe estadístico de energías renovables del año 2017 llevado a cabo por el IDAE (Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía) nos indica que estamos aún lejos del objetivo marcado, ya que tan solo el 6,3 % del consumo de energía final bruta proviene de recursos renovables [2].

Como medida de apoyo para impulsar el desarrollo de sistemas de producción eléctrica mediante energía solar se han eliminado recientemente las tasas especiales impuestas por el Gobierno en el pasado y se espera la eliminación o reducción progresiva de los impedimentos legales que limitan la aplicabilidad de estos sistemas energéticos en la actualidad.

La gran disponibilidad de radiación solar y, en consecuencia, de energía solar en nuestro país es una de las oportunidades que la naturaleza nos ofrece explotar. Sin embargo, a pesar de poseer este gran potencial, las instalaciones actualmente disponibles son escasas.

En España existen diversos proyectos que hacen uso de las tecnologías solares de concentración, como la utilizada en la instalación que se va a diseñar, pero la mayor parte de ellos son llevados a cabo gracias a grupos de inversión procedentes del extranjero como Andasol, dirigido por la DLR (Alemania) y Astexol II, dirigido por el U.S. Department of Energy (EE. UU.) [3].

Cabe destacar que Andasol es el centro de pruebas más grande de Europa para el estudio de tecnologías solares de concentración de media y alta temperatura. Trabaja en cooperación con el CIEMAT (Centro español de Investigaciones Energéticas, Medioambientales y Tecnológicas). Actualmente realiza ensayos de plantas desalinización, hornos solares, torres solares y diversos campos de prueba de colectores cilíndrico-parabólicos [4].

La instalación que se ha propuesto en este trabajo se basa en la aplicación de la tecnología solar de concentración con colectores cilíndrico-parabólicos para la climatización de un edificio público.

En cuanto a instalaciones que hacen uso en la actualidad de la tecnología de colectores cilíndrico-parabólicos, Abengoa Headquarters (Sevilla) constituye el único ejemplo en el territorio español. En la Figura 1 pueden observarse otras instalaciones de climatización que utilizan diferentes tecnologías de concentración en nuestro país [5].

Figura 1 - Lista de instalaciones en España con tecnologías de concentración para climatización [5]

Nombre y localización	Proceso	Tª Salida (°C)	Fabricante colector	Área (m ²)	Operación
MEDICOOL, Santomera, Murcia.	Frío solar para máquinas de almacenamiento		SRB (UHV)	3.600	2014
Mafrica, Sant Joan de Vilatorrada	Calor y frío para procesos industriales	120	AIRA Termosolar (LFC)	2.466	2012
RNB Cosméticos, Valencia	Climatización	100	SRB (UHVC)	650	2012
ESI, Sevilla	Climatización	180	Industrial Solar (LFC)	352	2007
Abengoa headquarters, Sevilla	Climatización		ASI (CCP)	187	
Grasas del Guadalquivir, Córdoba	Pre calentamiento y agua de limpieza	130	INERSUR (LFC)	128	2014
Instituto del corcho, Mérida	Cocina	120	TSC (FMCL)	44	2013
Agroturismo de Mallorca	Spa y ACS	100	TSC (FMCL)	44	2010
Universidad de las Islas Baleares	Climatización (calefacción y frío solar)	80	TSC (FMCL)	29	2008

Paradójicamente, países como Suecia o Dinamarca lideran el ranking europeo del uso de colectores cilíndrico-parabólicos. De hecho, Dinamarca posee la instalación más grande del territorio europeo. Está situada en Tårs y su campo solar tiene una superficie total de 4.039 m² [5]. Dinamarca recibe una irradiación directa equivalente a un tercio de la española [6], lo que de nuevo lleva a plantearnos la postura adoptada por España respecto a este tema.

Por ello, este Trabajo de Fin de Grado responde a la necesidad de estudio de las tecnologías solares y es el principal argumento que justifica su elección.

1.2 Propósito

El principal propósito del trabajo consiste en la implementación de un sistema de refrigeración por absorción para un centro comercial, localizado en Madrid, cuya fuente principal de energía es el calor procedente de un campo solar de colectores cilíndrico-parabólicos.

Estos sistemas solares alcanzan su máxima eficiencia y producción cuando los niveles de demanda de refrigeración son elevados. Esto se debe a que las mayores necesidades de climatización coinciden con los periodos de máxima radiación solar.

Para garantizar que se satisface la demanda solicitada por el centro comercial en cualquier circunstancia, se incorporan al sistema de climatización equipos auxiliares de producción de calor y frío.

Por una parte, se requiere el uso de un equipo auxiliar para satisfacer la demanda de calor de la máquina de absorción durante periodos en los que se dan fenómenos meteorológicos adversos o limitaciones técnicas que impiden disponer del calor procedente del campo de colectores. En estos casos, es común la “hibridación” con gas natural, biomasa o carbón. En este caso, se propone la instalación de una caldera auxiliar que consume biomasa, lo que nos permitirá obtener frío que procede exclusivamente del uso de fuentes de energía renovables.

Por otra parte, también se incorpora a la instalación una máquina auxiliar de refrigeración mecánica, que hace uso de recursos no renovables. Su misión es cubrir un posible déficit producción de frío por parte de la enfriadora de absorción y, de este modo, satisfacer la demanda de frío en todo momento.

La demanda de frío del centro comercial que solicita los servicios de refrigeración se ha estimado previamente, por lo que se dispone de los datos relativos al consumo hora a hora para un año tipo con 234 días laborables y 131 días festivos. En el Anexo 1 se puede acceder a la información completa de la demanda.

Cabe destacar que, frente a lo que muchos piensan, un centro comercial requiere el uso ininterrumpido de un sistema de refrigeración a lo largo de todo año. Esto se debe, principalmente, a factores como el flujo de calor generado por el sistema eléctrico y la maquinaria que se encuentra en el interior del edificio, así como al calor que genera la presencia de seres humanos. Por lo tanto, la necesidad diaria y constante de climatización del centro comercial, un servicio básico para mantener el confort térmico, favorece la viabilidad de la instalación propuesta.

1.3 Descripción general de la instalación

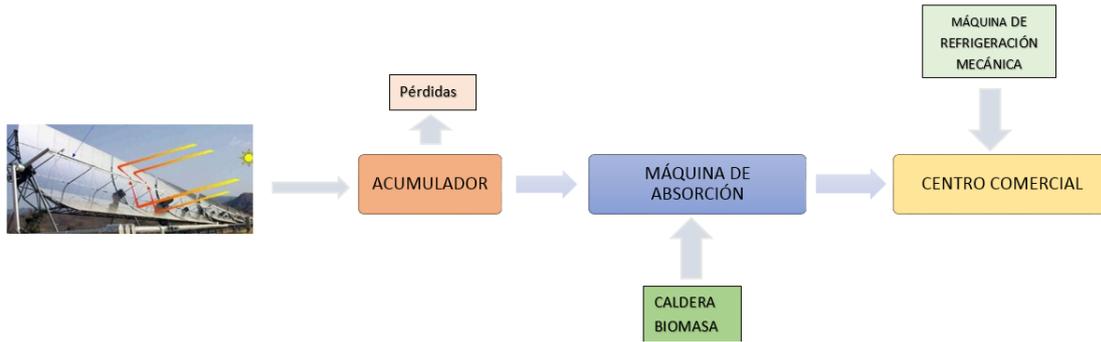
Una vez comentado el propósito del Trabajo de Fin de Grado, se procede a la identificación y descripción de los equipos que componen la instalación.

Como se ha mencionado anteriormente, la instalación está compuesta por un campo solar de colectores de concentración cilíndrico-parabólicos, una máquina de refrigeración por absorción, una caldera de biomasa y una máquina de refrigeración mecánica.

Cabe añadir que se ha decidido instalar un acumulador térmico que permite almacenar el calor del campo solar durante ciertos periodos en los que existe un exceso de producción, para después utilizar este calor almacenado en periodos en los que existe un déficit de producción. De este modo, se evitan pérdidas de calor solar y se suministra el calor almacenado en condiciones meteorológicas desfavorables para el funcionamiento de la instalación.

A continuación, se muestra un simple esquema de funcionamiento de la instalación con la disposición de todos los elementos que la componen (Figura 2).

Figura 2 - Esquema representativo de los componentes de la instalación



Tras esto, se describen brevemente las características de los equipos principales y se expone el proceso de selección de estos frente a otras tecnologías disponibles en el mercado.

1.3.1 Máquina de refrigeración por absorción

La instalación está dotada de una máquina de producción de frío que emplea un ciclo frigorífico de absorción. En el Anexo 4 se proporciona información general sobre las máquinas de refrigeración por absorción.

Existen multitud de criterios para clasificar las máquinas de absorción, pero el más habitual se en el número de efectos (generadores). De acuerdo con esta clasificación existen absorbedores de simple efecto (un solo generador), doble efecto (dos generadores) y triple efecto (tres generadores). Para la instalación analizada se ha escogido una enfriadora de doble efecto, cuyo ciclo funcionamiento se describe en el Anexo 4.

La principal razón de la elección de la enfriadora de doble efecto es el mayor del rendimiento coeficiente de operación (COP) frente a las de simple efecto, debido a que trabajan a temperaturas de activación mayores. El COP de las máquinas de absorción de doble efecto se sitúa en el rango de 1,0 a 1,5 mientras que las enfriadoras de simple efecto funcionan con un rendimiento térmico limitado a 0,7 [7].

La selección de una máquina de absorción de triple efecto se ha descartado porque se encuentran todavía en etapa experimental y no se han incorporado aún al mercado de la refrigeración solar.

La utilización de colectores de concentración nos permitirá alcanzar sin problemas el rango de temperaturas de trabajo de una máquina de absorción de doble efecto. Además, el amplio mercado de enfriadoras de doble efecto y colectores cilíndrico-parabólicos del que se dispone en la actualidad, nos permite valorar diferentes alternativas de diseño.

1.3.2 Sistema solar

En este apartado se describe el sistema solar utilizado, que está compuesto por el campo solar de colectores cilíndrico-parabólicos y el acumulador de calor asociado a este.

Como se expuso anteriormente, la elección de los colectores cilíndrico-parabólicos viene determinada por la selección previa de una enfriadora térmica de doble efecto, ya que es la tecnología solar cuyo funcionamiento se adapta mejor a las condiciones y limitaciones de la instalación.

Se prefiere el uso de la tecnología de colectores cilíndrico-parabólicos frente a la tecnología Fresnel, ya que la relación de concentración (ratio entre área de apertura y área de absorción del colector) puede llegar a ser de 80:1 para los primeros frente a 40:1 para los segundos [8].

Aunque los costes de inversión son mayores, se decide priorizar el uso eficiente y rendimiento de la instalación. Por otra parte, se descarta el uso de las tecnologías solares de torre central y de los discos de Stirling en sistemas de refrigeración solar, ya que trabajan con unos rangos de temperatura demasiado altos para accionar el ciclo de refrigeración de doble efecto propuesto para la instalación (150-2.000°C en la torre solar y 100-1.500°C en el disco de Stirling) y su uso implica inversiones aún mayores [8].

En el Anexo 3 puede encontrarse la información referente a las diversas tecnologías de concentración capaces de captar la radiación solar para su posterior aplicación en sistemas de refrigeración solar.

El colector cilíndrico-parabólico puede definirse como un espejo parabólico lineal, con un solo eje móvil, que concentra la radiación solar sobre un tubo receptor posicionado a lo largo de la línea focal del reflector. A través del tubo circula un fluido de trabajo, normalmente un aceite térmico, que actúa como un fluido de transporte energético. Este aceite térmico circulante es calentado a una temperatura entre 60 y 400°C, según la aplicación que se le da al calor solar captado, para posteriormente ser utilizado como fuente de calor en un sistema generador, que en nuestro caso es una enfriadora de absorción [8].

Disponiendo en el mercado de diferentes aceites térmicos, se selecciona el Therminol VP-1 como fluido de transferencia para el campo solar diseñado por su baja viscosidad y su mayor estabilidad térmica frente a otros fluidos orgánicos de transferencia de calor [9].

Cabe añadir, que el espejo parabólico del colector cilíndrico-parabólico sigue la trayectoria del Sol gracias a la capacidad de giro con respecto al eje longitudinal (eje móvil). La orientación habitual del receptor será Norte-Sur, ya que con esta orientación el giro permite seguir la trayectoria del Sol de Este a Oeste entre el Orto y el Ocaso solar, lo que conlleva una mayor captación de radiación solar. Además, diversos estudios técnicos aseguran que en los meses de verano, cuando mayor es la necesidad de frío solar, la orientación con un solo eje Norte-Sur proporciona niveles de captación solar próximos a los conseguidos con un seguimiento solar de doble eje.

Tras la descripción del sistema de captación, se hace lo propio con el acumulador.

Cabe recordar que la principal función del acumulador es desacoplar la demanda de calor de la máquina de refrigeración por absorción y la producción de calor del campo solar. Este desacoplamiento es posible gracias a que el acumulador se carga durante aquellas horas del día en las que el campo solar produce más calor que el que requiere la máquina de absorción para producir el frío demandado, evitando así despilfarrar el excedente. Por otra parte, la descarga de calor almacenado en periodos con nula o baja radiación y/o gran demanda por parte de la máquina de absorción, mejora la eficiencia de la instalación y evita el uso de los equipos auxiliares.

Dentro de las diferentes tecnologías de almacenamiento térmico que se emplean en la actualidad, existen tecnologías que hacen uso de materiales de cambio de fase y reacciones químicas reversibles. Sin embargo, las tecnologías más comunes son aquellas que almacenan energía en forma de calor latente (con cambio de fase) o sensible (sin cambio de fase).

Para la instalación propuesta se decide hacer uso de un sistema de almacenamiento de calor sensible, ya que son los sistemas de acumulación más empleados en aplicaciones de estas características.

El sistema de almacenamiento térmico está compuesto por un tanque simple sin estratificación, que almacena directamente el calor procedente del campo solar por medio del mismo fluido térmico de transporte utilizado en los colectores.

El uso de otro tipo de acumuladores de uso común como los de sales fundidas no es justificable debido a que las temperaturas de trabajo en instalaciones solares de concentración para la refrigeración de espacios industriales o comerciales no lo precisan [5].

Una vez descrito el sistema solar, se procede a la identificación de la caldera auxiliar de biomasa y sus parámetros característicos.

1.3.3 Caldera auxiliar de biomasa

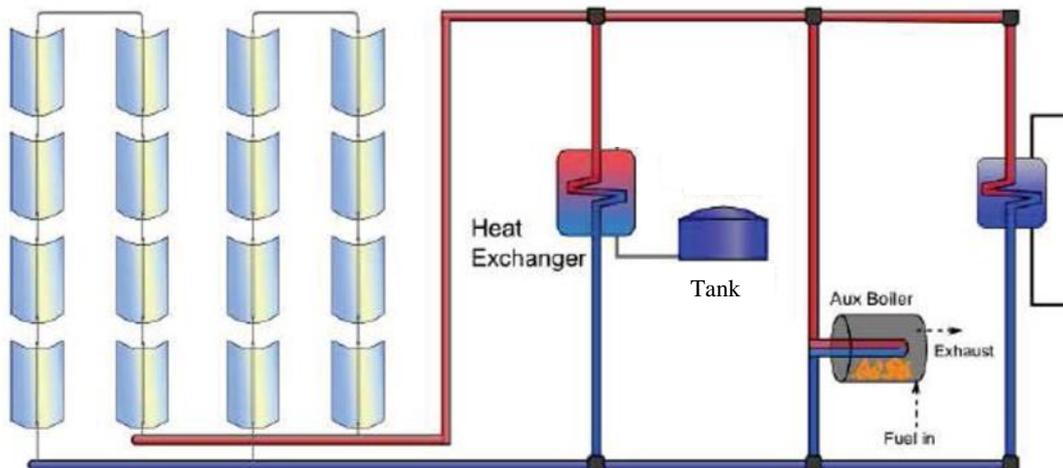
La caldera de biomasa seleccionada responde a la necesidad de satisfacer la demanda de calor de la máquina de absorción durante periodos meteorológicos adversos u otras limitaciones que impiden hacer uso del calor procedente del campo de colectores.

Como se argumentó anteriormente, la elección de una caldera que funcione con biomasa se basa en el deseo de obtener frío completamente renovable por medio de la enfriadora de absorción y así causar el menor impacto ambiental posible, ya que existen otras alternativas, pero basadas en combustibles fósiles.

La caldera de biomasa seleccionada es alimentada por pellets comerciales, concretamente pellet certificado A1 a granel.

En la Figura 3 se muestra el esquema de trabajo correspondiente a la producción calor renovable utilizado posteriormente para la producción de frío en la máquina de absorción mediante los equipos descritos previamente (sistema solar y caldera auxiliar).

Figura 3 - Sistema de producción de calor de la máquina de absorción [7]



1.3.4 Equipo auxiliar de refrigeración mecánica

El uso de un equipo de refrigeración mecánica se debe, al igual que la caldera de biomasa, a la necesidad de satisfacer una determinada demanda. En este caso se trata de la demanda de frío del establecimiento comercial, que no puede ser satisfecha tan solo por medio de la máquina de absorción en condiciones climatológicas adversos u otras limitaciones que pueden aparecer en alguno de los equipos de producción de frío renovable.

La elección de un equipo de refrigeración mecánica se debe a que es el más utilizado en instalaciones convencionales al tratarse de una tecnología plenamente desarrollada, y con un amplio mercado, que permite la producción de frío de forma efectiva.

Una vez definidos los equipos principales de la instalación propuesta, puede afirmarse que la instalación consta de los siguientes componentes:

- Un campo solar de colectores de concentración cilíndrico-parabólicos, cuya misión es la de absorber la radiación solar y suministrar energía a un equipo de almacenamiento.
- Un tanque de acumulación de calor sensible, cuya función es almacenar la energía procedente del campo solar para que sea suministrada a la máquina de absorción siempre que esté disponible.
- Una caldera auxiliar de biomasa, que produce energía cuando el equipo de almacenamiento no es capaz de cubrir por sí mismo la demanda calorífica de la máquina de absorción.
- Una máquina de refrigeración por absorción de doble efecto, el equipo principal de refrigeración del centro comercial capaz de producir el frío demandado a partir de calor procedente de fuentes de energía renovables.
- Una máquina de refrigeración mecánica, que actúa como equipo auxiliar cuando el frío renovable procedente de la máquina de absorción no es capaz de dar cobertura a la demanda total de frío del centro comercial.

1.4 Alcance

Tras haber descrito de forma general los componentes principales de la instalación, y explicado detalladamente las razones de su selección, en el alcance se trata de establecer las limitaciones impuestas para el diseño de la instalación propuesta. Se pretende dimensionar el sistema en base a estas restricciones inicialmente establecidas, que corresponden con valores razonables para una instalación real.

Las condiciones que limitan el diseño de la instalación son las siguientes:

- Fracción máxima de frío demandado producido por refrigeración mecánica (RM): 30 %.
- Fracción máxima de calor de biomasa que alimenta la máquina de absorción ($F_{\text{bio abs}}$): 30 %.
- Fracción mínima de frío demandado producido por el sistema solar (F_{solar}): 50 %.
- Pérdidas anuales de calor solar por restricciones de acumulación (P_{solar}): 5-10 %.

En consecuencia, en función de las limitaciones anteriores, los principales parámetros de diseño de los equipos que se pretenden calcular a la hora de dimensionar la instalación son:

- Área y dimensiones del campo de colectores.
- Capacidad de almacenamiento del acumulador.
- Potencia térmica de la caldera de biomasa.
- Potencia frigorífica de la máquina de absorción.

Además de estas restricciones también viene impuesta la localización del proyecto, Madrid, lugar donde se sitúa el centro comercial a climatizar. Esto implica que las condiciones climatológicas asociadas a la ciudad de Madrid, así como la demanda anual del centro comercial y la estrategia de operación de la instalación deben permanecer invariables durante el dimensionado de la instalación.

1.5 Estructura

Con objeto de guiar al lector durante la presentación de este Trabajo de Fin de Grado, y facilitar así la comprensión del procedimiento seguido hasta obtener la solución final, se describe de forma breve el contenido de las actividades desarrolladas.

En la Sección 2 se explica la metodología propuesta. En primer lugar, se define la línea de trabajo del proyecto, es decir, las pautas que justifican el orden en que se analizan los diferentes equipos. Asimismo, se describe el software GREENIUS utilizado para la simulación de la instalación y se expone el modelo matemático aplicado.

En la Sección 3, dado que el programa GREENIUS solicita diversos parámetros de diseño de los equipos, se deducirá un caso que cumple con las limitaciones técnicas impuestas al dimensionar la instalación. Para ello, se definirán los parámetros en función a las diferentes limitaciones de trabajo de los equipos. Posteriormente, se analizarán los resultados obtenidos y se extraerán algunas conclusiones técnicas.

En la Sección 4, gracias a los resultados del estudio técnico de la sección previa, se realizará un estudio económico, ambiental y energético de la instalación con objeto de analizar los resultados obtenidos para, posteriormente, determinar las ventajas y desventajas de la instalación propuesta frente a una instalación convencional.

En la Sección 5, una vez completado el estudio de la instalación, se exponen las conclusiones generales del Trabajo de Fin de Grado. En ellas quedan reflejados, no solo los problemas a los que nos hemos enfrentado durante el desarrollo del Trabajo, sino también el grado de alcance de los objetivos propuestos y el análisis del software utilizado.

2. Metodología

La metodología aplicada se basa, principalmente, en la realización de sucesivas simulaciones. Estas simulaciones permiten una representación teórica de la operación del sistema real que se estudia. Mediante las simulaciones podemos predecir y valorar el comportamiento del sistema en función de los diversos parámetros que definen cada uno de los escenarios de simulación.

Para ello se requiere un caso base, a partir del cual se obtienen unos valores iniciales que son comparados con las limitaciones impuestas para observar si se cumplen total o parcialmente.

En caso de que no se cumplan, será necesario modificar los diferentes parámetros definidos en el caso base y se realizarán continuas simulaciones hasta que se cumplan totalmente las condiciones impuestas. En caso contrario, no se dará por válido el escenario planteado.

2.1 Línea de trabajo

El proceso de dimensionado de la instalación sigue un cierto orden, que se determina en función de la importancia de cada uno de los componentes de la instalación.

Cabe recordar que se dispone de dos equipos auxiliares (caldera de biomasa y máquina de refrigeración mecánica) cuya importancia es menor que la del equipo principal de refrigeración, la máquina de refrigeración por absorción, y la del principal medio de producción de energía, el sistema solar. Por esta razón, el sistema solar y la máquina de refrigeración por absorción serán dimensionados en primer lugar y, una vez definidos los parámetros que caracterizan a estos equipos principales, se prosigue con los equipos auxiliares.

En cuanto al orden de los componentes principales del sistema, se ha decidido analizar el sistema en sentido inverso al de circulación de los flujos de energía. Es decir, en primer lugar, se selecciona una máquina de refrigeración por absorción capaz de cubrir parte de la demanda final de frío del centro comercial y, a continuación, se dimensiona un sistema solar (compuesto por un campo solar y de un equipo de acumulación) que produzca energía suficiente para que la máquina de absorción opere prioritariamente con calor solar.

2.2 Software

2.2.1 GREENIUS

El estudio desarrollado a continuación se basa en la simulación de diferentes situaciones mediante el software de cálculo GREENIUS, desarrollado por el Instituto de Investigación Solar del DLR (Centro Aeroespacial Alemán).

Este software fue creado con el fin de proporcionar algoritmos de cálculo de rendimiento con resolución hora a hora para plantas de energía solar térmica de concentración. Por ello, el enfoque principal de GREENIUS está orientado al cálculo de este tipo de plantas, aunque también dispone de modelos para simulaciones detalladas de otras tecnologías renovables.

Una de las ventajas de la utilización de GREENIUS es la capacidad del software para realizar las complejas operaciones que se dan cuando las condiciones de funcionamiento del campo solar y de la máquina de absorción son variables, ya que las plantas solares térmicas operan en condiciones nominales tan solo unas pocas horas al año.

Por lo tanto, el método de resolución aplicado por esta herramienta consiste en la realización de una simulación dinámica hora por hora que determina la variación continua de las condiciones de trabajo.

GREENIUS estructura el proyecto de diseño en diferentes secciones de trabajo. La opción disponible para el cálculo de sistemas de refrigeración solar con colectores cilindro-parabólicos (CHILLER WITH PARABOLIC TROUGHS) consta de las siguientes secciones: localización del proyecto, tecnología utilizada, economía del proyecto y resultados de la ejecución del programa.

Otra de las ventajas que ofrece este software es que los resultados en GREENIUS pueden ser exportados y manejados en Excel con gran facilidad para realizar estudios técnicos y económicos posteriores.

2.2.2 METEONORM

La toma de los datos meteorológicos, de los que GREENIUS hace uso en las simulaciones y que han sido utilizados para realizar el estudio de la instalación, se realiza mediante el software METEONORM.

Se trata de una herramienta de gran utilidad en los campos de ingeniería, arquitectura y climatología que ha sido desarrollado por Meteotest (Suiza), empresa suiza líder en los campos de clima, medio ambiente y tecnología de la información.

METEONORM es una referencia meteorológica de fácil manejo, que incorpora un catálogo de datos meteorológicos y procedimientos de cálculo para aplicaciones solares y diseño de sistemas para cualquier ubicación geográfica.

La principal venta de este software es que proporciona ficheros de datos climatológicos en diferentes formatos de lectura para que posteriormente pueda trabajarse con cualquier otro programa. Además, es capaz de proporcionar datos climatológicos de cualquier localización geográfica por medio de la interpolación de datos disponibles en sus fuentes de recopilación de información. En el caso de la localización de la ubicación del centro comercial (Madrid), el programa utiliza la interpolación de datos registrados en tres estaciones meteorológicas situadas en la ciudad de Madrid.

Tras definir el software del que se hace uso, a continuación, se describe el modelo matemático mediante el cual se realiza el cálculo de las simulaciones.

2.3 Modelo matemático

En el modelo matemático se establece una conexión entre las variables que definen determinados flujos de energía de la instalación y las variables que permiten determinar de forma directa el cumplimiento de las limitaciones impuestas.

En primer lugar, se deben calcular las variables que definen determinados flujos de energía de la instalación, para después comprobar si se cumplen los requisitos planteados.

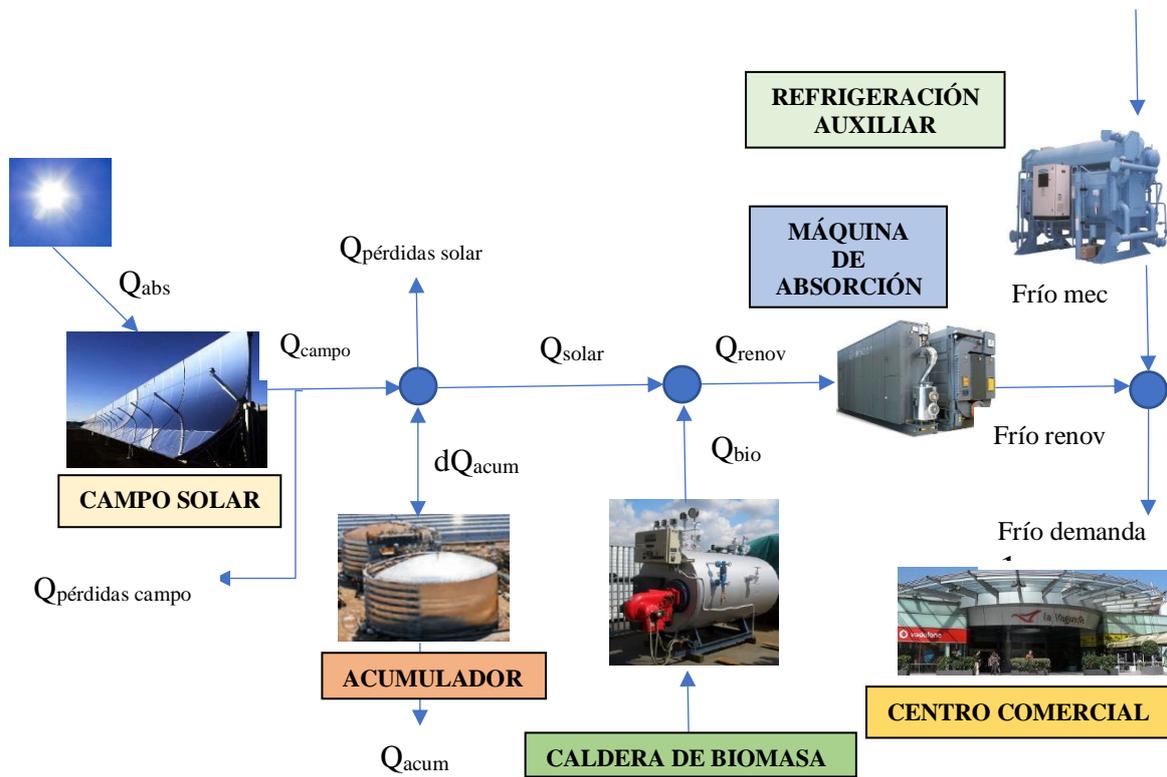
2.3.1 Flujos de energía de la instalación

En base a lo expuesto en la Figura 2 (Sección 1.3), en la Figura 4 se introducen las variables que caracterizan los flujos de energía que intervienen en la instalación mientras que en la Tabla 1 se introducen las definiciones de las variables propias de cada flujo.

Tabla 1 - Definición de los principales flujos de energía de la instalación

FLUJO DE ENERGÍA	UNIDAD	DESCRIPCIÓN
Q_{abs}	MWh	Calor absorbido por el campo solar
$Q_{pérdidas\ campo}$	MWh	Pérdidas solares en los colectores
Q_{campo}	MWh	Calor producido en el campo solar
dQ_{acum}	MWh	Flujo de entrada (+) / salida (-) de calor en el acumulador
$Q_{pérdidas\ solar}$	MWh	Pérdidas solares debidas a acumulación plena
Q_{solar}	MWh	Calor solar que alimenta a la máquina de absorción
Q_{bio}	MWh	Calor producido por la caldera auxiliar de biomasa
Q_{renov}	MWh	Calor renovable del que hace uso la máquina de absorción
Frío renov	MWh	Frío producido en la máquina de absorción
Frío mec	MWh	Frío auxiliar producido por refrigeración mecánica
Frío demanda	MWh	Demanda de climatización del centro comercial

Figura 4 - Esquema de la instalación con las variables predefinidas de los flujos de energía



El conjunto de ecuaciones que rige el cálculo de estos flujos de energía es:

$$Q_{campo} = Q_{abs} - Q_{pérdidas\ campo} \quad (1)$$

$$Q_{solar} = Q_{campo} - dQ_{acum} - Q_{pérdidas\ solar} \quad (2)$$

$$dQ_{acum} = Q_{acum,h} - Q_{acum,h-1} \quad (3)$$

siendo $h = \text{hora actual}$

$$Q_{renov} = Q_{solar} + Q_{bio} \quad (4)$$

$$\text{Frío renov} = Q_{renov} * COP_{abs} \quad (5)$$

siendo el COP variable en función de Q_{renov}

$$\text{Frío demanda} = \text{Frío renov} + \text{Frío mec} \quad (6)$$

Algunas de estas variables (Q_{abs} , Q_{bio} , Frío mec , $Q_{pérdidas\ campo}$, $Q_{pérdidas\ solar}$) se calculan en función de las características de los diferentes componentes de la instalación.

2.3.1.1 Campo solar

La variable Q_{abs} se halla en base a los datos climatológicos y de localización del lugar ($\theta_{inclinación}$, DNI), a los parámetros que caracterizan al modelo de colector ($\eta_{opt,0}$, η_{clear} , a_n con $n: 1,2,3$; b_m con $m: 1,2,3,4$) y a los parámetros de su respectivo campo solar ($A_{campo\ solar}$, $\Delta T_{inlet,SF}$, $\Delta T_{outlet,SF}$), además del tiempo de paso (t):

$$Q_{abs} = H_{d,col} * \eta_{opt} \quad (7)$$

Para el cálculo de $H_{d,col}$ se requiere el conocimiento previo de los parámetros solares y de la geometría del campo solar.

$$H_{d,col} = H_{dn} * \cos \theta_{inclinación} \quad (8)$$

$$H_{dn} = DNI * t * A_{campo\ solar} \quad (9)$$

El ángulo de inclinación para el colector solar instalado, que gira sobre un eje horizontal norteste y se inclina continuamente para minimizar el ángulo de incidencia se calcula como [11]

$$\theta_{inclinación}(d, h) = \cos^{-1} \sqrt{\cos^2 \theta_z(d, h) + \cos^2 \delta(n) \cdot \sin^2 \omega(d, h)} \quad (10)$$

- $\omega (^{\circ}) = 15^{\circ} * (h - 12)$
- $\delta (^{\circ}) = 23,45 * \text{sen} \left((284 + d) * \frac{360}{365} \right)$
- $\theta_z (^{\circ}) = 90 - \theta_{elevación} (^{\circ})$

siendo $\theta_{elevación}$ un dato proporcionado por METEONORM, con d y h definidos como el día del año y la hora del día sobre las que se realiza el cálculo del ángulo de incidencia.

Para el tiempo de paso (t) se considera una hora, lo que permite realizar el estudio hora a hora de los flujos de energía.

DNI es otro de los datos proporcionados directamente por METEONORM en función de la localización del campo solar, mientras que el parámetros del campo solar ($A_{campo\ solar}$) se define en función del número de colectores instalados.

El cálculo de η_{opt} requiere conocer de las variables solares, de la geometría del campo y temperaturas de trabajo.

$$\eta_{opt} = K * \eta_{opt,0} * \eta_{clear} - (K * b_0 * \Delta T + \frac{b_1 * \Delta T + b_2 * \Delta T^2 + b_3 * \Delta T^3 + b_4 * \Delta T^4}{DNI}) \quad (11)$$

Los parámetros que dependen del modelo de colector ($\eta_{opt,0}, \eta_{clear}, b_m$) pueden encontrarse en los catálogos de colectores solares.

La variación de temperatura depende de las temperaturas del campo solar, establecidas en función de las necesidades de la máquina de absorción.

$$\Delta T = \frac{\Delta T_{inlet,SF} + \Delta T_{outlet,SF}}{2} - T_{amb} \quad (12)$$

Por último, la variable K depende de los parámetros del modelo de colector (a_n) y del ángulo de inclinación:

$$K = IAM * \cos \theta_{inclinación} \quad (13)$$

$$IAM = 1 - \frac{a_1 * \theta + a_2 * \theta^2 + a_3 * \theta^3}{\cos \theta} \quad (14)$$

Por otro lado, el cálculo de las pérdidas se basa en los resultados obtenidos por la simulación del software GREENIUS. $Q_{pérdidas\ solar}$ es calculado de forma directa por el programa mientras que $Q_{pérdidas\ campo}$ se calcula como el sumatorio de las diferentes pérdidas del sistema solar que se indican en los manuales del programa: pérdidas por variación de los flujos de calor (QHeatupSF), pérdidas térmicas en los tubos receptores de los colectores (QHeat), pérdidas térmicas en las tuberías de los colectores (QPipe), y pérdidas de calor en los tubos de expansión (QVessel).

2.3.1.2 Caldera de biomasa

Como se ha explicado anteriormente, al tratarse de un equipo auxiliar, la caldera tan solo estará en funcionamiento cuando el sistema solar no pueda satisfacer la demanda de calor por parte de la máquina de absorción. Esto implica que los cálculos manuales sean complejos, por lo que se opta por tomar los resultados obtenidos tras la simulación con GREENIUS.

Sin embargo, una vez conocido el calor aportado por la caldera auxiliar (Q_{bio}), se puede obtener la energía de biomasa requerida para su correcto funcionamiento según del rendimiento de la caldera:

$$E_{bio} = \frac{Q_{bio}}{\eta_{caldera}} \quad (15)$$

2.3.1.3 Refrigeración mecánica

Al igual que sucede con la caldera auxiliar, al tratarse de un equipo auxiliar, la máquina de refrigeración mecánica tan solo trabajará si la máquina de absorción no pueda satisfacer la demanda de frío por sí misma. De nuevo, para evitar los complejos cálculos manuales, se toman los resultados de la simulación.

Tras conocer el frío aportado por la máquina de refrigeración mecánica (*Frío mec*), se puede obtener la electricidad consumida en función del COP de la máquina:

$$E_{elec,mec} = \frac{Frío\ mec}{COP_{mec}} \quad (16)$$

2.3.2 Comprobación de restricciones de diseño

El cálculo de las limitaciones expuestas anteriormente es esencial para comprobar si el dimensionado de la instalación es correcto. Por lo tanto, una vez conocidos los valores que definen los diferentes flujos de energía, se procede a la comprobación de las restricciones consideradas en la Sección 1.4.

La **utilización del equipo de refrigeración mecánica** se calcula como una simple diferencia entre el uso de la máquina de absorción y el total de demanda anual satisfecha, siendo este último igual a la unidad (se supone que se cubre la demanda en todo momento).

$$RM \equiv 1 - RAbs \equiv 1 - \left(\frac{Frío\ renov}{Frío\ mec + Frío\ renov} \right) \equiv \frac{Frío\ mec}{Frío\ mec + Frío\ renov} \leq 0,30 \quad (17)$$

La **fracción de biomasa** de la máquina de absorción se calcula como

$$F_{bio\ abs} \equiv \frac{Q_{bio}}{Q_{renov}} \leq 0,30 \quad (18)$$

En consecuencia, puede definirse la fracción solar de la máquina de absorción como

$$F_{solar\ abs} \equiv 1 - F_{bio\ abs} \equiv 1 - \frac{Q_{bio}}{Q_{renov}} = \frac{Q_{solar}}{Q_{renov}} \quad (19)$$

Para el cálculo de la fracción de frío total se debe suponer que la desagregación del frío renovable en frío solar y de biomasa se ha realizado en función de la fracción de calor suministrado a la máquina de absorción por cada uno de los equipos:

$$Frío\ biomasa = F_{bio\ abs} * Frío\ renov \quad (20)$$

$$Frío\ solar = F_{solar\ abs} * Frío\ renov \quad (21)$$

Por tanto, la **fracción de frío solar** de la instalación se calcula como

$$F_{solar} \equiv F_{solar\ abs} * RAbs \equiv (1 - F_{bio\ abs}) * (1 - RM) \geq 0,50 \quad (22)$$

mientras que la fracción de biomasa de la instalación se define como

$$F_{bio} \equiv F_{bio\ abs} * RAbs \equiv F_{bio\ abs} * (1 - RM) \quad (23)$$

Las **pérdidas de calor solar** se definen como la porción del calor solar producido por el campo de colectores que se desperdicia debido a restricciones de carga y de almacenamiento. Cabe añadir que no se tienen en cuenta aquellas pérdidas de energía que se producen en el campo solar como consecuencia de variaciones de los flujos de calor o pérdidas térmicas en las tuberías, tubos de expansión y tubos receptores de los colectores.

$$P_{solar} \equiv \frac{Q_{pérdidas\ solar}}{Q_{campo}} = 0,05 - 0,1 \quad (24)$$

Una vez conocido el modelo de cálculo de los resultados y los requisitos de diseño, se dispone de todas las herramientas necesarias para realizar las simulaciones que nos permiten efectuar el estudio técnico de la instalación.

3. Estudio técnico

El procedimiento para la resolución del dimensionado de la instalación sigue las directrices del software GREENIUS, dándose prioridad al estudio de las condiciones técnicas y balances energéticos de la instalación frente a los resultados económicos que también ofrece el programa.

Como se comentó anteriormente, GREENIUS estructura el dimensionado de la instalación en diferentes secciones de trabajo. En el caso planteado, un sistema de refrigeración con colectores cilíndrico-parabólicos (CHILLER WITH PARABOLIC TROUGHES), se divide en las siguientes secciones de trabajo: lugar y condiciones del proyecto, tecnología empleada y resultados de la ejecución del programa.

Se recomienda acceder al Anexo 6, donde muestra el estudio técnico completo y detallado de la instalación propuesta mediante GREENIUS. Esta sección presenta los pasos que se han seguido para la simulación final y obtención de resultados válidos (que cumplen las restricciones impuestas) de forma ordenada y según las diferentes secciones de trabajo que se explican a continuación.

3.1 Condiciones generales y de localización

En primer lugar, el programa solicita la definición de las variables que caracterizan la localización de la instalación, los datos meteorológicos del emplazamiento y la demanda del centro comercial y la estrategia de operación de la instalación a simular.

Es importante mencionar que los datos ya definidos en este apartado no deben verse sometidos a posteriores variaciones durante el dimensionado de la instalación, dado que ni el emplazamiento ni la demanda del centro comercial pretenden ser modificados.

3.1.1 Localización

Las coordenadas geográficas de Madrid son: Longitud $-3,70^{\circ}$ E, Latitud $40,42^{\circ}$ N y altitud 662 m. La localización en que se ubica el campo solar tiene una pendiente media estimada de 0° con un albedo del terreno de 0,15 de acuerdo con lo supuesto en la toma de datos con METEONORM.

La zona horaria corresponde a MET+1 (Middle European Time), lo que equivale a GMT+1 en base a lo establecido por la zona horaria universal.

3.1.2 Datos meteorológicos

Como se expuso en la Sección 2.2, los datos climatológicos han sido obtenidos mediante el programa METEONORM. Para visualizar información relativa a la obtención de dichos datos meteorológicos y su aplicación al software GREENIUS, diríjase al Anexo 2.

3.1.2.1 Radiación

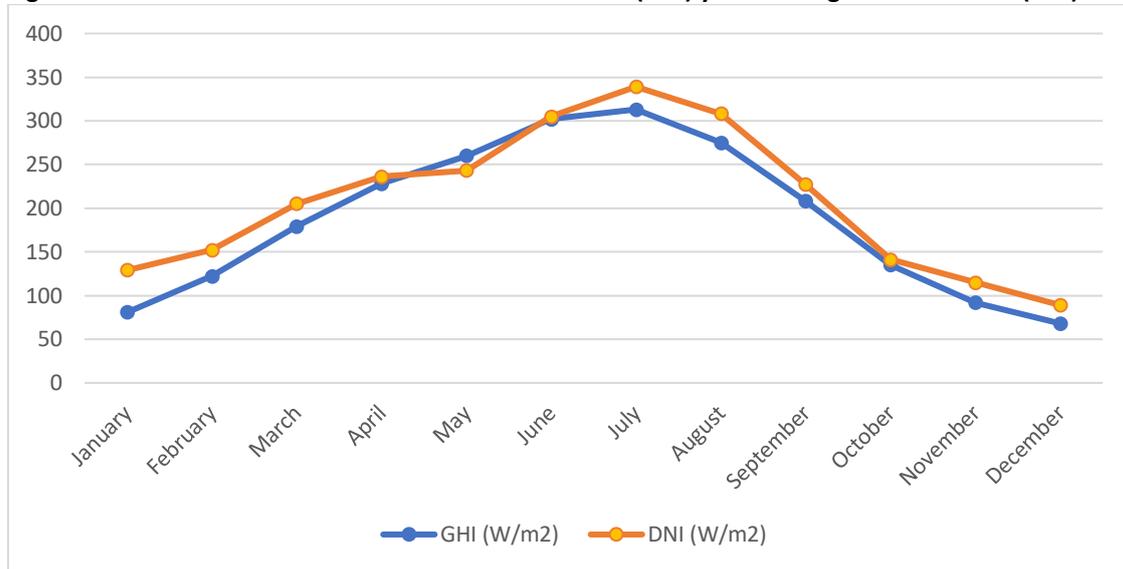
Una de las variables climatológicas más interesantes a estudiar a la hora de dimensionar un sistema solar es la radiación, ya que con ella podemos predecir el comportamiento del campo solar. La radiación (global) resulta de la suma de las radiaciones directa, difusa y reflejada.

Sin embargo, los datos de interés para un campo solar de concentración son únicamente los referidos a la radiación directa, aquella que proviene de rayos solares que alcanzan la superficie captadora sin desviación previa. Esto se debe a que la tecnología de concentración se

fundamenta en la captación de este tipo de radiación.

La Figura 5, obtenida con METEONORM, muestra la variación anual de la irradiación directa, así como los niveles de radiación global en la ciudad de Madrid.

Figura 5 - Variación anual de la radiación normal directa (DNI) y radiación global horizontal (GHI)



Como se podrá observar con más detalle a continuación, se puede observar que la radiación directa anual sigue la tendencia de la temperatura asociada a la climatología continental de Madrid, es decir, existen altos niveles de radiación durante los meses de verano, niveles moderados en los meses de primavera y otoño y se alcanzan niveles mínimos en los meses de invierno. De este modo, podemos asegurar que los niveles máximos y mínimos niveles de producción energética anual del campo solar se darán en los meses verano e invierno respectivamente.

3.1.2.2 Velocidad del viento

Otro de los parámetros climatológicos que se debe tener en cuenta es el viento puesto que se impone una velocidad límite en el campo solar a la cual, como medio de protección frente a posibles problemas técnicos, el campo deja de trabajar. El valor límite impuesto es de 14 m/s. No cabe considerar grandes problemas en la instalación dado que tan solo debe pararse el funcionamiento del sistema por esta causa 6 horas al año como se muestra en la Tabla 2.

Tabla 2 - Instantes en los que se supera el valor límite de velocidad del viento

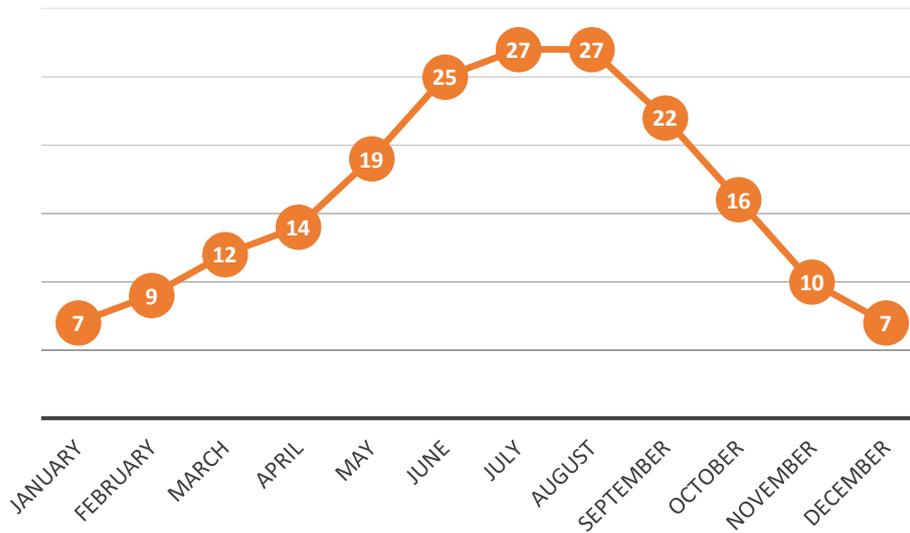
FECHA Y HORA	VELOCIDAD DEL VIENTO (m/s)
30.06 13:00	14,8
02.08 16:00	14,6
06.07 18:00	14,2
24.03 17:00	14,1
14.04 03:00	14,1

3.1.2.3 Temperatura

La temperatura ambiente es el otra variable de relativa importancia es la temperatura, ya que afecta al rendimiento del colector. En la Figura 6 se representa la variación anual de la

temperatura promedio de cada mes. La temperatura media anual registrada es de 16,3°C, situándose el máximo y mínimo anual en 38,3°C y -2,2°C respectivamente.

Figura 6 - Variación anual de la temperatura promedio mensual (en °C)



3.1.3 Demanda

La demanda de frío del centro comercial, cuyo estudio completo puede encontrarse en el Anexo 1, es otra de las variables a introducir. Dicha variable representa las necesidades energéticas del establecimiento comercial para su climatización.

La demanda se establece, como ya se explicó anteriormente, en base a un año tipo del que se disponen de los datos relativos a la demanda horaria de frío. Este año tipo consta de 234 días laborables y 131 días festivos.

La variación de la demanda a lo largo de cada mes depende tan solo del día, pudiendo ser este laborable o festivo. Es decir, para todos los días festivos del mes existe un mismo comportamiento hora a hora. Igualmente, todos los días laborables del mes requieren satisfacer la misma demanda de frío hora a hora.

En las Figuras 7 y 8 de la siguiente página se muestra la variación de la demanda anual del centro comercial desglosada mes a mes para los días laborables y festivos.

Previamente, se ha hecho referencia al acoplamiento entre demanda y producción energética del campo solar asociado y se argumentaba que los máximos niveles de producción del campo solar (niveles de radiación directa máximos) se alcanzan cuando la demanda es más alta. Este hecho puede comprobarse si se comparan las Figuras 7 y 8 con la Figura 5.

Las necesidades de climatización del centro comercial coinciden con los niveles de producción de frío solar y por esta razón, los valores más relevantes de la demanda son los máximos mensuales que, según se observa en el análisis de la demanda, coinciden con los de los días festivos del mes. Del mismo modo, podemos prever que en los días festivos el uso de equipos auxiliares instalados será previsiblemente mayor.

Figura 7 - Variación de la demanda horaria de frío del centro comercial en días laborables

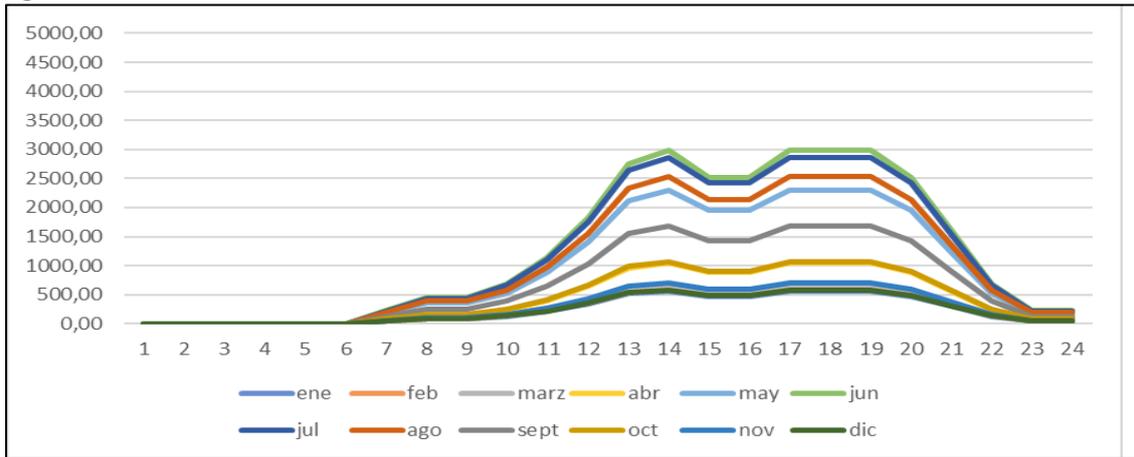
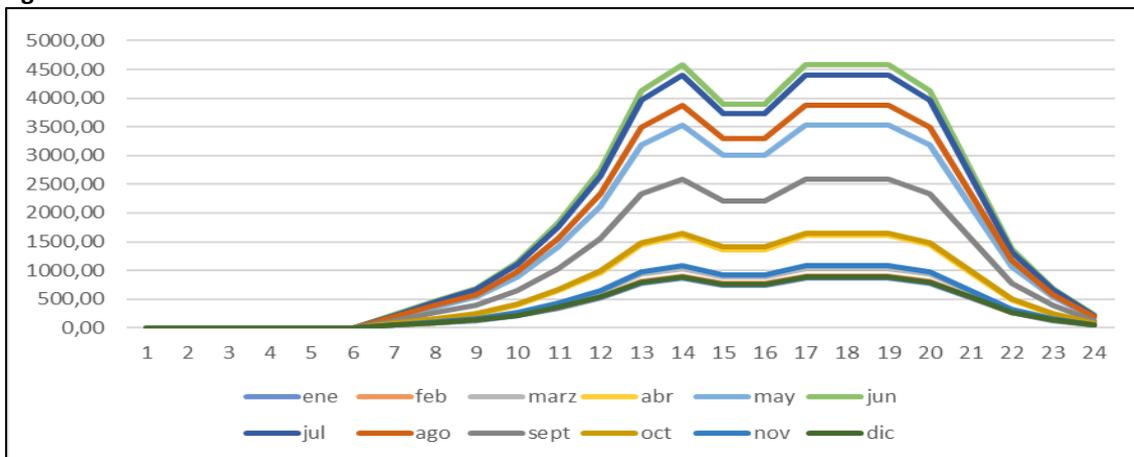


Figura 8 - Variación de la demanda horaria de frío del centro comercial en días festivos



Algunos de los datos más relevantes extraídos del estudio de la demanda son el total de frío del demandado por centro comercial (6481 MWh), el pico anual de demanda (4590 kW) y la media de frío demandado hora a hora (739,79 kW).

Otro de los aspectos que se debe tener en cuenta es la fracción horaria de la demanda, similar en los días laborables y festivos en cualquiera de los meses. Durante las 6 primeras horas del día no hay demanda que satisfacer. A partir de esta hora se produce un crecimiento hasta alcanzar valores máximos después del mediodía, es decir, entre las 13:00 y 14:00. A las 15:00 las exigencias energéticas se reducen brevemente hasta que a las 17:00-18:00 vuelve a crecer, alcanzando los niveles máximos registrados tras el mediodía y manteniéndose una demanda constante hasta las 20:00. Finalmente, se reduce progresivamente la demanda hasta alcanzar los niveles mínimos diarios a las 0:00.

La distribución anual de la demanda mes a mes se muestra la Tabla 3.

Tabla 3 - Distribución anual de la demanda de frío

Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
3%	3%	4%	6%	13%	17%	17%	15%	9%	6%	4%	3%

Esta irregular distribución es la razón principal por la que se hace uso de los equipos auxiliares, dado que no es posible variar la captación de energía del campo de colectores. Además, tampoco resulta económicamente rentable la instalación de un campo solar que cubra los picos

de demanda máxima, ya que durante los meses de menor demanda no se aprovecharía el potencial de producción del campo solar y no se cumplirían las expectativas de la inversión.

3.1.4 Estrategia de operación

Una vez definidos los datos meteorológicos y la demanda, debe definirse una estrategia de operación para la instalación. El objetivo es la producción del frío demandado por el centro comercial, sin embargo, se establece como prioridad cubrir un posible déficit en el acumulador tan pronto como sea posible.

La razón por la que se escoge esta estrategia es la de disponer siempre de un nivel mínimo en el acumulador para poder almacenar energía cuando exista un posterior exceso de producción de calor solar

La compensación de estas pérdidas tiene máxima prioridad. De este modo, si el nivel de acumulación es negativo, el acumulador se carga con calor solar hasta el mínimo establecido, aunque dicho calor solar no pueda satisfacerse la demanda de calor de la máquina de refrigeración por absorción. Si no hay un déficit de carga en el acumulador, entonces se permite alimentar a la máquina de absorción con calor solar.

En caso de que exista un exceso de producción de calor en el campo solar respecto a lo demandado para la alimentación de la máquina de absorción, se acumula esta cantidad de calor excedente. Si, por el contrario, hay un déficit de calor solar de alimentación, se consume el calor disponible en el acumulador. Por otra parte, en determinadas situaciones el acumulador alcanza la máxima carga, por lo que el calor solar excedente se desperdicia.

Si la producción energética del campo solar y el calor del acumulador no alcanzan la demanda de calor la máquina de refrigeración, entonces se hace uso del calor procedente de la caldera auxiliar de biomasa.

En caso de no poder hacer frente a la demanda de frío del centro comercial únicamente con frío renovable, debido a que la demanda es mayor que la capacidad de refrigeración de la máquina de absorción, entonces se emplea la refrigeración mecánica auxiliar para la producción del frío necesario que permita suministrar la demanda de frío solicitada.

3.2 Tecnología

Una vez definidos los condicionantes que se ha de tener en cuenta a la hora de realizar el estudio de la instalación (variables de localización, demanda a satisfacer y limitaciones del sistema), nos disponemos a modelar los equipos propios de la instalación.

En este apartado se definen las variables que caracterizan a cada uno de los elementos que intervienen en la producción de frío por medio de la máquina de absorción: los colectores solares y su respectivo campo, el acumulador, la caldera auxiliar y la máquina de refrigeración por absorción.

Cabe recordar que se había establecido previamente una línea de trabajo que determinaba el orden en que deben analizarse los diferentes componentes según su relevancia, siendo el sistema solar y la máquina de refrigeración por absorción los primeros en ser analizados y los elementos auxiliares, los últimos.

Siguiendo esa línea de trabajo, se proponía el análisis de la instalación en sentido inverso al de circulación de los flujos de energía. Por ello, en primer lugar, se analiza la máquina de absorción.

3.2.1 Máquina de refrigeración por absorción

La intención inicial es no sobredimensionar la capacidad de refrigeración de la máquina, con objeto de que el balance energético anual sea razonable. En otras palabras, se desea dimensionar una máquina acorde a la función que desempeña dentro de la instalación, respetando los límites establecidos y satisfaciendo una parte importante de la demanda anual de frío del centro comercial.

Se decide hacer uso de una máquina de absorción que trabaje con potencia modulante. En dichos equipos es posible la variación de la capacidad frigorífica de la máquina de absorción dentro de ciertos límites de trabajo.

Esto permite ajustar la producción de frío a la demanda del centro comercial de modo que en los momentos en que se reduzca la demanda, también lo haga el aporte de calor necesario, lo que limita el uso de la caldera auxiliar de biomasa a situaciones en que exista un déficit de calor por parte de la máquina de absorción. Asimismo, como ya se expuso anteriormente, en caso de que el calor solar requerido sea menor al producido por el campo de colectores y no pueda ser almacenado, se despilfarrará.

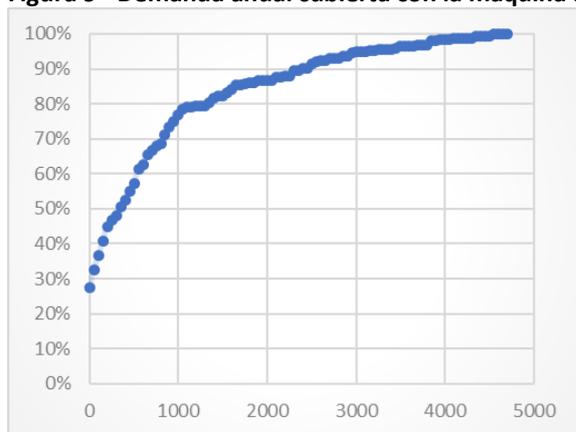
La capacidad de la máquina de absorción viene limitada por el total de la demanda que debe de satisfacer, que debe ser del 70 %, como mínimo para cumplir el 30 % de uso máximo de la refrigeración mecánica.

Al no ser un requisito el satisfacer completamente la demanda mediante la máquina de absorción, y además contar con el apoyo de dicho equipo auxiliar de refrigeración mecánica, no es necesario ajustar la capacidad productiva a la máxima demanda horaria del año.

La variación mensual de la demanda de la Tabla 3 certifica que la máquina de absorción operará en condiciones nominales solo en momentos puntuales, por lo que debemos establecer una capacidad de refrigeración que tenga en cuenta este hecho.

Por ello, para obtener un valor coherente de producción energética se realiza un simple estudio estadístico hora a hora de la demanda anual del centro comercial (Figura 9), en el que se obtiene el porcentaje de la demanda satisfecha en función de la capacidad de refrigeración de la máquina de absorción.

Figura 9 - Demanda anual cubierta con la máquina de absorción en función de su capacidad (en kW)



Del estudio se extraen ciertos valores de interés para la elección de la capacidad frigorífica representados en la Tabla 4. Queda reflejado que una enfriadora con una producción nominal de 2500 kW de frío renovable satisface el 90 % de la demanda anual de frío sin que se requiera el uso de un equipo auxiliar de refrigeración mecánica.

Tabla 4 - Demanda anual de frío cubierta con la máquina de absorción en función de su capacidad

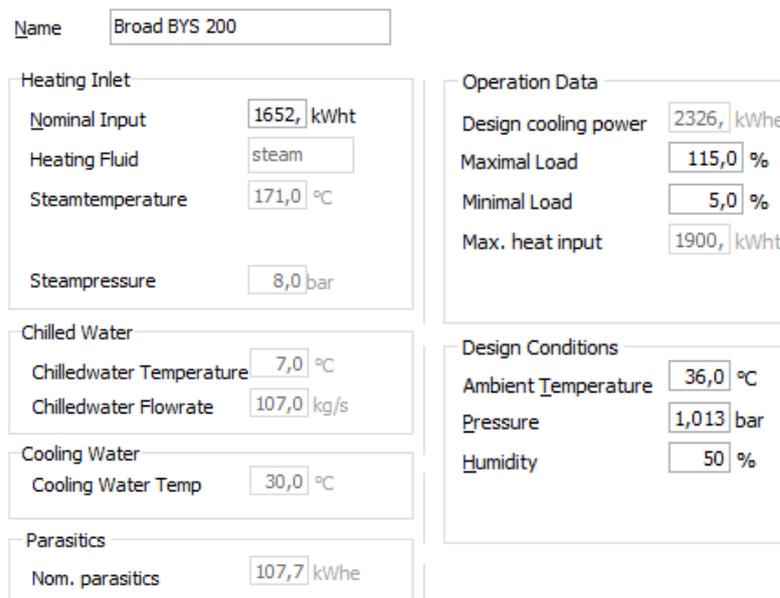
CAPACIDAD	DEMANDA ANUAL CUBIERTA
2.500 kW	90 %
1.200 kW	80 %
880 kW	70 %
500 kW	60 %

Por lo tanto, dentro del catálogo de enfriadoras por absorción con potencia modulante disponibles en GREENIUS, se selecciona aquella cuya capacidad nominal de refrigeración esté más próxima a 2.500 kW: la enfriadora BROAD BYS 200, que dispone de una capacidad refrigerativa nominal de 2.326 kW.

Los datos técnicos del catálogo de la enfriadora BROAD BYS 200 con información detallada de esta máquina de refrigeración, se recogen en el Anexo 4 mientras que en el Anexo 6 se encuentra el fichero GREENIUS de la misma.

En la Figura 10 se exponen las condiciones de trabajo de esta máquina según los valores proporcionados por GREENIUS.

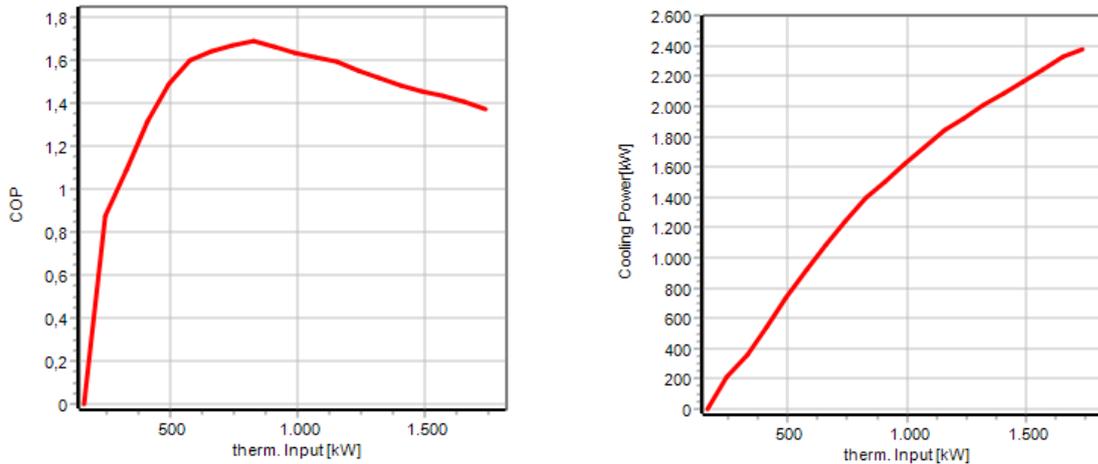
Figura 10 - Condiciones de trabajo de la enfriadora BROAD BYS 200



Como puede observarse, esta enfriadora está diseñada para operar bajo condiciones estándar de entrada nominal térmica de 1.652 kW, a temperatura ambiente de 36°C y requiere una temperatura de entrada del fluido de 171°C.

Bajo condiciones de trabajo diferentes a la nominal, el COP de la máquina y su correspondiente capacidad varían según lo expuesto en las gráficas de la Figura 11. En las figuras puede observarse que este modelo está limitado a una capacidad frigorífica de 2.400 kW.

Figura 11 - Variación del COP de máquina y de su capacidad de refrigeración



Una vez dimensionada la máquina de absorción, según dicta la línea de trabajo a seguir para dimensionar los equipos, se procede al análisis del equipo de acumulación.

Sin embargo, debido a la estrecha relación entre el acumulador y el campo de colectores que se pretende instalar, serán analizados y dimensionados al mismo tiempo.

3.2.2 Equipo de acumulación y campo de colectores

Una de las limitaciones inicialmente impuestas es que las pérdidas anuales de calor solar se sitúen en un valor límite de entre el 5-10 %, por lo que el análisis de estas pérdidas de calor será la condición fundamental a través de la cual definiremos tanto equipo de acumulación como el campo solar.

Puede afirmarse que, dado un determinado área del campo de colectores, cuanto mayor sea la capacidad de almacenamiento del acumulador menor será la energía desperdiciada. Por ello, debe encontrarse una relación adecuada para minimizar las pérdidas del campo solar sin sobredimensionar el acumulador.

Para la determinación del área del campo de colectores debemos seleccionar, en primer lugar, un modelo de colector parabólico.

3.2.2.1 Selección del modelo de colector

En la Tabla 5 se muestran las opciones posibles dentro del catálogo GREENIUS para colectores cilíndrico-parabólicos:

Tabla 5 - Colectores cilíndrico-parabólicos disponibles en el catálogo GREENIUS

COLECTOR	ÁREA DEL REFLECTOR [m ²]	LONGITUD FOCAL [m]
Ultimate Trough 2014	1.716	1,71
SL 4600 PTR70 2009	529	1,2
ET 2 with UVAC	817,5	1,71
ET 2 with Schott HCE	817,5	1,71
ET 2 with UVAC PTR 2009	817,5	1,71

El colector “Ultimate Trough 2014” se descarta por sus grandes dimensiones que pueden limitar las variantes a la hora de establecer el número de colectores y con ello, las posibles alternativas disponibles para diseñar el campo y la instalación. Como se verá posteriormente, en un principio

se selecciona este colector para el diseño del campo por su alto rendimiento, pero las simulaciones realizadas muestran que no es el colector idóneo para la instalación.

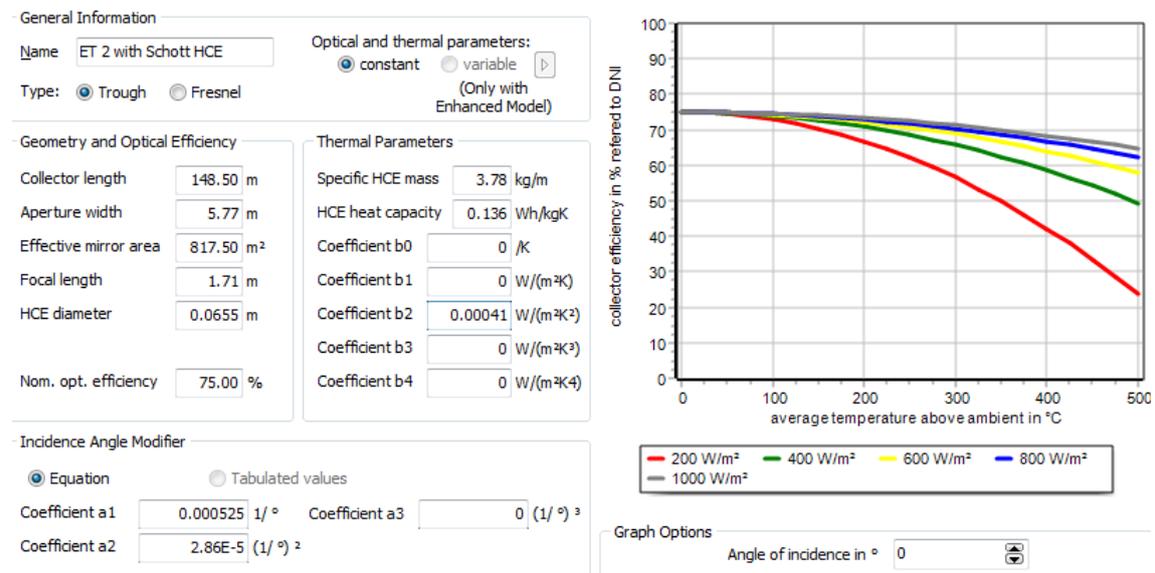
El colector SL (SolarLite Company) se trata de un colector de dimensiones inferiores al resto de los disponibles. La razón por la que se descarta su uso es que apenas existe información técnica disponible.

Los colectores ET (EuroTrough Collectors Company) emplean un reflector similar y se diferencian únicamente en el tubo absorbente del que hace uso. Se prefiere el uso del Schott dada su especial relevancia en el mercado de tubos absorbentes y sus características técnicas fáciles de hallar en catálogos. Por tanto, se selecciona el colector "ET 2 with Schott HCE" del catálogo de colectores cilíndrico-parabólicos de GREENIUS.

Como se muestra en la Figura 11, las dimensiones principales que caracterizan a este colector son una longitud de 148,5 m, y un ancho de apertura de 5,77 m. El colector tiene un área efectiva de espejo de 817.5 m² y distancia focal de 1,71 m. Su eficiencia nominal es del 75 %.

Cabe añadir que en la Figura 12 aparecen también los parámetros angulares (a_n) y térmicos (b_n) característicos del modelo de colector.

Figura 12 - Datos relevantes del modelo "ET 2 with Schott HCE"



En el Anexo 3 pueden encontrarse los datos de catálogo de este colector.

3.2.2.2 Dimensiones del campo solar

Para la simulación de los parámetros del campo y del acumulador se supone inicialmente la máxima capacidad productiva de la caldera auxiliar de biomasa (1.652 kW). Esto permite simular una situación en que la máquina de absorción trabaja en condiciones nominales para la producción de frío renovable. Gracias a esta medida, las condiciones variables de trabajo que experimenta la máquina de absorción en su funcionamiento habitual no determinan el cálculo de las pérdidas anuales de calor solar.

Las simulaciones llevadas a cabo con este modelo de colector satisfacen las condiciones de pérdidas de energía solar siempre y cuando se haga uso de un campo solar con dos filas y dos colectores por fila (campo solar de dimensiones 2 x 2) u otro campo de dimensiones menores, y se disponga de un acumulador de entre 4.000 y 8.000 kWh.

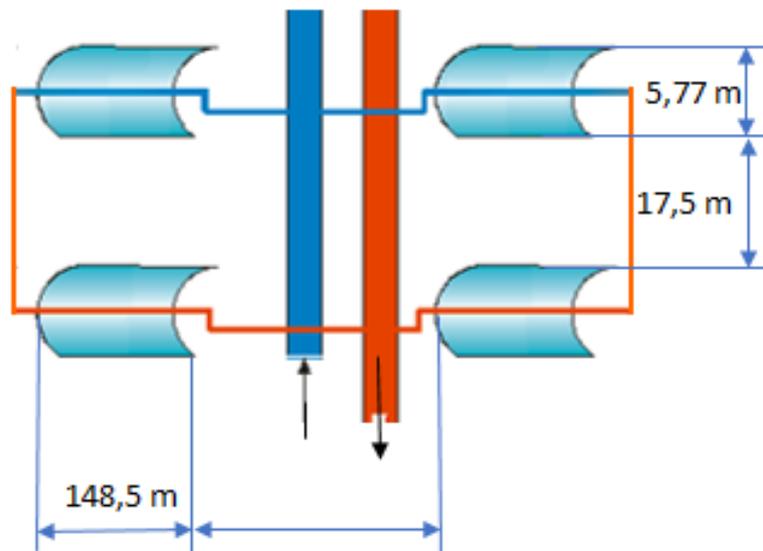
Esto permite asegurar que un cociente entre la capacidad de acumulación (kWh) y área efectiva del campo solar (m²) entre 1,22 y 2,45 nos permite obtener una solución válida respecto a la

limitación de pérdidas solares anuales para una disposición del campo 2 x 2.

Por tanto, se propone hacer uso de un campo de dimensiones 2 x 2, cuyo área efectiva de espejo es 3.270 m². La capacidad térmica de producción del campo es de 1.829 kWh para una irradiación directa nominal de 800 W/m². En el dimensionado del campo no se realizan correcciones por ángulo de inclinación ni acimut.

La distancia entre filas es, según lo establecido en el manual GREENIUS, de aproximadamente tres veces ancho de apertura (que recordemos era 5,77 m). Por esta razón se establece un valor de 17,5 m. La disposición final del campo solar y sus dimensiones se muestran en la Figura 13.

Figura 13 - Disposición del campo solar propuesto



Cabe añadir que las sucesivas simulaciones realizadas nos permitieron descartar el uso del colector UltimateTrough-2014, aunque su eficiencia fuese la mayor del catálogo de colectores cilíndrico-parabólicos disponibles en GREENIUS. Estos resultados indican que un colector con menor rendimiento y tamaño permite reducir las pérdidas de calor solar. Además, un colector de dimensiones menores permite aumentar las posibles alternativas de disposición del campo solar.

3.2.2.3 Temperaturas de trabajo del campo solar

Las temperaturas de trabajo del aceite térmico que circula por los colectores del campo solar deben ser fijadas en base a la temperatura de trabajo de la enfriadora, que es de 171°C.

Al disponer de un salto térmico tanto en entrada como salida del acumulador de 20°C, la temperatura de salida del campo de colectores se supone igual a 211°C para que un flujo energético procedente del campo solar y que es cargado y, posteriormente, descargado a través del acumulador llegue a la máquina de absorción a 171°C.

Por otra parte, el retorno del fluido de transporte al campo de colectores implica un salto térmico en los colectores de 40°C, por lo que la temperatura de entrada del fluido en el campo es 171°C.

El uso del aceite térmico Therminol VP-1, un aceite común en instalaciones de características similares permite estas temperaturas de trabajo. Por lo tanto, la decisión de trabajar con este fluido térmico ha sido la adecuada.

3.2.2.4 Diámetro de los tubos del campo solar

El diámetro de los tubos de alimentación característicos de cada fila de colectores (D) se calcula en base a las variables características del fluido de transporte y a las temperaturas de trabajo de este. Debido a que hay 2 tubos conectados en serie, se estima que la energía absorbida por el flujo de aceite térmico es

$$\dot{m} = \frac{2 * (DNI_{nom} * A_{col} * \eta_{opt,0})}{c_p * (T_s - T_e)} \quad (25)$$

Dado que el diámetro del colector puede ser calculado en base a una velocidad límite (c) para un determinado caudal como

$$\dot{V} = \left(\pi * \frac{D^2}{4} \right) * c \quad (26)$$

y siendo establecida la relación de flujos másico y caudal como

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (27)$$

podemos calcular el diámetro gracias a la siguiente ecuación:

$$D = \sqrt{\frac{4 * \frac{\dot{m}}{\rho}}{c * \pi}} = \sqrt{\frac{4 * \frac{2 * DNI_{nom} * A_{col} * \eta_{opt,0}}{c_p * (T_s - T_e)}}{c * \pi * \rho}} \quad (28)$$

siendo...

$$T_s = 211 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_e = 171 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$DNI_{nom} = 800 \text{ W/m}^2$$

$$A_{col} = 817,5 \text{ m}^2$$

$$\eta_{opt,0} = 0,75$$

C_p y ρ son calculados por interpolación lineal en base a los datos de la tabla de propiedades del Therminol facilitadas por GREENIUS.

$$\rho = 912,7094 \text{ kg/m}^3$$

$$C_p = 2023,3224 \text{ J/kgK}$$

La velocidad (c) se limita a un máximo de 2 m/s para instalaciones de estas características. Por tanto, el resultado obtenido de la ecuación (28) es $D \cong 0,092 \text{ m}$.

GREENIUS ofrece una tabla normalizada de diámetros característicos para tuberías de acero sin costura (Anexo 6), por lo que escogemos un $D_{normalizado} = 102,26 \text{ mm}$ para los tubos de los lazos del campo solar. La masa específica asociada al diámetro del tubo de dicho acero es de 16,08 kg/m.

Por otra parte, para la determinación del diámetro del tubo principal (D') que recoge los flujos de los dos lazos (caliente y frío) del campo solar, se estima que debe escogerse un diámetro que permita el transporte de, al menos, el doble del flujo másico anteriormente establecido en los tubos absorbentes de cada colector

$$\dot{m}' = 2 * \dot{m} = 2 * \frac{2 * (DNI_{nom} * A_{col} * \eta_{opt,o})}{c_p * (T_s - T_e)} = 24,24 \text{ kg/s} \quad (29)$$

$$D' = \sqrt{\frac{4 * \dot{V}'}{c * \Pi}} = \sqrt{\frac{4 * (\frac{\dot{m}'}{\rho})}{c * \Pi}} = 0,13 \text{ m} \quad (30)$$

Dada esta estimación, según la tabla normalizada de diámetros para tuberías de acero sin costura del Anexo 6, debe escogerse un $D'_{normalizado} = 154,08 \text{ mm}$ para los tubos principales. La masa específica asociada a este diámetro de tubo es de $28,26 \text{ kg/m}$.

3.2.2.5 Dimensiones del equipo de almacenamiento

Por conveniencia a la hora de obtener una solución efectiva para el acumulador, se pretende obtener un valor lo más cercano posible a un nivel de pérdidas de calor anual del 5 %. Por ello, se propone una capacidad de 8.000 kWh para el acumulador, correspondiente a un cociente entre capacidad de acumulación (kWh) y área efectiva del campo solar (m^2) de 2,45. Este valor está dentro de los límites del intervalo establecido anteriormente.

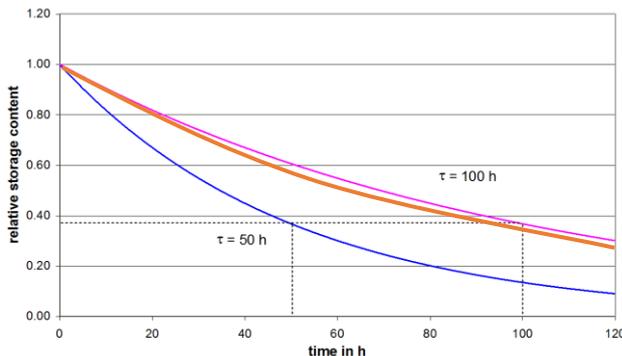
En el acumulador se proponen unas ratios de carga y descarga horaria del 50 % de su capacidad de almacenamiento. En consecuencia, las máximas cargas y descargas de energía solar serán de 4.000 kW.

Por otra parte, el tiempo máximo de almacenamiento del acumulador es de 4,8 horas. Este tiempo resulta del cálculo del cociente entre capacidad de acumulación (8.000 kWh) y consumo nominal de la enfriadora por absorción (1.652 kWh). Además, el salto térmico considerado tanto en carga como descarga es de 20°C .

Según expuesto en el catálogo GREENIUS, las pérdidas se definen en base a una constante de tiempo y son proporcionales al calor total almacenado.

La función que define las pérdidas de este equipo de acumulación tiene un valor de contante de tiempo $\tau = 96 \text{ h}$. Su curva característica se muestra en la Figura 14 junto a las curvas de los valores límite ($\tau = 50 \text{ h}$ y $\tau = 100 \text{ h}$) recomendados por GREENIUS.

Figura 14 - Curva característica de pérdidas del acumulador



Cabe destacar que, aunque se dispone de dos elementos auxiliares (caldera de biomasa y máquina de refrigeración mecánica), el software GREENIUS utilizado no tiene en cuenta el dimensionado de un equipo auxiliar de refrigeración mecánica en su modo de trabajo. Por lo tanto, en el programa solo debe dimensionarse la caldera de biomasa. Sin embargo, como se comprobará posteriormente, la máquina auxiliar de refrigeración mecánica deberá ser dimensionada para realizar el estudio económico.

La ausencia del equipo auxiliar de refrigeración mecánica se debe a que la simulación se enfrenta al requisito de satisfacer la demanda suministrando frío tan solo por medio de la máquina de absorción y, en caso de no poder hacer frente a esa demanda, entonces presupone la existencia de un equipo auxiliar de refrigeración mecánica sin dimensionar y definido por unas constantes de trabajo impuestas por el programa.

Por esto, tras definir los parámetros característicos de los equipos principales, e debe hacer lo propio con la caldera auxiliar de biomasa.

3.2.3 Caldera auxiliar de biomasa

La restricción de utilización de calor procedente de la biomasa para la alimentación de la máquina de absorción del 30 %, es la condición que limita el uso de caldera. Además, deben tenerse en cuenta también las limitaciones de utilización anual de refrigeración mecánica (30 %) y de fracción mínima de frío solar (50 %).

Por esta razón, para el cálculo de la potencia nominal de la caldera se realizan sucesivas simulaciones hasta obtener una solución que satisfaga las limitaciones de diseño impuestas.

Para la simulación de los parámetros del campo y acumulador se supuso una capacidad productiva de la caldera de 1.652 kW con la intención de que la máquina de absorción trabajase en condiciones nominales. Sin embargo, con dicha capacidad y los parámetros de la instalación definidos anteriormente no se cumplen las exigencias impuestas. Esto implica que la caldera de biomasa debe trabajar en condiciones no nominales de funcionamiento y con capacidades inferiores a 1.652 kW para poder llegar a satisfacer las limitaciones.

Dado que no es necesario asegurar la demanda de calor solicitada por la enfriadora por absorción en todo momento, se procede a la reducción de potencia de la caldera auxiliar. Esto permite aumentar la fracción de frío solar anual de la instalación.

Cabe recordar que la limitación de uso del calor de biomasa es la condición que se pretende satisfacer al dimensionar la caldera. Los resultados indican que la simulación con una restricción de potencia de caldera de 410 kW es la primera que cumple todas las limitaciones establecidas, como se muestra en la Tabla 6.

Tabla 6 - Resultados de la simulación con una caldera auxiliar de 410 kW de potencia

	P_{solar}	$F_{bio,abs}$	RM	F_{solar}
ANUAL	4,22% (< 5%)	29,16% (< 30%)	26,62% (< 30%)	51,98% (> 50%)

Por lo tanto, el equipo auxiliar utilizado se define como una caldera de biomasa con una potencia de 410 kW y una eficiencia del 90 % que funciona con pellet certificado A1, cuyo poder calorífico (en base a su PCI) es 17.573 kJ/kg.

3.3 Resultados

3.3.1 Exposición de los resultados

El estudio no queda completo un análisis de los balances de energía de la instalación que cumple todas las especificaciones. En base al esquema de trabajo propuesto anteriormente en la Figura 4 que contenía las variables de los flujos de energía, se obtiene la Figura 15 donde se exponen los flujos de energía anuales de la instalación simulada. Asimismo, en la Tabla 7 se presentan los valores mensuales de los diferentes flujos energéticos.

Cabe destacar que, aparte de indicar los flujos de energía de entrada de los equipos auxiliares de acuerdo con lo expuesto en el modelo matemático, se ha añadido un nuevo flujo energético (E_{aux}) de 639 MWh, que corresponde a la energía eléctrica auxiliar que consume el conjunto de equipos que intervienen en la producción de frío renovable (campo solar, acumulador, caldera auxiliar, máquina de absorción).

Este consumo eléctrico se debe a que las máquinas de absorción comerciales requieren de una bomba para el transporte de la solución diluida desde el absorbedor hasta el generador mientras que el campo de colectores solares requiere también el bombeo del fluido térmico de transporte. En el acumulador, esta energía es destinada al mantenimiento de la carga en las condiciones adecuadas y en la caldera auxiliar de biomasa su uso se reduce al funcionamiento de los elementos electrónicos (ventiladores, alimentación del quemador, control de la combustión, etc.). El cálculo manual de esta variable es complejo, por lo que se acepta el valor de salida de los resultados obtenidos en la simulación.

Figura 15 - Flujos de energía anuales (en MWh) de la instalación propuesta

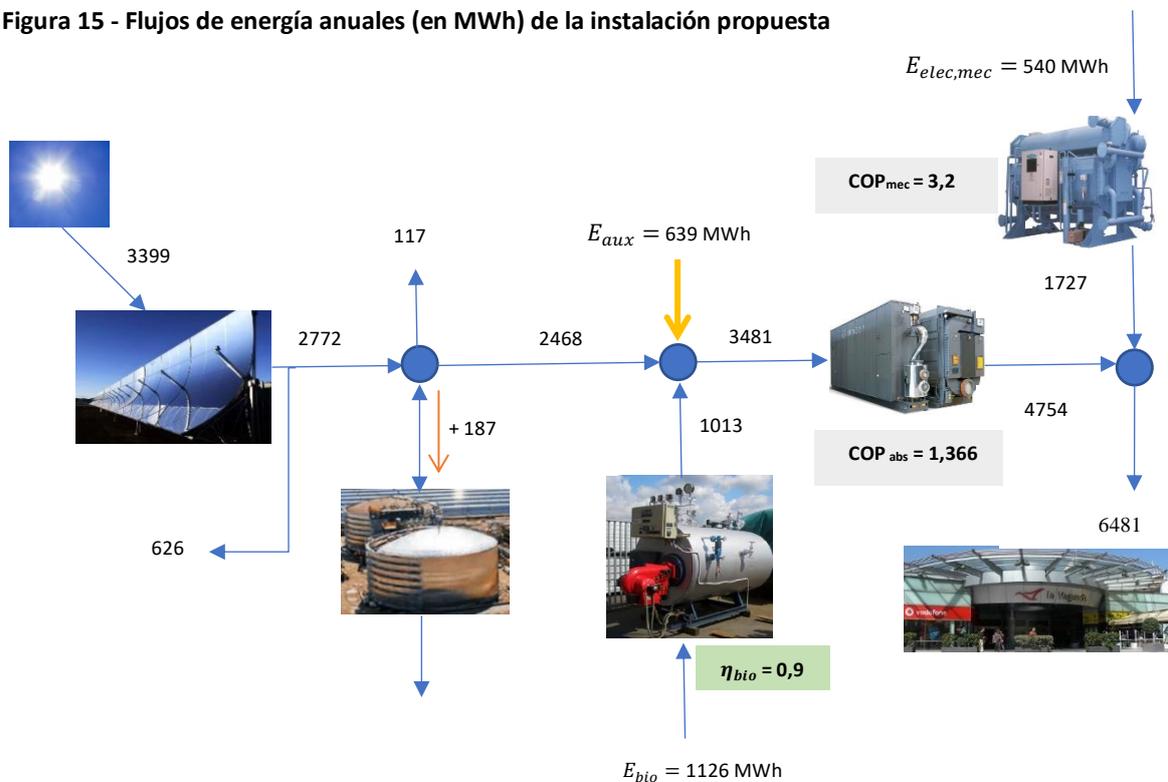


Tabla 7 - Valores mensuales de los flujos energéticos

Flujo de energía	Q abs (MWh)	Q pérdidas campo (MWh)	Q campo (MWh)	dQ acum (MWh)	Q pérdidas solar (MWh)	Q solar (MWh)	Q bio (MWh)	Q renov (MWh)	Frío renov (MWh)	Frío mec (MWh)	Frío demanda (MWh)
ANUAL	3399	626	2.772	187	117	2.467	1.013	3.480	4.754	1.725	6.481
Ene	103	43	60	7	0	53	88	141	180	32	212
Feb	149	46	103	21	2	81	53	133	174	24	198
Mar	263	58	205	28	23	153	25	179	243	22	265
Abr	344	55	289	38	78	174	48	221	319	57	376
May	389	59	330	12	2	315	101	416	580	279	859
Jun	479	58	421	14	0	407	100	507	683	391	1.074
Jul	552	58	494	20	1	473	75	548	740	319	1.059
Ago	479	57	422	12	0	410	101	511	704	239	943
Sept	312	56	256	15	11	230	88	318	464	148	612
Oct	164	52	112	10	0	102	109	210	291	114	405
Nov	99	48	51	6	0	45	116	160	206	58	264
Dic	66	36	30	4	0	25	111	137	170	42	212

En base a los valores de la Tabla 7, en la Tabla 8 se muestra la variación mensual de los parámetros limitantes impuestos para la instalación a lo largo del año:

Tabla 8 - Variación mensual de los parámetros limitantes

	P _{solar} (%)	F _{bio abs} (%)	RM (%)	F _{solar} (%)
enero	0,00	62,41	15,09	31,91
febrero	1,94	39,85	12,12	52,86
marzo	11,22	13,97	8,30	78,89
abril	26,99	21,72	15,16	66,41
mayo	0,61	24,28	32,48	51,13
junio	0,00	19,72	36,41	51,05
julio	0,20	13,69	30,12	60,31
agosto	0,00	19,77	25,34	59,90
septiembre	4,30	27,67	24,18	54,84
octubre	0,00	51,90	28,15	34,56
noviembre	0,00	72,50	21,97	21,46
diciembre	0,00	81,02	19,81	15,22
ANUAL	4,22	29,16	26,62	51,98

En la Tabla 9 se presentan otras variables que se deben tener en cuenta en el estudio de esta instalación, como la irradiación en el campo, su rendimiento, el ángulo de inclinación de los colectores o el COP de la enfriadora.

Tabla 9 - Otras variables de interés para el estudio técnico de la instalación

	H _{dcol} (MWh)	η_{opt} (%)	COP (-)	E _{aux} (MWh)
enero	195	19	1,28	40
febrero	242	31	1,31	37
marzo	418	41	1,36	49
abril	515	52	1,44	53
mayo	571	56	1,39	66
junio	699	59	1,35	65
julio	801	60	1,35	69
agosto	710	56	1,38	67
septiembre	478	48	1,46	54
octubre	266	33	1,39	53
noviembre	176	19	1,29	46
diciembre	125	14	1,24	40

3.3.2 Análisis de los resultados

Una vez expuestos los resultados obtenidos en este caso base, se propone su análisis con objeto de interpretar el comportamiento de la instalación. Del análisis de los flujos energéticos mensuales obtenemos las siguientes conclusiones:

- Cuanto mayor es el flujo de calor absorbido por el campo de colectores, mayor es el calor producido por los mismos, aunque también son mayores las pérdidas asociadas al campo.
- El estudio de H_{dcol} y del η_{opt} se debe realizar teniendo en cuenta su relación con Q_{abs}. Por un lado, se observa que H_{dcol}, al igual que Q_{abs}, sigue la tendencia registrada en los datos de radiación solar mensual (radiación máxima en verano y mínima en invierno) gracias al seguimiento solar de los colectores del campo.

Por otra parte, el análisis del η_{opt} del campo solar asegura que el uso de los colectores de concentración respecto a su $\eta_{nominal}$ (75 %) es eficiente como se observa en la Tabla 10. Entre abril y septiembre (primavera y verano) se alcanzan los registros de mayor eficiencia mientras que entre octubre y marzo (otoño e invierno) los registros de eficiencia son inferiores al 60%.

Tabla 10 - Eficiencia de los colectores

Mes	η_{opt} (%)	Eficiencia (%)
Ene	19	25
Feb	31	41
Mar	41	55
Abr	52	69
May	56	75
Jun	59	79
Jul	60	80
Ago	56	75
Sept	48	64
Oct	33	44
Nov	19	25
Dic	14	19

- El estudio de las pérdidas del campo solar es interesante para conocer de primera mano los parámetros de diseño más relevantes para el diseño de campos solares de características similares en el futuro.

La tabla 11 muestra los resultados anuales de las diferentes pérdidas energéticas del campo solar. El orden de magnitud de las pérdidas por variación de los flujos de calor (Q Heatup SF) es menor por lo que se consideran poco relevantes. Sin embargo, el resto de las pérdidas tienen un orden de magnitud similar, siendo las más importantes las pérdidas térmicas en las tuberías de los colectores (Q Pipe) seguidas de las pérdidas de calor en los tubos de expansión (Q Vessel) y las pérdidas térmicas en los tubos receptores de los colectores (Q Heat).

Tabla 11 - Resultados anuales de las pérdidas del sistema solar

Q Heatup SF	Q Heat	Q Pipe	Q Vessel
0,875 MWh	220,817 MWh	221,701 MWh	188,981 MWh

- Puede asegurarse que el máximo flujo de calor que circula a través del acumulador se da en el mes de abril (38 MWh). Debido a las favorables condiciones climatológicas de este mes, los niveles de producción de calor del campo solar son mucho mayores que la demanda que debe atenderse. Dichas condiciones permiten el almacenamiento del excedente y la producción de calor sin hacer un gran uso de los equipos auxiliares.
- En relación con lo explicado anteriormente, puede observarse que las pérdidas de calor solar son máximas en abril (26,99 %). Esta situación se produce al sobrepasarse los límites de almacenamiento del acumulador cuando existe exceso de producción.

Tan solo se producen pérdidas significativas de calor solar en dos meses más: septiembre (4,30 %) y marzo (11,22 %), aunque en estos casos no alcanzan los niveles de abril dado que la demanda de frío y la producción de calor solar se encuentran más acopladas que en el mes de abril, y, en consecuencia, el excedente de calor solar es menor.

Las condiciones climatológicas desfavorables que se dan en invierno y la gran demanda de frío en verano provocan que no existan pérdidas de este tipo durante el resto del año.

- Los meses en los que se registra una mayor variación en el comportamiento de la instalación son abril y mayo. La principal causa de este hecho es la gran diferencia de demanda a satisfacer entre ambos meses, siendo de 376 MWh en abril y de 859 MWh.

Las similitudes climatológicas en ambos meses, donde se absorben 344 y 389 MWh respectivamente, provoca que se deba hacer un mayor uso de los equipos auxiliares incorporados a la instalación en el mes de mayo mientras que en el de abril apenas se requieren.

- Respecto al uso de la caldera auxiliar de biomasa, puede observarse que alcanza sus máximos niveles de utilización en los meses de invierno, es decir, en la época del año en que las condiciones climatológicas son más desfavorables para la producción de calor solar.

Sin embargo, durante los meses de verano la producción de calor con biomasa no cesa dado que la demanda que debe atenderse es máxima y no puede ser abastecida solo por medio de calor solar.

Cabe añadir que los meses donde se registran un menor uso de la caldera son marzo, abril y julio. En marzo y abril esto sucede gracias a las condiciones climatológicas favorables y de baja demanda mencionadas anteriormente.

En el caso de julio este menor uso de caldera responde a las inmejorables condiciones climatológicas del lugar durante este mes, lo que reduce considerablemente el uso de este equipo auxiliar ya que el campo es capaz de abastecer casi por completo el calor requerido por la máquina de refrigeración para la producción de frío renovable.

El comportamiento de la instalación durante los meses de junio y agosto es muy similar al de julio, por lo que lo expuesto con anterioridad tiene validez para explicar lo que sucede en estos meses de verano.

- En cuanto al estudio de los valores del COP registrados, que nos permite a su vez estudiar la relación entre Q_{renov} y el frío renovable producido a lo largo del año, podemos observar que el equipo de absorción trabaja en un intervalo entre 1.24 y 1.46. Por tanto, puede decirse que tiende a comportarse linealmente y con un COP variable dentro del rango de 1,0 a 1,5 al que teóricamente trabajan las máquinas de absorción de doble efecto. [7]
- El uso del equipo auxiliar de refrigeración mecánica varía en la medida en que se puede satisfacer la demanda mediante frío renovable. Los meses de máximo uso de este equipo coinciden con los de máxima demanda, es decir, con los de verano y se registra un menor uso en los meses de invierno.

Sin embargo, existen dos excepciones, marzo y octubre. En la primera se registra el mínimo uso anual del equipo auxiliar de refrigeración dadas sus condiciones ideales trabajo explicadas anteriormente (alta producción para baja demanda). En la segunda sucede lo contrario, es decir, se dan condiciones climatológicas desfavorables para un nivel de demanda que no está acoplado a ellas por lo que se requiere una alta producción de frío mecánico.

Por otro lado, es fundamental conocer el pico de demanda de frío mecánico a satisfacer ya que gracias a él podremos seleccionar una enfriadora mecánica adecuada que se adapte a las condiciones de trabajo de la instalación. Este pico de demanda es de 4053 kW y se da en el mes de junio.

- Respecto a la fracción solar mensual, puede observarse que se replica el comportamiento predicho para este tipo de instalaciones, puesto que existe un acoplamiento entre demanda de frío y producción energética del campo solar. En consecuencia, al haber sido diseñada la instalación con esta finalidad, en los meses más calurosos se alcanzan fracciones de frío solar con valores alrededor del 60 % mientras que en los meses más fríos se obtienen fracciones de frío solar inferiores al 30 %.

En este caso se pone de nuevo de manifiesto el comportamiento atípico del mes de marzo frente a la tendencia anual, ya que registra una fracción solar del 78,89 %.

- Para poder analizar de forma detallada E_{aux} , en la Tabla 12 se ha descompuesto, de acuerdo con el criterio de cálculo establecido por GREENIUS, el consumo anual de electricidad en los diferentes equipos que hacen uso de esta energía.

Tabla 12 - Consumo anual de electricidad de los equipos de producción de frío renovable

EQUIPO	CRITERIO	CONSUMO ANUAL [MWh]
Campo solar	9,3 [Wel/m ²]	300
Equipo de almacenamiento	0,003 [Wel/Wth]	100
Caldera de biomasa	0,01 [Wel/Wth]	19
Máquina de absorción	107,7 [kWhe]	220
Σ Consumos eléctricos		639

La electricidad auxiliar consumida por los equipos que intervienen en la producción de frío renovable varía en función de la producción de frío renovable, ya que este equipo es el principal consumidor de energía eléctrica del sistema junto con el campo de colectores.

Sin embargo, se aprecia una anomalía en el consumo de E_{aux} del mes de junio respecto del resto de meses del año, ya que aun siendo mayor la utilización de los equipos que consumen electricidad, existe un consumo menor de electricidad que en el mes de mayo (65 MWh frente a 66 MWh).

Una vez explicado el comportamiento del sistema, se grafican los valores de las diferentes tablas para facilitar la interpretación de los datos obtenidos.

En la Figura 16 se puede observar la descomposición de la demanda en frío renovable y mecánica mientras que en la Figura 17 se puede apreciar la descomposición del calor para la producción de frío renovable en función del calor de biomasa y solar que alimentan a la enfriadora.

Figura 16 - Descomposición de la demanda de frío según la máquina frigorífica

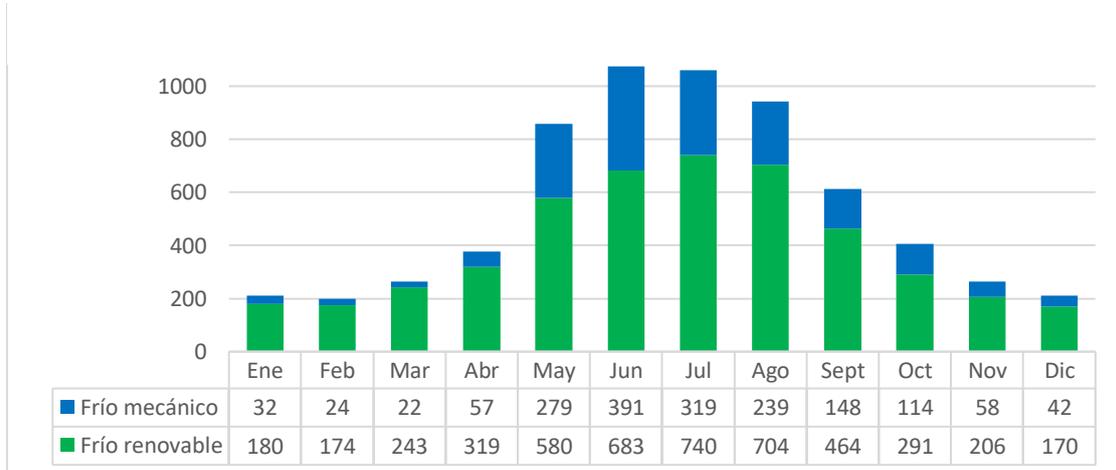
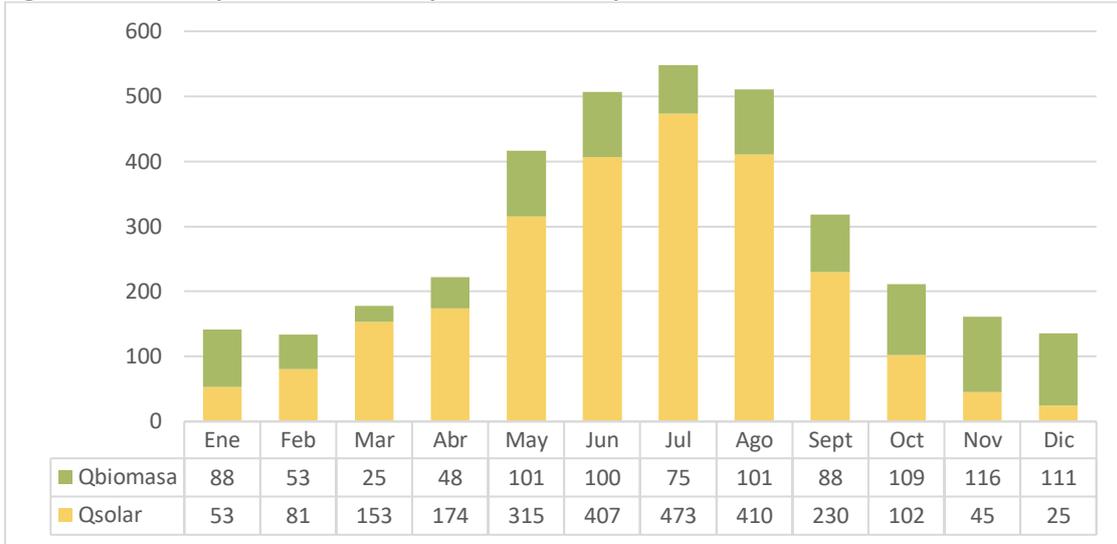
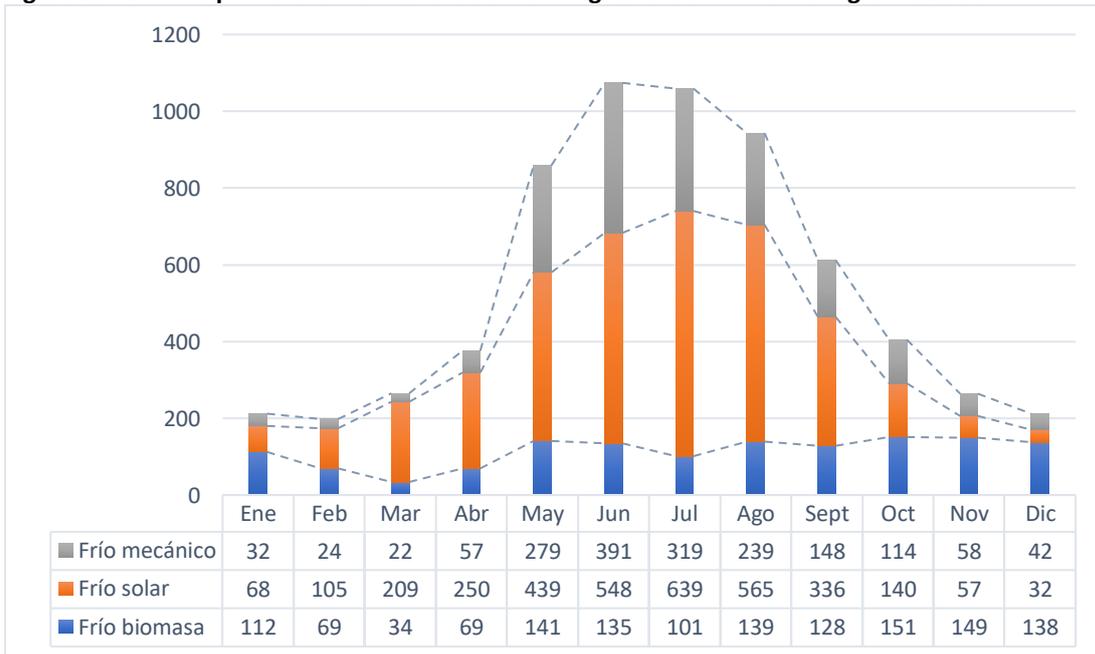


Figura 17 - Descomposición del calor aportado a la máquina de absorción



Por último, en la Figura 18 se muestra la descomposición de la demanda según las diferentes fuentes de energía de las que hace uso, lo que facilita la comprensión de lo descrito anteriormente.

Figura 18 - Descomposición de la demanda de frío según las fuentes de energía utilizadas



4. Estudio económico, ambiental y ahorro energético

4.1 Estudio económico

La principal razón por la que se ha llevado a cabo este estudio económico es la de conocer de primera mano cuales son las variables críticas o de mayor relevancia a la hora de abordar proyectos futuros de estas características, además de obtener información de los diferentes parámetros que deben tenerse en cuenta al realizar este tipo de estudios.

En esta primera fase se va a analizar la rentabilidad de la instalación sin tener en cuenta las posibles subvenciones que puedan otorgar los diferentes institucionales de gobierno, asumiendo todos los costes mediante fondos propios del usuario sin solicitar préstamos bancarios.

Normalmente, las instalaciones de generación de energía que emplean combustibles convencionales presentan costes de inversión por unidad de potencia instalada mucho menores que las instalaciones solares.

Como principal argumento económico favorable a la implantación de este tipo de instalaciones de energía solar, destaca la estabilidad del precio del calor producido al no estar sometido a variaciones del precio de las energías comerciales (combustibles, electricidad consumida). Además, el coste de la fuente de energía es gratuito, es decir, la inversión inicial conlleva la mayor parte de los costes de generación de calor durante todo el periodo de vida de la instalación.

La definición de los costes asociados a cada uno de los equipos se basa en el método impuesto por GREENIUS, que nos facilita una relación de costes base para cada uno de los equipos que componen una instalación de frío solar como la que aquí se analiza.

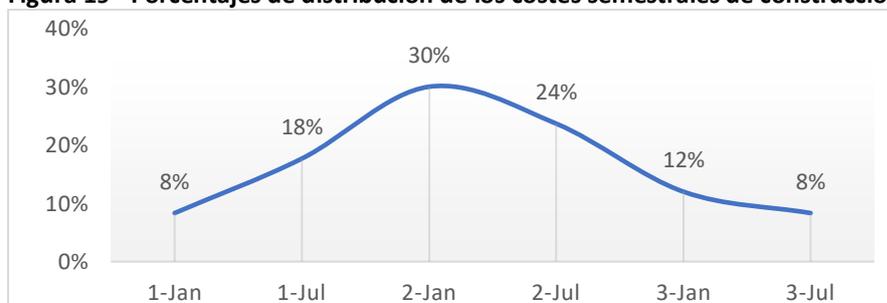
Al tratarse de un estudio preliminar, se considera cierto margen de error en los cálculos, tal y como se asume en estudios económicos de estas características en el campo de la ingeniería de proyectos.

Cabe distinguir dos fases durante el tiempo de vida del proyecto. En la primera fase, se construye y pone a punto la instalación mientras que, en la segunda, la instalación ya se encuentra en funcionamiento.

4.1.1 Fase de construcción

Para esta primera fase se ha estimado un tiempo total de construcción de 3 años. Estos costes no se distribuyen de manera equitativa para cada uno de los años, sino que respeta la tendencia de distribución semestral de costes de un proyecto real de 3 años (Figura 19).

Figura 19 - Porcentajes de distribución de los costes semestrales de construcción



Por ello, en primer lugar, deben calcularse los costes de inversión de los diferentes equipos que componen la instalación para después distribuirlo según los porcentajes de cada semestre.

El cálculo de los costes de inversión (Tabla 13) se realiza en función de la dimensión característica establecida por GREENIUS para cada uno de los equipos principales: para el campo solar, su área; para el acumulador, su capacidad; y para la caldera de biomasa y las máquinas de refrigeración, sus respectivas potencias.

Los costes asociados a la instalación, como son los costes de desarrollo del proyecto, seguridad, supervisión y control, son asumidos como un 10 %, 1 % y 9 % del coste total de inversión de los equipos respectivamente. En otras palabras, el presupuesto total de inversión supone el 120 % del coste total de los equipos.

Cabe destacar que, el coste unitario de la máquina de refrigeración mecánica se define en base a su potencia frigorífica nominal (dimensión característica). Esto implica establecer este parámetro de la forma más adecuada posible. Gracias al estudio técnico de la Sección 3 se conoce el pico de demanda de frío mecánico (4.053 kW). Se ha decidido seleccionar del catálogo Hictesa el modelo EQSA 21105. La información detalla de este modelo se expone en el Anexo 5. Este modelo dispone de una capacidad nominal de refrigeración de 1.100,8 kW por lo que se instalan 4 máquinas para satisfacer el pico de demanda , lo que supone una capacidad de refrigeración de 4.403,2 kW para el conjunto de máquinas de refrigeración mecánica.

Tabla 13 - Costes de inversión de la instalación

INVERSIÓN	COSTE UNITARIO	DIMENSIÓN	COSTE
Campo solar	235 [€/m ²] ^[12]	3.270 [m ²]	768.450 €
Equipo de almacenamiento	50 [€/kWh] ^[13]	8.000 [kWh]	400.000 €
Caldera de biomasa	315 [€/kW] ^[14]	410 [kW]	129.150 €
Máquina de absorción	360 [€/kW] ^[15]	2.326 [kW]	837.360 €
Máquina de refrigeración mecánica	180 [€/kW] ^[14]	4.404 [kW]	792.720 €
Σ Inv. Principal			2.927.680 €
Desarrollo del proyecto	10 [% Inv. Principal] ^[15]	2.967.536 €	292.768 €
Seguridad	1 [% Inv. Principal] ^[15]	2.967.536 €	29.277 €
Supervisión y control	9 [% Inv. Principal] ^[15]	2.967.536 €	263.491 €
Σ Inversión			3.513.216 €

En base a este cálculo, en la Tabla 14 se ha calculado la distribución de los costes de inversión, útiles en un posible estudio económico más detallado, respetando las ratios semestrales establecidas anteriormente.

Tabla 14 - Distribución semestral de los costes de inversión

FECHA DE INVERSIÓN	COSTE SEMESTRAL (€/semestre)
01-ene-2020	296.635
01-jul-2020	629.236
01-ene-2021	1.068.313
01-jul-2021	842.899
01-ene-2022	427.325
01-jul-2022	296.635

4.1.2 Fase de operación

Una vez se han determinado los costes de construcción, se deben estimar los costes asociados al periodo de vida de la instalación. En base a proyectos anteriores de estas características se supone un tiempo de vida para la instalación de 25 años.

Por una parte, en la Tabla 15 se presentan los costes anuales de operación y mantenimiento de proyectos (O&M), cuyo cálculo se realiza en función de la dimensión característica de cada equipo, al igual que en el cálculo de los costes de inversión. Otros costes indirectos como los de reemplazamiento de equipos no se tienen en cuenta en este estudio debido a su escasa relevancia económica.

Tabla 15 - Costes anuales de operación y mantenimiento de la instalación

COSTE O&M	COSTE UNITARIO	DIMENSIÓN	COSTE ANUAL
Campo solar	4 [€/m ²] ^[15]	3.270 [m ²]	13.080 €/año
Equipo de almacenamiento	1 [€/kWh] ^[15]	8.000 [kWh]	8.000 €/año
Caldera de biomasa	4 [€/MWh] ^[15]	1.013 [MWh]	4.052 €/año
Máquina de absorción	2 [€/MWh] ^[15]	4.754 [MWh]	9.508 €/año
Máquina de refrigeración mecánica	2 [€/MWh] ^[15]	1.727 [MWh]	3.454 €/año
Σ Costes O&M			38.094 €/año

Por otra parte, en la Tabla 16 se consideran los costes energéticos correspondientes a los diferentes equipos de la instalación.

Tabla 16 - Coste energético anual de la instalación

COSTE ENERGÉTICO	COSTE UNITARIO [€/kWh]	DIMENSIÓN [MWh/año]	COSTE ANUAL [€/año]
Electricidad Refrig. Mec.	0,1267 ^[16]	540	68.418
Electricidad Producción Frío Renovable	0,1267 ^[16]	639	80.962
Pellets de biomasa	0,04 ^[10]	1.126	45.040
Σ Coste energético			194.420 €/año

4.2 Consumo de energía primaria

La energía primaria puede definirse como aquella energía que no ha sido sometida a ningún proceso de conversión o transformación.

Por ello, el análisis del gasto de energía primaria de la instalación, que se muestra en la Tabla 17, permite una evaluación del consumo energético no renovable procedente del medio natural.

El seguimiento de la producción de frío según las fuentes de energía utilizadas es necesario para la planificación de las estrategias energéticas y de gestión del medio ambiente, especialmente en lo que se refiere al cumplimiento de los objetivos de reducción de consumo de energía no renovable y de las emisiones asociadas.

Tabla 17 - Consumo de energía primaria

ENERGÍA PRIMARIA	COSTE UNITARIO [kWh/kWh]	DIMENSIÓN [MWh/año]	ENERGÍA PRIMARIA ANUAL [kWh/año]
Electricidad Refrig. Mec.	1,954 ^[17]	540	1.055.160
Electricidad Producción Frío Renovable	1,954 ^[17]	639	1.248.606
Pellets de biomasa	0,085 ^[17]	1126	95.710
Σ Energía primaria consumida			2.399.476 kWh/año

4.3 Estudio ambiental

En último lugar, resulta indispensable la realización de un estudio ambiental que ponga de manifiesto las emisiones de CO₂ producidas por la instalación para la refrigeración del centro comercial.

En la actualidad cualquier proyecto centra el análisis de emisiones contaminantes en el estudio del CO₂ producido, debido a la preocupación existente por el cambio climático y el efecto invernadero que este gas produce. La Tabla 18 muestra una estimación de las emisiones de CO₂ de la instalación propuesta), cuyo cálculo se realiza en función de la energía consumida por cada una de las fuentes de energía de las que se hace uso en la instalación propuesta.

Tabla 18 - Emisiones de CO₂ de la instalación

ANÁLISIS AMBIENTAL	COSTE UNITARIO [kg CO ₂ /kWh]	DIMENSIÓN [MWh/año]	EMISIONES ANUALES DE CO ₂ [kg CO ₂ /año]
Electricidad Refrig. Mec.	0,331 ^[17]	540	178.740
Electricidad Producción Frío Renovable	0,331 ^[17]	639	211.509
Pellets de biomasa	0,018 ^[17]	1126	20.268
Σ Costes ambientales			410.517 kg CO₂/año

4.4 Análisis de resultados

4.4.1 Comparación con una instalación convencional

Para poder establecer una comparación entre la instalación actual propuesta y otra instalación que no hace uso de energías renovables, sino que produce el frío demandado mediante refrigeración mecánica convencional, en la Tabla 19 se estiman también los costes económicos, energéticos y ambientales de esta última.

En esta nueva situación se deben definir las dimensiones de la máquina de refrigeración mecánica ya que, en este caso, toda la demanda se satisface por medio de dicha tecnología.

Se decide seleccionar el mismo modelo para la máquina de refrigeración mecánica que se ha escogido anteriormente del catálogo Hictesa (EQSA 21105), cuya información detalla se expone en el Anexo 5.

El cálculo del número de equipos requeridos se realiza en base al pico de demanda de frío del centro comercial extraído del estudio técnico de la Sección 3 (4.590 kW). El modelo dispone de una capacidad de refrigeración de 1.100,8 kW por lo que se deben instalar 5 máquinas para satisfacer la demanda pico lo que supone una capacidad total instalada de 5.504 kW. Para satisfacer una demanda anual de 6.481 MWh con este número de máquinas de COP igual a 3,2 se consumen 2.025 MWh anuales de electricidad.

Tabla 19 - Costes económicos, ambientales y energéticos de una instalación convencional

INVERSIÓN	COSTE UNITARIO	DIMENSIÓN	COSTE
Máquina de refrigeración mecánica	180 [€/kW] ^[14]	5.504 [kW]	990.720 €
Desarrollo del proyecto	10 [% Inv. Principal] ^[15]	990.720 [€]	99.720 €
Seguridad	1 [% Inv. Principal] ^[15]	990.720 [€]	9.720 €
Supervisión y control	9 [% Inv. Principal] ^[15]	990.720 [€]	89.165 €
Σ Inversión			1.189.325 €
COSTE O&M	COSTE UNITARIO	DIMENSIÓN	COSTE ANUAL
Máquina de refrigeración mecánica	2 [€/MWh] ^[15]	6.481 [MWh]	12.962 €/año
Σ Costes O&M			12.962 €/año
COSTE ENERGÉTICO	COSTE UNITARIO	DIMENSIÓN	COSTE ANUAL
Electricidad Refrig. Mec.	0,1267 [€/kWh] ^[16]	2.025 [MWh]	256.568 €/año
Σ Coste energético			256.568 €/año
ENERGÍA PRIMARIA	COSTE UNITARIO [kWh/kWh]	DIMENSIÓN [MWh]	ENERGÍA PRIMARIA ANUAL [KWh/año]

Electricidad Refrig. Mec.	1,954 ^[17]	2.025	3.956.850
Σ Energía primaria consumida			3.956.850 kWh/año
ANÁLISIS AMBIENTAL	COSTE UNITARIO [kg CO ₂ /kWh]	DIMENSIÓN [MWh]	EMISIONES ANUALES DE CO ₂ [kg CO ₂ /año]
Electricidad Refrig. Mec.	0,331 ^[17]	2.025	670.275
Σ Costes ambientales			670.275 kg CO₂/año

La comparación de los valores obtenidos para ambas instalaciones nos permiten observar las ventajas e inconvenientes que presenta la instalación propuesta.

El uso de refrigeración no convencional, el planteado para la instalación propuesta, implica una sobreinversión de 2.323.891 €. Es decir, se produce un aumento del 66 % de los costes de inversión respecto del sistema de refrigeración de la instalación convencional. Este hecho también afecta a los costes de operación y mantenimiento, que suponen una inversión extra anual de 25.132 € para la instalación propuesta, es decir, un 66 % mayor a los costes de operación y mantenimiento de una instalación convencional. Sin embargo, esta sobreinversión conlleva ciertas ventajas sobre la utilización de instalaciones convencionales.

Por una parte, el gasto energético total de la instalación se ve reducido en un 32 %, lo que supone un ahorro anual de 62.148 €. Esto implica, a su vez, ahorro en el consumo de energía primaria de 1.557 MWh. Es decir, al hacer uso de la instalación propuesta para la producción del frío demandado se ahorra un 39 % de energía primaria respecto a lo que requiere una instalación convencional.

En consecuencia, puede afirmarse que la instalación propuesta permite hacer un uso más efectivo de las fuentes de energía, consiguiendo satisfacer la demanda con una reducción considerable de los recursos energéticos no renovables. La clave está en que el trabajo de bombeo en la máquina de absorción es mucho menor que el necesario para accionar el compresor en un ciclo de refrigeración mecánica.

Por otra parte, la instalación propuesta reduce las emisiones de CO₂ en un 39 % respecto de la instalación convencional, lo que supone evitar la emisión de 260 toneladas de CO₂ al año, lo que equivale a las emisiones producidas por 40 trayectos Zaragoza-Lisboa de un vuelo comercial de Ryanair [18].

4.4.2 Coste unitario del frío

El cálculo económico simplificado nos permite observar el coste unitario de producción de frío para cada uno de los equipos que componen la instalación. Para ello, se aplica un factor de amortización a la inversión correspondiente a cada uno de los equipos de la instalación. Este factor de amortización (F_{amort}) se calcula como

$$F_{amort} = \frac{(1+i)^n * i}{(1+i)^n - 1} = 0,071 \quad (31)$$

donde i se define como la tasa de descuento anual (estimada en un 5 %) y n como el tiempo de vida de la instalación (25 años).

La descomposición de costes de inversión, O&M y de energías para cada uno de los equipos de la instalación se muestran en la Tabla 21. Previamente, en la Tabla 20 se muestra la descomposición de costes del consumo eléctrico E_{aux} en función de los consumos anuales establecidos en la Tabla 10 (Sección 3.3).

Tabla 20 - Descomposición de costes del consumo eléctrico

EQUIPO	CRITERIO	CONSUMO ANUAL [MWh]	COSTE UNITARIO [€/kWh]	COSTE ANUAL DEL CONSUMO ELÉCTRICO [€/año]
Campo solar	9,3 [W/m ²]	300	0,1267 ^[16]	38.010
Equipo de almacenamiento	0,003 [Wel/Wth]	100	0,1267 ^[16]	12.670
Caldera de biomasa	0,01 [Wel/Wth]	19	0,1267 ^[16]	2.407
Máquina de absorción	107,7 [kWhe]	220	0,1267 ^[16]	27.874

Cabe recordar que para el cálculo de los costes de inversión se ha tenido en cuenta que el presupuesto total de inversión supone el 120 % del coste de cada equipo debido a los costes de desarrollo del proyecto, seguridad y supervisión y control (10 %, 1 % y 9 % respectivamente).

$$C_{inv,i} = F_{amort} * \frac{INV_i}{P_i}; C_{O\&M,i} = \frac{O\&M_i}{P_i}; C_{el,i} = \frac{C_{el_i}}{P_i}; C_{bio,i} = \frac{C_{bio_i}}{P_i} \quad (32)$$

En función de lo expuesto anteriormente, los costes unitarios más relevantes son:

$$CU_{frío renov} = \Sigma(C_{inv} + C_{O\&M} + C_{el} + C_{bio}) = 73,11 \text{ €/MWh} \quad (33)$$

En este caso el sumatorio hace referencia al conjunto de equipos que intervienen en la producción de frío renovable (campo solar, acumulador, caldera de biomasa y máquina de absorción)

$$CU_{frío mec} = C_{inv,RM} + C_{O\&M,RM} + C_{el,RM} = 80,73 \text{ €/MWh} \quad (34)$$

$$CU_{frío total} = \frac{CU_{frío mec} * Frío mec + CU_{frío renov} * Frío renov}{Frío renov + Frío mec} = 75,14 \text{ €/MWh} \quad (35)$$

$$CU_{calor solar} = 69,41 \text{ €/MWh} \quad (36)$$

$$CU_{calor bio} = 66,66 \text{ €/MWh} \quad (37)$$

El coste unitario de una instalación que produce el frío demandado mediante refrigeración mecánica convencional sigue el mismo procedimiento de cálculo (Tabla 22) y su valor es

$$CU'_{frío total} = 54,62 \text{ €/MWh} \quad (38)$$

Se corrobora que, al ser los costes de inversión exponencialmente mayores en la instalación

propuesta que en una instalación convencional, la producción convencional de frío es mucho más rentable desde el punto de vista económico.

Tabla 21 - Descomposición de costes de inversión, O&M y de energías de los equipos de la instalación

INVERSIÓN	INV [€]	P [MWh/año]	C _{inv} [€/MWh]
Campo solar	922.140	2.772	23,62
Equipo de almacenamiento	480.000	2.468	13,81
Caldera de biomasa	154.980	1.013	10,86
Máquina de absorción	1.004.832	4.754	15,01
Máquina de Refrig. Mec.	951.264	1.727	39,11
O&M	O&M [€/año]	P [MWh/año]	C _{O&M} [€/MWh]
Campo solar	13.080	2.772	4,72
Equipo de almacenamiento	8.000	2.468	3,24
Caldera de biomasa	4.052	1.013	4,00
Máquina de absorción	9.508	4.754	2,00
Máquina de Refrig. Mec.	3.454	1.727	2,00
ELECTRICIDAD	COSTE ANUAL DEL CONSUMO ELÉCTRICO [€/año]	P [MWh/año]	C _{el} [€/MWh]
Campo solar	38.010	2.772	13,71
Equipo de almacenamiento	12.670	2.468	5,13
Caldera de biomasa	2.407	1.013	2,38
Máquina de absorción	27.874	4.754	5,86
Máquina de Refrig. Mec.	68.418	1.727	39,62
BIOMASA	COSTE ANUAL DE LA BIOMASA [€/año]	P [MWh/año]	C _{bio} [€/MWh]
Caldera de biomasa	45.040	1.013	44,46

Tabla 22 - Descomposición de costes de inversión, O&M y energía de una instalación convencional

INVERSIÓN	INV [€]	P [MWh/año]	C _{inv} [€/MWh]
Máquina de Refrig. Mec.	1.189.325	6481	183,51
O&M	O&M [€/año]	P [MWh/año]	C _{O&M} [€/MWh]
Máquina de Refrig. Mec.	12.962	6481	2,00
ELECTRICIDAD	COSTE ANUAL DEL CONSUMO ELÉCTRICO [€/año]	P [MWh/año]	C _{el} [€/MWh]
Máquina de Refrig. Mec.	256.568	6481	39,59

Estudio mediante parámetros económicos

Tras la determinación de los costes anuales durante el periodo de estudio del proyecto se procede al cálculo de ciertos parámetros económicos como el VAN ,TIR y Payback que facilitan el análisis de la viabilidad económica de la instalación.

Para ello, primero se calcula la variación de los diferentes costes entre de la instalación convencional y la propuesta. Los resultados se muestran en la Tabla 23.

Tabla 23 - Variación de costes entre la instalación convencional y la propuesta

COSTES	COSTE ANUAL DE LA INST. PROPUESTA [€/AÑO]	COSTE ANUAL DE LA INST. CONVENCIONAL [€/AÑO]	VARIACIÓN DE COSTES [€/AÑO]
O&M	38.094	12.962	25.132
Coste energético	194.420	256.568	- 62.148
Emisiones de CO ₂	410.517	670.275	- 259.758

En consecuencia, los parámetros económicos calculados son los mostrados en la Tabla 24. Para el cálculo del VAN se ha aplicado un interés del 5 %.

Cabe recordar que el análisis no tiene en cuenta posibles subvenciones ni ayudas económicas por parte de las entidades públicas o privadas.

Tabla 24 - Parámetros económicos de relevancia

PAYBACK	62,78 años
VAN	-1.802.190 €
TIR	-6,11 %

El payback informa de que el proyecto alcanza su rentabilidad 36 años después del inicio de su construcción. El VAN negativo anticipa que la inversión en la instalación propuesta generará pérdidas, por lo que no es conveniente su aplicación real. Del mismo modo, el TIR negativo advierte que no se alcanza la rentabilidad mínima que se requiere para la inversión de capital en esta instalación. En resumen, podemos asegurar que este proyecto no es viable.

4.4.3 Estudio de posibles ayudas económicas

Tras los desfavorables resultados obtenidos en el análisis de rentabilidad anterior, se estudia la posibilidad de recibir ayudas por parte de las instituciones con objeto de alcanzar una cierta rentabilidad del proyecto.

Estas ayudas pueden ser recibidas como una reducción del interés aplicado (supuesto como $k=5\%$ en cálculos anteriores) y/o una financiación parcial de la inversión inicial. En consecuencia, se decide efectuar un análisis de sensibilidad del VAN que permita analizar el efecto de dichas ayudas.

Por otra parte, existe otra potencial fuente de financiación no mencionada hasta el momento. Se trata del mercado europeo de compra-venta de derechos de emisión de CO₂. En 2013 se

introdujo un sistema de subastas para presionar a las empresas y países para que invertiesen en energías renovables o en mejorar la eficiencia de las plantas industriales. De este modo, todas las empresas que superan el límite acuden a estas subastas para comprar derechos de emisión y cumplir así con la normativa europea establecida sin enfrentarse a penalizaciones económicas.

Actualmente, el mercado establece un precio de 24,81 €/t CO₂ emitida [19], lo que reportaría unos beneficios anuales de 6.444 € al vender unas 260 t cada año. Por lo tanto, el análisis de sensibilidad del VAN de la Tabla 25 tiene en cuenta este beneficio.

Tabla 25 - Análisis de sensibilidad del VAN tras la venta de derechos de emisión

% Inversión financiada	k = 0,01	k = 0,02	k = 0,03	k = 0,04	k = 0,05
20	-	-	-	-	-
25	-	-	-	-	-
30	-	-	-	-	-
35	-	-	-	-	-
40	-	-	-	-	-
45	-	-	-	-	-
50	-	-	-	-	-
55	-	-	-	-	-
60	27.583,07 €	-	-	-	-
65	+	35.139,20 €	-	-	-
70	+	+	59.618,48 €	-	-
75	+	+	+	-	-
80	+	+	+	-	-
85	+	+	+	-	-
90	+	+	+	-	-
95	+	+	+	-	-
100	+	+	+	-	-

Tras el análisis, puede asegurarse que para lograr la viabilidad de la instalación propuesta se requiere grandes apoyos económicos, ya que debe conseguir, al menos, una reducción del interés al 3 % junto a una financiación del 70 % de la inversión inicial o, como mínimo, una financiación del 60 % de la inversión y con un interés del 1 %.

5. Conclusiones generales

Una vez se ha dado por finalizado el estudio de la instalación propuesta, se extraen numerosas conclusiones que no pueden obviarse.

En términos generales, una de las pretensiones del trabajo era crear una línea de trabajo o metodología que pueda aplicarse para la resolución de cualquier proyecto de estas características, sin importar cuales sean la localización, demanda o limitaciones impuestas.

El análisis y los resultados obtenidos permiten una valoración favorable de esta metodología. Es decir, en caso de que variasen los parámetros que condicionan la instalación, bastaría con estudiar estas modificaciones y sobre la línea de trabajo propuesta, encontrar una nueva solución para unas condiciones diferentes a las del caso planteado en este trabajo.

Cabe reseñar las dificultades a las que se ha hecho frente a la hora de definir la relación entre campo de colectores y acumulador. Bajo mi perspectiva, se trata del punto crítico del proyecto en caso de seguir la línea de trabajo planteada. La limitación más difícil de cumplir es la relativa a las pérdidas de calor solar anual. Aunque, por otro lado, cabe la posibilidad de que para un proyecto con una localización o demanda diferente no se produzca el problema que encontrábamos en el mes de abril o que este problema se dé en otro de los meses del año.

Recordemos que en nuestro proyecto las condiciones climatológicas son tan favorables que se desperdicia gran parte del frío solar potencialmente producible porque el nivel de radiación permite obtener una cantidad de frío que sobrepasa el requerido por la demanda del centro comercial. Normalmente este hecho se relaciona con las estaciones de primavera o incluso otoño, propicias a disponer de condiciones de radiación solar favorables para bajas demandas energéticas de frío.

En cuanto al resto de limitaciones se observa que, durante los meses de verano, aquellos que requieren mayores demandas de refrigeración, se requiere disponer de una máquina de refrigeración mecánica que sea capaz de suministrar frío en los picos de demanda.

Sin embargo, la mayor parte de los problemas se dan en los meses de invierno. En estos meses el frío solar aportado es menor y, en consecuencia, debe encontrarse un respaldo en los equipos de refrigeración mecánica y caldera auxiliar que permita atender la demanda.

Por otra parte, no puedo concluir este proyecto sin realizar una crítica del software GREENIUS, una herramienta intuitiva en su manejo y que nos facilita la resolución y cálculo de instalaciones que, como esta, requieren manejar un gran número de variables correspondientes a diferentes campos de la ingeniería.

La estructura de los diferentes apartados del programa permite una clara diferenciación de los equipos y los parámetros asociados a cada uno de ellos. La rigidez del software a la hora de establecer y definir dichos parámetros puede apreciarse como una ventaja, dado que permite establecer un orden y línea de trabajo fijos. Más adelante se exponen también las consecuencias negativas que ello conlleva.

Asimismo, se trata de una potente herramienta de cálculo económico de instalaciones. Sin embargo, su gran capacidad tiene como fin la definición de un modelo económico de alta precisión que en ocasiones puede resultar poco útil cuando se realizan estudios preliminares de la instalación como sucede en nuestro caso.

En cambio, este software también tiene ciertas limitaciones que no deben ser obviadas a la hora de desarrollar futuros proyectos con él.

Una de las principales limitaciones es el escaso margen de trabajo que permite en la definición de los parámetros de cada equipo, lo que anteriormente hemos denominado como "rigidez".

Por ejemplo, a la hora de estudiar la máquina de refrigeración por absorción doble ha sido necesario modificar el fichero que aparecía en el paquete de datos para imponer una potencia nominal de salida diferente a la predefinida. La modificación de este hecho implica, por tanto, el estudio de las curvas térmicas y de potencia del equipo de refrigeración escogido y al conocimiento de la disposición de los datos de la máquina en su fichero correspondiente.

La alternativa propuesta al desarrollador del programa sería introducir una variable, como existe en otros apartados, que permita modificar la potencia nominal de salida en base a un sencillo cálculo interno del programa y a los valores de la curva de potencia.

Una de las consecuencias de esta rigidez es que, en ocasiones, deben definirse parámetros a los que no se les da ninguna importancia en el cálculo y simulación. Por ejemplo, se exige seleccionar un salto térmico en la entrada y salida del acumulador, sin embargo, al variar este parámetro los resultados de la simulación no varían.

También se han puesto de manifiesto otros problemas relativos a la definición del campo solar. La selección de colectores no ha sido tarea fácil ya que, debido a la inexistencia de una normativa internacional o europea que regule este tipo de colectores, los datos obtenidos de diversas fuentes y fabricantes no eran concluyentes. Al no existir una forma homogénea de descripción del producto, cada fabricante de colectores especifica unas determinadas características o parámetros de diseño y funcionamiento que considera relevantes para sus clientes.

El problema radica en que los datos o características que para un fabricante pueden ser relevantes, lo son poco para otros. Esta situación se debe al poco uso que se ha hecho en el pasado de esta tecnología, lo que deriva en la falta de información y documentación certificada.

En mi humilde opinión se debe avanzar en la creación de una regulación homogénea para dichos colectores de concentración, a fin de facilitar a los posibles clientes o compradores su búsqueda y selección. Por ejemplo, la existencia de un catálogo de actualización periódica que recoja de manera uniforme los datos considerados relevantes por expertos del sector sería una forma útil de manejar la información actual disponible siguiendo una metodología que ya aparece en otras tecnologías solares de uso común.

Esta diferenciación en los catálogos de certificación internacional puede observarse al comparar los colectores planos y de tubos de vacío frente a los colectores cilíndrico-parabólicos que aparecen en el reconocido catálogo de SOLARKEYMARKT. En él se disponen de cientos de modelos de colectores planos con un formato uniforme en la descripción de sus características. Sin embargo, se dispone de un solo modelo certificado de colectores cilíndrico-parabólicos (el colector de la empresa ABSOLICON modelo T160).

La consecuencia directa de ello puede apreciarse en el mismo GREENIUS, ya que el formato utilizado por el programa es, por tanto, único y no permite la simulación con colectores externos o que no vienen precargados en el paquete de datos del programa ya que no se dispone de una información homogénea. Este hecho provoca que hayamos recurrido a los colectores propios del programa para realizar el proyecto y no hayan podido ser estudiados otros modelos actuales con mejores prestaciones.

6. Referencias

- [1] IDAE, 2011. Plan de energías renovables (PER) 2011-2020.
- [2] IDAE, 2017. Informe estadístico de energías renovables.
- [3] Energía termosolar de concentración, 2016. [En línea]
https://es.wikipedia.org/wiki/Energ%C3%ADa_termosolar_de_concentraci%C3%B3n#cite_note-20.
- [4] DLR - Institute of Solar Research, 2019. [En línea].
https://www.dlr.de/sf/en/desktopdefault.aspx/tabid-7176/11942_read-28189/.
- [5] IDAE, 2015. Energía solar de concentración en una red de calor y frío en Jaén.
- [6] AEMET, 2008. Atlas de radiación solar en España.
- [7] J. A. Duffie, W. A. Beckman 2013. Solar Engineering of thermal Processes - 4th Edition.
- [8] S. A. Kalogirou, 2014. Solar Energy Engineering Processes and Systems – 2nd Edition.
- [9] Eastman - Therminol 2019. [En línea].
<https://www.therminol.com/products/Therminol-VP1>.
- [10] IDAE, 2018. Informe de precios de la biomasa para usos térmicos.
- [11] M. Á. Lozano, 2019. Datos climáticos para el dimensionado de instalaciones solares térmicas.
- [12] P. Kurup, C.S. Turchi, 2015. Parabolic Trough Collector Cost Update for the System Advisor Model (SAM).
- [13] I. Obernberger, A. Hammerschmid, M. Forstinger, 2015. Techno-economic evaluation of selected decentralized CHP applications based on biomass combustion with steam turbine and ORC processes.
- [14] R. S. Means, 2018. Mechanical Cost Data 2018 [En línea].
<https://www.rsmeams.com/>
- [15] Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V, 2018. Greenius Manual
- [16] EUROSTAT. [En línea].
<https://ec.europa.eu/eurostat/data/database>.
- [17] IDAE, 2014. Factores de emisión de CO₂ y coeficientes de paso a energía primaria de diferentes fuentes de energía final consumidas en el sector de los edificios en España.
- [18] ECODES - CeroCO₂, 2018. [En línea].
<https://www.ceroco2.org/calculadoras/calculo-avion>.
- [19] IETA - SendeCO₂, 2019. [En línea].
<https://www.sendeco2.com/es/precios-co2>

7. Anexos

ANEXO 1: DEMANDA DEL CENTRO COMERCIAL.....	50
ANEXO 2: DATOS CLIMATOLÓGICOS DE MADRID	54
ANEXO 3: COLECTOR SOLAR DE CONCENTRACIÓN	62
ANEXO 4: ENFRIADORA POR ABSORCIÓN DE DOBLE EFECTO	66
ANEXO 5: ENFRIADORA MECÁNICA EQSA 21105	72
ANEXO 6: ESTUDIO TÉCNICO MEDIANTE GREENIUS.....	73

ANEXO 1: DEMANDA DEL CENTRO COMERCIAL

La demanda de frío del centro comercial, cuyo estudio completo puede encontrarse aquí, representa las necesidades energética del establecimiento comercial para su climatización.

La demanda del centro comercial que solicita los servicios de refrigeración se ha estimado gracias a los documentos de la guía Daikin donde existen datos relativos demanda horaria de frío para un año tipo con 234 días laborables y 131 días festivos. El centro comercial del que se disponen estos datos se localiza en la ciudad de Madrid.

La variación de la demanda en cada mes depende tan solo de si se trata de un día laborable (blanco) o festivo (amarillo), según lo que indica el calendario de la siguiente página que se encuentra a continuación. Es decir, para todos los días festivos del mes existe una misma variación horaria de la demanda. Asimismo, todos los días laborables del mes presentan la misma demanda hora a hora. Tras el calendario, se facilitan ejemplos de la variación de la demanda en los días laboral y festivo de cada mes.

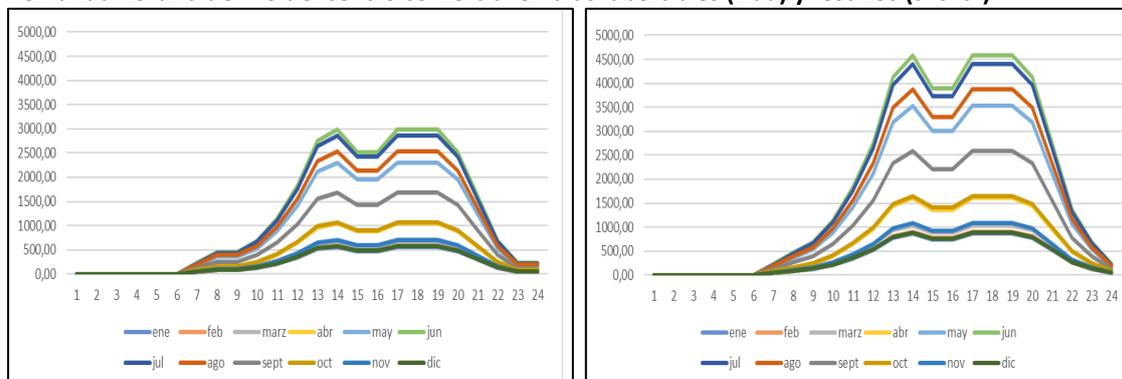
La demanda total de frío del centro comercial es de 6.481 MWh siendo la potencia máxima de 4590 kW y la media anual de 739,79 kW. En esta tabla se muestra distribución anual de la demanda mes a mes:

Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
3%	3%	4%	6%	13%	17%	17%	15%	9%	6%	4%	3%

Esta irregular distribución es la razón principal por la que se hace uso de los equipos auxiliares, dado que no es posible variar la captación de energía del campo de colectores y no resulta económicamente viable la instalación de un campo solar que cubra los picos de demanda máxima ya que durante los meses de menor demanda no se aprovecha el potencial de producción del campo solar y, por tanto, no se cumplirían las expectativas de la inversión.

Otro de los aspectos que se debe tener en cuenta es la fracción horaria de la demanda, similar en los días laborables y festivos en cualquiera de los meses. Durante las 6 primeras horas del día no hay demanda que satisfacer. A partir de esta hora se produce un crecimiento hasta alcanzar valores máximos después del mediodía, es decir, entre las 13:00 y 14:00. A las 15:00 las exigencias energéticas se reducen brevemente hasta que a las 17:00-18:00 vuelve a crecer hasta los niveles máximos registrados tras el mediodía, manteniéndose constante hasta las 20:00. Finalmente, se reduce progresivamente la demanda hasta alcanzar los niveles mínimos diarios a las 0:00.

Demanda horaria de frío del centro comercial en días laborables (izda) y festivos (drcha.)



Calendario del año tipo escogido

Jan 01	Feb-11	Mar-24	May-04	Jun-14	Jul-25	Sep-04	Oct-15	Nov-25
Jan 02	Feb-12	Mar-25	May-05	Jun-15	Jul-26	Sep-05	Oct-16	Nov-26
Jan 03	Feb-13	Mar-26	May-06	Jun-16	Jul-27	Sep-06	Oct-17	Nov-27
Jan 04	Feb-14	Mar-27	May-07	Jun-17	Jul-28	Sep-07	Oct-18	Nov-28
Jan 05	Feb-15	Mar-28	May-08	Jun-18	Jul-29	Sep-08	Oct-19	Nov-29
Jan 06	Feb-16	Mar-29	May-09	Jun-19	Jul-30	Sep-09	Oct-20	Nov-30
Jan 07	Feb-17	Mar-30	May-10	Jun-20	Jul-31	Sep-10	Oct-21	Dec 01
Jan 08	Feb-18	Mar-31	May-11	Jun-21	Aug 01	Sep-11	Oct-22	Dec 02
Jan 09	Feb-19	Apr 01	May-12	Jun-22	Aug 02	Sep-12	Oct-23	Dec 03
Jan 10	Feb-20	Apr 02	May-13	Jun-23	Aug 03	Sep-13	Oct-24	Dec 04
Jan 11	Feb-21	Apr 03	May-14	Jun-24	Aug 04	Sep-14	Oct-25	Dec 05
Jan 12	Feb-22	Apr 04	May-15	Jun-25	Aug 05	Sep-15	Oct-26	Dec 06
Jan 13	Feb-23	Apr 05	May-16	Jun-26	Aug 06	Sep-16	Oct-27	Dec 07
Jan 14	Feb-24	Apr 06	May-17	Jun-27	Aug 07	Sep-17	Oct-28	Dec 08
Jan 15	Feb-25	Apr 07	May-18	Jun-28	Aug 08	Sep-18	Oct-29	Dec 09
Jan 16	Feb-26	Apr 08	May-19	Jun-29	Aug 09	Sep-19	Oct-30	Dec 10
Jan 17	Feb-27	Apr 09	May-20	Jun-30	Aug 10	Sep-20	Oct-31	Dec 11
Jan 18	Feb-28	Apr 10	May-21	Jul-01	Aug 11	Sep-21	Nov-01	Dec 12
Jan 19	Mar-01	Apr 11	May-22	Jul-02	Aug 12	Sep-22	Nov-02	Dec 13
Jan 20	Mar-02	Apr 12	May-23	Jul-03	Aug 13	Sep-23	Nov-03	Dec 14
Jan 21	Mar-03	Apr 13	May-24	Jul-04	Aug 14	Sep-24	Nov-04	Dec 15
Jan 22	Mar-04	Apr 14	May-25	Jul-05	Aug 15	Sep-25	Nov-05	Dec 16
Jan 23	Mar-05	Apr 15	May-26	Jul-06	Aug 16	Sep-26	Nov-06	Dec 17
Jan 24	Mar-06	Apr 16	May-27	Jul-07	Aug 17	Sep-27	Nov-07	Dec 18
Jan 25	Mar-07	Apr 17	May-28	Jul-08	Aug 18	Sep-28	Nov-08	Dec 19
Jan 26	Mar-08	Apr 18	May-29	Jul-09	Aug 19	Sep-29	Nov-09	Dec 20
Jan 27	Mar-09	Apr 19	May-30	Jul-10	Aug 20	Sep-30	Nov-10	Dec 21
Jan 28	Mar-10	Apr 20	May-31	Jul-11	Aug 21	Oct-01	Nov-11	Dec 22
Jan 29	Mar-11	Apr 21	Jun-01	Jul-12	Aug 22	Oct-02	Nov-12	Dec 23
Jan 30	Mar-12	Apr 22	Jun-02	Jul-13	Aug 23	Oct-03	Nov-13	Dec 24
Jan 31	Mar-13	Apr 23	Jun-03	Jul-14	Aug 24	Oct-04	Nov-14	Dec 25
Feb-01	Mar-14	Apr 24	Jun-04	Jul-15	Aug 25	Oct-05	Nov-15	Dec 26
Feb-02	Mar-15	Apr 25	Jun-05	Jul-16	Aug 26	Oct-06	Nov-16	Dec 27
Feb-03	Mar-16	Apr 26	Jun-06	Jul-17	Aug 27	Oct-07	Nov-17	Dec 28
Feb-04	Mar-17	Apr 27	Jun-07	Jul-18	Aug 28	Oct-08	Nov-18	Dec 29
Feb-05	Mar-18	Apr 28	Jun-08	Jul-19	Aug 29	Oct-09	Nov-19	Dec 30
Feb-06	Mar-19	Apr 29	Jun-09	Jul-20	Aug 30	Oct-10	Nov-20	Dec 31
Feb-07	Mar-20	Apr 30	Jun-10	Jul-21	Aug 31	Oct-11	Nov-21	
Feb-08	Mar-21	May-01	Jun-11	Jul-22	Sep-01	Oct-12	Nov-22	
Feb-09	Mar-22	May-02	Jun-12	Jul-23	Sep-02	Oct-13	Nov-23	
Feb-10	Mar-23	May-03	Jun-13	Jul-24	Sep-03	Oct-14	Nov-24	

Ejemplos de la variación de la demanda en los días laboral y festivo de cada mes

	04-ene	05-ene	02-feb	03-feb	02-mar	03-mar	05-abr	06-abr
	LAB	FEST	LAB	FEST	LAB	FEST	LAB	FEST
1	0	0	0	0	0	0	0	0
2	0	0	0	0	0	0	0	0
3	0	0	0	0	0	0	0	0
4	0	0	0	0	0	0	0	0
5	0	0	0	0	0	0	0	0
6	0	0	0	0	0	0	0	0
7	0	0	0	0	102	102	102	102
8	102	102	102	102	102	102	204	204
9	102	102	102	102	102	204	204	204
10	102	204	102	204	204	306	204	408
11	204	306	204	408	306	408	408	612
12	306	510	408	510	408	612	612	918
13	510	816	510	816	612	918	918	1428
14	612	918	612	918	714	1020	1020	1632
15	510	714	510	816	612	918	918	1326
16	510	714	510	816	612	918	918	1326
17	612	918	612	918	714	1020	1020	1632
18	612	918	612	918	714	1020	1020	1632
19	612	918	612	918	714	1020	1020	1632
20	510	816	510	816	612	918	918	1428
21	306	510	306	510	408	612	510	918
22	102	306	102	306	204	306	204	510
23	0	102	0	102	102	204	102	204
0	0	0	0	0	102	102	102	102

	11-may	12-may	01-jun	02-jun	12-jul	13-jul	23-ago	24-ago
	LAB	FEST	LAB	FEST	LAB	FEST	LAB	FEST
1	0	0	0	0	0	0	0	0
2	0	0	0	0	0	0	0	0
3	0	0	0	0	0	0	0	0
4	0	0	0	0	0	0	0	0
5	0	0	0	0	0	0	0	0
6	0	0	0	0	0	0	0	0
7	204	204	204	204	204	204	204	204
8	306	408	408	510	408	408	408	408
9	306	510	408	714	408	612	408	612
10	510	918	714	1122	612	1122	612	1020
11	918	1428	1122	1836	1122	1734	1020	1530
12	1428	2142	1836	2754	1734	2652	1530	2346
13	2142	3162	2754	4080	2652	3978	2346	3468
14	2346	3570	2958	4590	2856	4386	2550	3876

15	1938	2958	2550	3876	2448	3774	2142	3264
16	1938	2958	2550	3876	2448	3774	2142	3264
17	2346	3570	2958	4590	2856	4386	2550	3876
18	2346	3570	2958	4590	2856	4386	2550	3876
19	2346	3570	2958	4590	2856	4386	2550	3876
20	1938	3162	2550	4080	2448	3978	2142	3468
21	1224	2142	1632	2754	1530	2652	1326	2346
22	510	1020	714	1326	612	1326	612	1122
23	204	510	204	714	204	612	204	612
0	204	204	204	204	204	204	204	204

	07-sep	08-sep	05-oct	06-oct	09-nov	10-nov	21-dic	22-dic
	LAB	FEST	LAB	FEST	LAB	FEST	LAB	FEST
1	0	0	0	0	0	0	0	0
2	0	0	0	0	0	0	0	0
3	0	0	0	0	0	0	0	0
4	0	0	0	0	0	0	0	0
5	0	0	0	0	0	0	0	0
6	0	0	0	0	0	0	0	0
7	102	102	102	102	102	102	0	0
8	306	306	204	204	102	102	102	102
9	306	408	204	204	102	204	102	102
10	408	612	204	408	204	306	102	204
11	612	1020	408	612	306	408	204	306
12	1020	1530	612	1020	408	612	306	510
13	1530	2346	1020	1530	612	1020	510	816
14	1734	2550	1122	1632	714	1122	612	918
15	1428	2244	918	1428	612	918	510	714
16	1428	2244	918	1428	612	918	510	714
17	1734	2550	1122	1632	714	1122	612	918
18	1734	2550	1122	1632	714	1122	612	918
19	1734	2550	1122	1632	714	1122	612	918
20	1428	2346	918	1530	612	1020	510	816
21	918	1530	612	1020	408	612	306	510
22	408	816	204	510	204	306	102	306
23	102	408	102	204	102	204	0	102
0	102	102	102	102	102	102	0	0

ANEXO 2: DATOS CLIMATOLÓGICOS DE MADRID

1. METEONORM

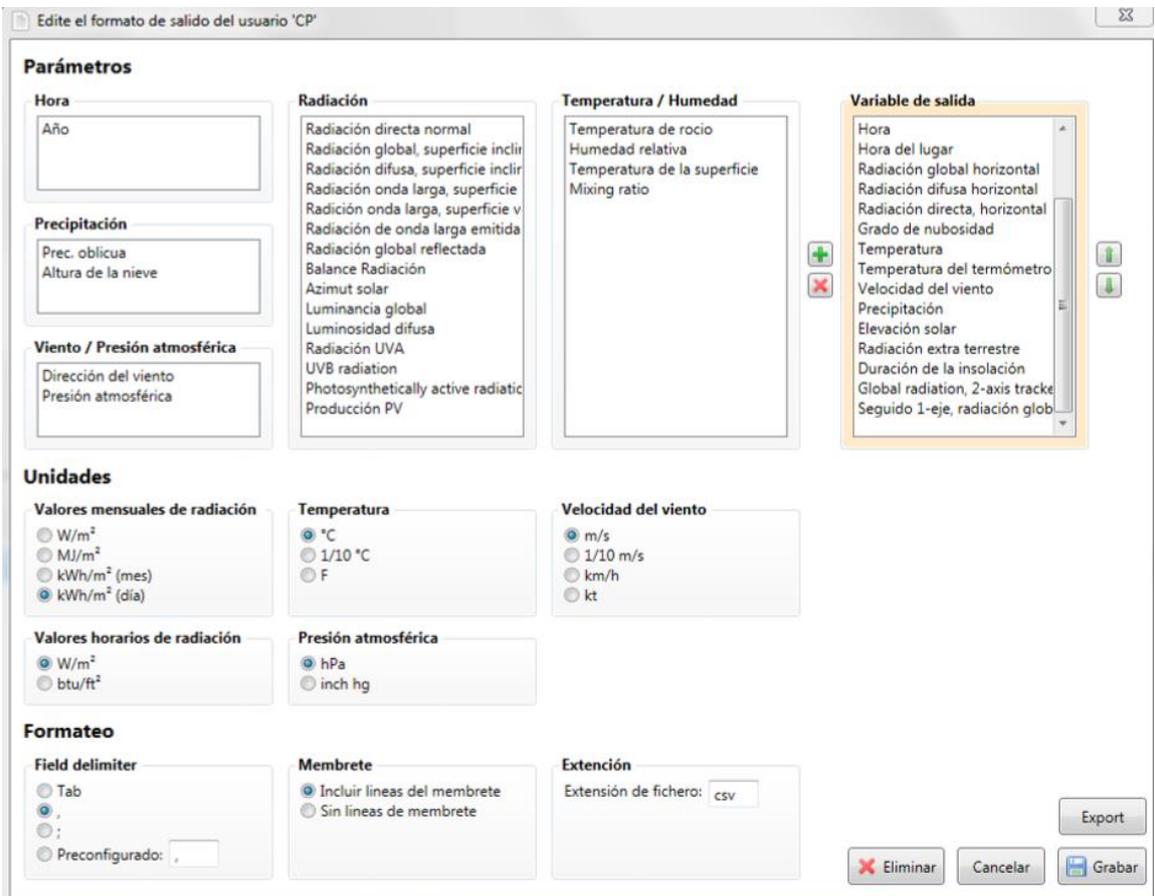
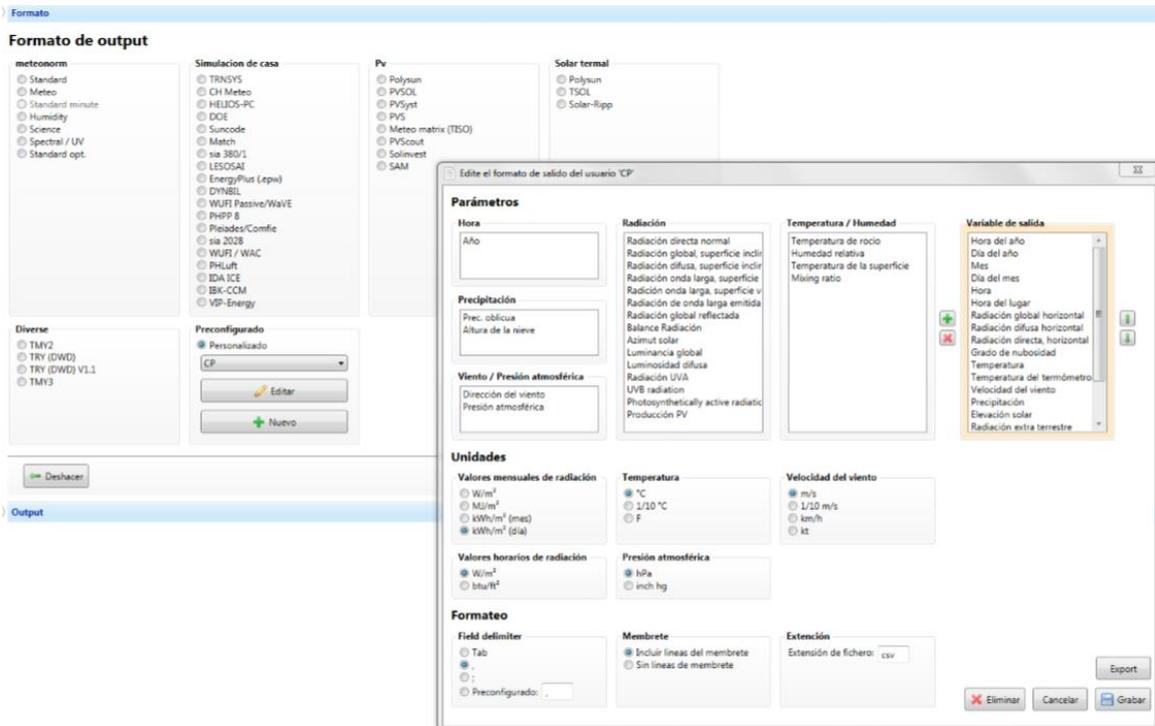
La toma de los datos meteorológicos, de los que GREENIUS hace uso en las simulaciones y que han sido utilizados para realizar el estudio de la instalación, se realiza mediante el software METEONORM.

Este programa fue desarrollado por Meteotest (Suiza), empresa suiza líder en los campos de clima, medio ambiente y tecnología de la información. Se trata de una herramienta de gran utilidad en los campos de ingeniería, arquitectura y climatología. Es una referencia meteorológica de fácil manejo, que incorpora un catálogo de datos meteorológicos y procedimientos de cálculo para aplicaciones solares y diseño de sistemas para cualquier ubicación geográfica.

El formato del fichero de entrada de datos climatológicos es TM2, un formato de lectura adaptado al software GREENIUS. Los parámetros que lo componen son:

- **hy**: Hora del año (hour of year)
- **dy**: Día del año (day of year)
- **m**: Mes (month)
- **dm**: Día del mes (day of month)
- **h**: Hora (hour)
- **ST**: Diferencia media diaria de temperatura (mean day to day temperature difference)
- **G_Gh**: Radiación horizontal global (Global horizontal radiation)
- **G_Dh**: Radiación difusa procedente del hemisferio superior reducida por la radiación solar directa del disco del sol y sus alrededores (apertura de 6°) (Diffuse radiation arising from the upper hemisphere reduced by the direct solar radiation from the sun's disk and its surroundings)
- **G_Bh**: Radiación horizontal directa que surge de un ángulo sólido estrecho de 6° centrado alrededor del sol (Direct horizontal radiation arising from a narrow solid angle of 6° centered around the sun)
- **N**: Cubierta de nubes (Cloud cover)
- **Ta**: Temperatura del aire (2 m sobre el suelo) (Air temperature)
- **Tp**: Temperatura de bulbo húmedo (Wet bulb temperatura)
- **FF**: Velocidad del viento (FFE, FFN parte longitudinal y latitudinal de la velocidad del viento) (Wind speed)
- **RR**: Precipitación (Precipitation)
- **hs**: Altura del sol (Height of sun)
- **Sd**: Duración de la luz solar (Sunshine duration)
- **G_Gn2**: Irradiancia media de la rad. global recorrida, 2 ejes (Average irradiance of the global path radius, 2 axes)
- **G_Gn1**: Irradiancia media de la rad. global recorrida, 1 eje N-S (Average irradiance of the global radius traveled, 1 N-S axis)

A continuación, se muestra la pantalla de trabajo de METEONORM donde se definen los parámetros de salida y las variables de interés seleccionadas por el usuario. Se puede observar también las unidades con las que trabaja cada uno de estos parámetros climatológicos.



ARCHIVO TMY2 METEONORM

A continuación, se muestra el archivo de texto en formato TMY2 simplificado y con las variables mensuales definidas

Nombre del lugar = MADRID SP

Latitud [°] = 40.417, Longitud [°] = -3.704, Altitud [m] = 662

Zona climática = IV, 1

Modelo irradiancia = Standard (hora); Modelo temperatura = Standard (hora)

Modelo de la radiación difusa = Standard (hora) (Gil_Perez)

Radiación: Período nuevo = 1991-2010

Temperatura: Período nuevo = 2000-2009

Gh: Irradiancia media de la radiación global horizontal

Bn: Irradiancia de la radiación directa normal

Dh: Irradiancia media de la radiación difusa horizontal

N: Grado de nubosidad

Lg: Luminancia global

Ld: Luminancia difusa

Ta: Temperatura del aire

RH: Humedad relativa

Td: Temperatura del punto de rocío

DD: Dirección del viento

FF: Velocidad del viento

p: Presión atmosférica

Snd: Altura de la nieve

Radiación en [W/m²]/ / Temperatura en [°C]/ / Presión en [hPa]

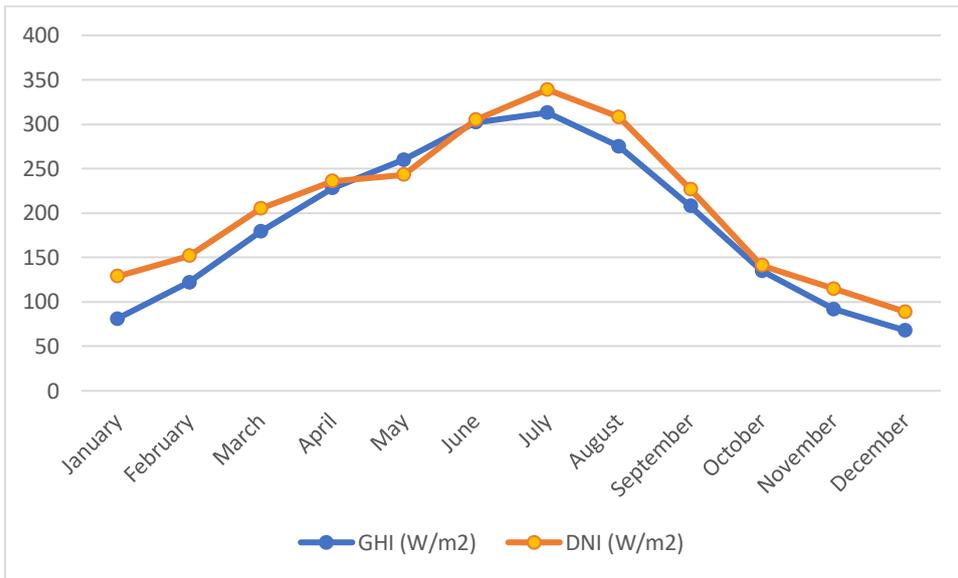
Mes	G_Gh	G_Bn	G_Dh	Lg	Ld	N
Ene	81	129	35	8753	4438	4
Feb	123	152	51	13105	6301	5
Mar	179	205	72	19149	9126	4
Abr	228	236	83	24538	10336	4
Mayo	260	243	101	28180	12621	4
Jun	302	305	96	32678	12439	3
Jul	313	339	82	33790	10698	3
Ago	275	308	78	29816	10520	2
Sept	209	227	77	22719	9793	4
Oct	135	141	65	14770	8342	5
Nov	92	115	47	10052	5940	6
Dic.	68	89	37	7457	4539	6
Año	189	208	69	20417	8758	4

Mes	Ta	Td	RH	p	DD	FF	Snd
Ene	7.0	0.2	62	938	93	1.6	0.0
Feb	8.6	0.1	55	938	93	1.8	0.0
Mar	11.7	1.4	49	939	93	2.4	0.0
Abr	13.9	2.7	47	939	93	2.4	0.0
Mayo	18.5	5.7	43	940	286	1.9	0.0
Jun	25.1	7.8	33	942	286	2.1	0.0
Jul	27.3	8.0	30	942	303	2.3	0.0
Ago	26.8	8.9	32	942	283	2.0	0.0
Sept	22.3	7.5	39	941	93	1.7	0.0
Oct	16.4	6.8	53	940	93	1.8	0.0
Nov	10.4	2.8	59	938	92	1.7	0.0
Dic.	7.4	0.8	63	938	93	1.5	0.0
Año	16.3	4.4	47	940	74	1.9	0.0

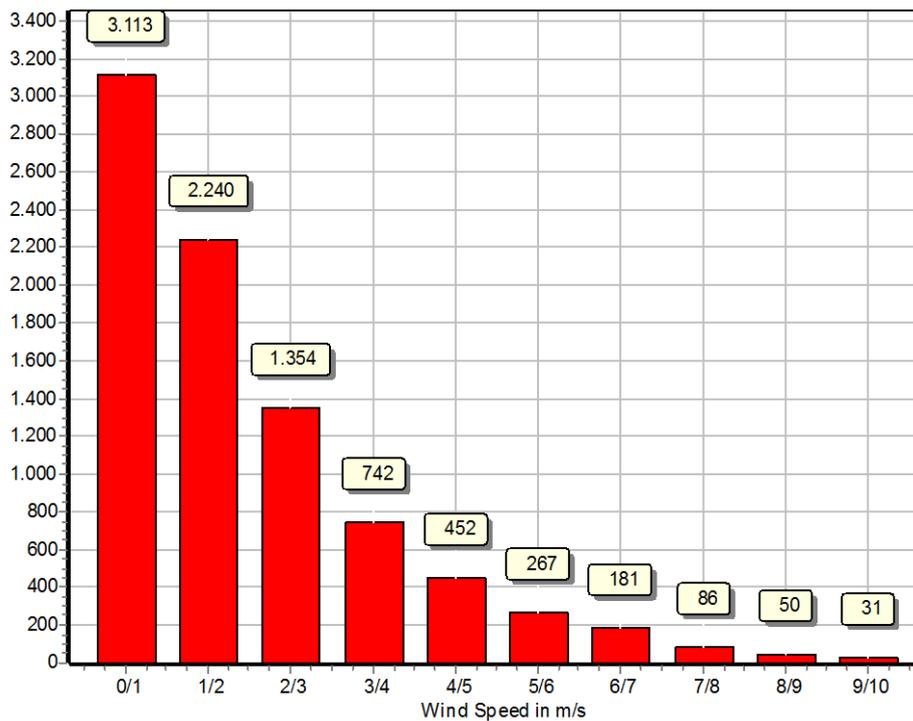
2. GREENIUS

En base a los datos introducidos mediante METEONORM, GREENIUS es capaz de realizar estimaciones de diversas variables. Entre las más relevantes para el estudio del campo solar se encuentran la radiación, la velocidad del viento, la temperatura ambiente y los ángulo de elevación y acimut solar, cuyas gráficas y tablas de datos se muestran a continuación.

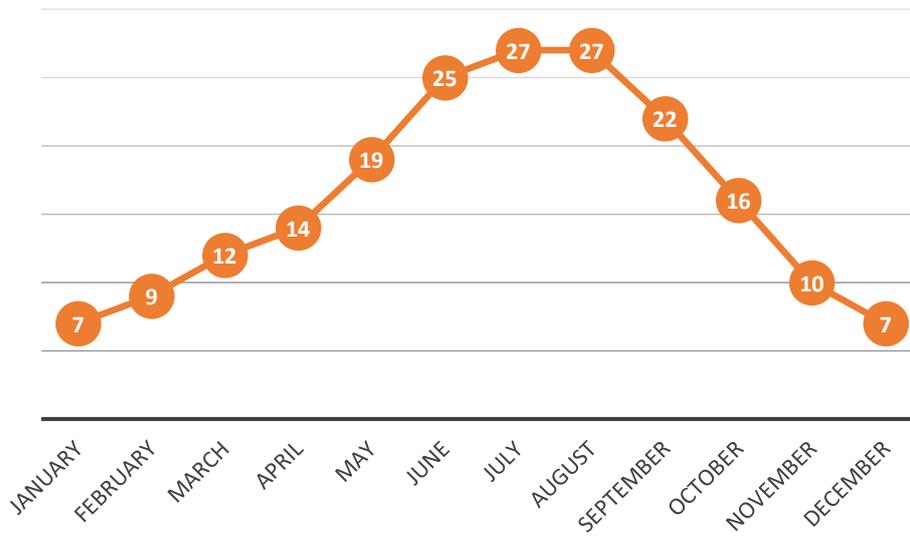
Variación anual de la radiación normal directa (DNI) y radiación global horizontal (GHI)



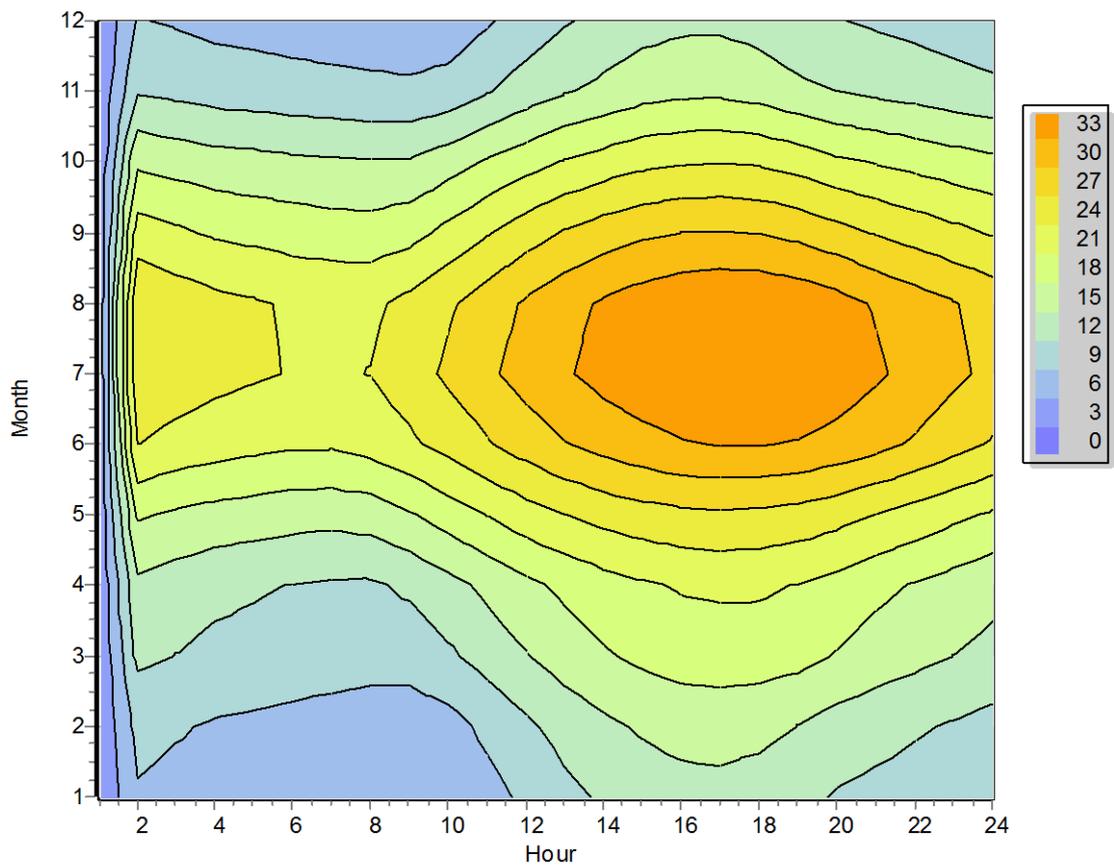
Histograma de la velocidad del viento



Variación mensual de la temperatura ambiente promedio anual



Isolínea de variación de la temperatura ambiente anual



Ángulo de elevación solar

	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	Year
1:00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2:00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
3:00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
4:00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
5:00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
6:00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
7:00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
8:00	0,00	0,00	0,00	0,38	4,79	6,79	4,64	0,73	0,00	0,00	0,00	0,00	1,45
9:00	0,00	0,00	1,45	9,35	15,62	17,42	15,27	10,90	5,74	0,83	0,00	0,00	6,41
10:00	0,04	3,40	11,61	20,71	26,91	28,58	26,45	22,22	16,95	10,74	4,27	0,25	14,4
11:00	8,36	13,59	22,45	31,93	38,29	39,96	37,84	33,52	27,83	20,84	13,6	8,55	24,78
12:00	16,81	22,81	32,41	42,54	49,38	51,25	49,08	44,37	37,79	29,64	21,58	16,43	34,56
13:00	23,48	30,32	40,72	51,72	59,44	61,85	59,57	54,02	45,98	36,38	27,5	22,41	42,84
14:00	27,73	35,31	46,32	58,01	66,79	70,19	67,84	60,98	51,14	40,13	30,68	25,89	48,48
15:00	29,02	37,04	48,03	59,42	68,22	72,41	70,52	62,91	51,93	40,16	30,67	26,42	49,79
16:00	27,15	35,17	45,37	55,34	62,77	66,64	65,63	58,81	48,06	36,48	27,47	23,95	46,12
17:00	22,40	30,05	39,07	47,38	53,47	56,89	56,39	50,58	40,67	29,79	21,54	18,8	38,96
18:00	15,35	22,46	30,33	37,37	42,67	45,85	45,57	40,34	31,15	21,00	13,55	11,52	29,80
19:00	6,64	13,18	20,14	26,4	31,35	34,47	34,23	29,23	20,47	10,91	4,20	2,80	19,53
20:00	0,00	2,99	9,21	15,08	19,99	23,16	22,86	17,85	9,28	1,18	0,00	0,00	10,17
21:00	0,00	0,00	0,14	3,90	8,95	12,21	11,79	6,63	0,43	0,00	0,00	0,00	3,70
22:00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,14	2,07	1,53	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,31
23:00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
0:00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Ángulo de acimut solar

	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	Year
1:00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2:00	250,46	260,88	275,43	291,26	304,45	311,00	307,92	296,64	281,58	266,10	253,47	247,38	278,97
3:00	109,54	99,11	84,54	68,73	55,54	49,00	52,10	63,39	78,45	93,93	106,55	112,62	81,04
4:00	109,53	99,09	84,53	68,72	55,53	49,00	52,12	63,40	78,47	93,94	106,57	112,62	81,04
5:00	109,52	99,07	84,51	68,68	55,52	49,00	52,13	63,42	78,48	93,95	106,58	112,63	81,04
6:00	109,51	99,05	84,48	68,66	55,50	49,00	52,13	63,43	78,51	93,97	106,60	112,63	81,03
7:00	109,51	99,02	84,45	68,65	59,19	55,66	56,14	63,59	78,53	94,00	106,61	112,63	82,25
8:00	109,50	99,01	84,76	75,18	68,99	65,24	65,94	71,87	81,44	94,04	106,61	112,64	86,21
9:00	109,48	100,19	92,33	84,79	78,14	74,15	75,05	81,38	91,20	101,48	108,88	112,64	92,44
10:00	116,11	109,55	102,21	94,50	87,32	82,95	84,02	90,92	101,20	111,54	118,54	120,04	101,53
11:00	126,20	119,99	112,99	105,19	97,35	92,37	93,61	101,31	112,30	122,75	129,28	130,23	111,92
12:00	137,66	131,94	125,62	118,11	109,65	103,78	105,14	113,85	125,62	135,92	141,62	141,79	124,18
13:00	150,80	145,99	141,20	135,22	126,94	119,98	121,17	130,66	142,51	151,69	155,84	154,98	139,71
14:00	165,64	162,39	160,51	158,71	154,22	147,60	147,11	154,75	163,88	170,01	171,72	169,60	160,50
15:00	181,53	180,45	182,61	187,45	191,89	191,06	186,66	186,00	188,17	189,48	188,28	184,97	186,57
16:00	197,31	198,47	204,27	214,08	224,06	227,77	222,54	215,24	210,90	207,85	204,14	199,97	210,61
17:00	211,87	214,79	222,71	234,13	244,56	248,75	244,56	236,29	229,26	223,66	218,35	213,71	228,62
18:00	224,71	228,75	237,53	248,84	258,35	262,11	258,74	251,16	243,58	236,87	230,66	225,84	242,33
19:00	235,87	240,63	249,67	260,47	269,05	272,34	269,47	262,69	255,26	248,11	241,39	236,48	253,51
20:00	245,77	251,04	260,20	270,57	278,45	281,35	278,75	272,62	265,48	258,15	251,03	245,99	263,34
21:00	250,64	260,29	270,01	280,14	287,54	290,11	287,70	282,03	275,21	265,54	253,19	247,32	270,85
22:00	250,65	261,25	275,87	289,86	297,03	299,29	296,96	291,72	281,14	265,69	253,18	247,32	275,89
23:00	250,66	261,26	275,89	291,68	304,74	309,38	306,78	296,24	281,13	265,68	253,16	247,32	278,75
0:00	250,66	261,29	275,91	291,72	304,77	311,05	307,68	296,23	281,11	265,66	253,16	247,32	278,96

ANEXO 3: COLECTOR SOLAR DE CONCENTRACIÓN

1. TECNOLOGÍAS DE CONCENTRACIÓN SOLAR

Los colectores de energía solar son tipos especiales de intercambiadores de calor que absorben la radiación solar entrante, la convierten en calor, y transfieren el calor a un fluido que circula a través del colector y sirve como medio de transporte de la energía obtenida.

Se decide hacer uso de colectores solares con seguimiento solar, ya que permiten obtener mayores ratios de concentración y, por tanto, mejores prestaciones.

Un colector solar de concentración con seguimiento solar suele tener superficies cóncavas para interceptar y enfocar la radiación de los rayos solares a un área de recepción más pequeña, aumentando así el ratio de concentración.

Debido a las diferentes alternativas que pueden plantearse para la captación de energía solar por medio de la concentración con seguimiento solar, se ha decidido estudiar brevemente cada una de dichas alternativas.

Una de las características más determinantes y que diferencian a cada una de estas tecnologías es la temperatura de trabajo ya que las diferentes temperaturas determinan sus correspondientes aplicaciones prácticas. Esta variación de rendimientos se debe a su vez a las diferencias en la forma en que siguen al Sol y captan la radiación solar. También es importante conocer el método de seguimiento solar que se utiliza en cada una de las tecnologías disponibles.

En base a estos parámetros podemos clasificar los diferentes colectores de concentración como muestra la tabla siguiente:

TIPO DE COLECTOR	SEGUIMIENTO	TIPO DE ABSORCIÓN	RATIO DE CONCENTRACIÓN	TEMPERATURAS DE TRABAJO (°C)
Colector parabólico compuesto	en un eje	tubular	1 a 15	60 a 300
Reflector lineal Fresnel	en un eje	tubular	10 a 40	60 a 250
Colector cilíndrico - parabólico	en un eje	tubular	10 a 40	60 a 400
Disco de Stirling	en dos ejes	puntual	600 a 2000	100 a 1500
Torre solar	en dos ejes	puntual	300 a 1500	150 a 2000

Como se indica en el cuerpo del Trabajo de Fin de Grado, se descarta el uso en sistemas de refrigeración solar de las centrales solares de torre central y de los discos de Stirling (ambos con seguimiento en dos ejes). Esto se debe a que trabajan con unos niveles térmicos de temperatura demasiado altos (150-2.000°C en la torre solar y 100-1.500°C en el disco de Stirling). Son tecnologías que implican mayores inversiones y su nivel térmico es innecesariamente elevado para accionar el ciclo de refrigeración de la instalación [8].

Del resto de ellas, las tecnologías de concentración que han alcanzado un mayor éxito y desarrollo en la actualidad, en cuanto a su uso como sistemas de refrigeración solar se refiere, son

- Colector cilíndrico-parabólico
- Reflector Fresnel

Concentrador solar cilíndrico parabólico

Un concentrador solar cilíndrico parabólico consiste en un reflector parabólico lineal que concentra la luz sobre un receptor posicionado a lo largo de la línea focal del reflector. El reflector sigue al sol durante las horas diurnas en un solo eje para concentrar la luz en el receptor de forma más precisa, ya que a través de dicho receptor circula un fluido de trabajo que es calentado a una temperatura entre 150–350 °C. A continuación, el calor interno del fluido de trabajo es utilizado como fuente de calor en un sistema generador.

Es la tecnología de concentración más desarrollada en la actualidad.

Reflectores lineales Fresnel

Los colectores lineales de Fresnel (LFC) tienen un principio de funcionamiento muy similar al de los cilindros parabólicos solo que, en este caso, el reflector parabólico se divide en espejos planos situados en un plano paralelo al suelo. El absorbedor a su vez puede estar compuesto por un tubo de vacío similar al descrito en el caso del CCP visto anteriormente [5].

En el caso de los colectores solares de Fresnel, el absorbedor no se mueve de forma solidaria al reflector, ya que son los espejos los que giran siguiendo al Sol, quedando el tubo absorbedor fijo. Los motores pueden hacer girar de manera individual cada espejo o pueden hacerlos girar todos a la vez de forma solidaria. En este último caso presentan dos componentes del ángulo de incidencia: longitudinal y transversal [2].

En cuanto a la decisión final del tipo de colector seleccionado, se prefiere el uso de la tecnología de colectores cilíndrico-parabólicos frente a la tecnología Fresnel, ya que la relación de concentración (ratio entre área de apertura y área de absorción del colector) puede llegar a ser 80:1 para los primeros frente a 40:1 para los segundos [8]. Por otra parte, aunque los costes son mayores, se decide priorizar el uso eficiente y rendimiento de la instalación asumiendo unos costes de inversión mayores.

En el cuadro de la siguiente página se presentan las principales ventajas e inconvenientes de cada una de estas tecnologías para obtener una visión más amplia de cuáles son los puntos fuertes y débiles que se deben tener en cuenta a la hora de diseñar el campo solar de la instalación.

Tecnología	Ventajas	Inconvenientes
Colectores cilindro parabólicos (CCP)	<ul style="list-style-type: none"> - Buen rendimiento óptico del equipo. - Altas relaciones de concentración. - Tecnología muy desarrollada y bien implantada en el ámbito comercial de generación eléctrica. - Producción diaria más estable que otras tecnologías de concentración. - Puede desorientarse respecto de la posición del Sol e impedir el aporte de irradiación solar directa. 	<ul style="list-style-type: none"> - Solo hacen uso de la irradiación directa, por lo que necesitan sistema de seguimiento. - La producción de espejos curvos es más compleja que la de espejos planos. - Superficie de implantación extensa para evitar problemas de sombras entre filas. - Complejo mantenimiento y limpieza de espejos. - Estructura soporte adecuada para soportar el peso de los espejos y cargas del viento. - Los de mayor tamaño precisan de sujeciones de tal envergadura que su ubicación en cubierta resulta compleja.
Colectores lineales de Fresnel (LFC)	<ul style="list-style-type: none"> - Bajos costes de fabricación de los espejos (espejos planos). - Menores superficies de implantación ya que no existen problemas de sombreado entre las diferentes filas de colectores. - Fácil limpieza. - Estructura sencilla y ligera. - Escasa exposición a cargas de viento. - Juntas de unión hidráulicas fijas por lo que tienen menores problemas de estanqueidad. - Sistema de seguimiento sencillo y menos costoso al tener que mover espejos de menor tamaño. - Puede desorientarse respecto de la posición del Sol e impedir el aporte de irradiación solar directa. 	<ul style="list-style-type: none"> - Solo hacen uso de la irradiación directa, por lo que necesitan sistema de seguimiento. - Complicado ensamblaje e instalación del sistema al tener que curvar cada uno de los espejos individualmente in situ. - Si las filas de espejos se mueven de forma individual, se precisa de un motor de seguimiento para cada una de ellas, lo que aumenta el coste de la instalación. - Limpieza complicada si los espejos se mueven de forma conjunta mediante un único dispositivo de seguimiento. - Menor rendimiento óptico que un CCP debido a menores exigencias constructivas del reflector y a la influencia de las dos componentes del ángulo de incidencia: longitudinal (similar al comportamiento de CCP) y transversal. - Pérdidas de final de colector mayores que en CCP, pues el receptor está a mucha mayor distancia del reflector primario.

2. COLECTOR ET 2 WITH SCHOTT HCE (ET 150)

El modelo de colector que se adapta mejor a las características de la instalación es el colector de concentración ET 2 with Schott HCE.

Disponemos de los datos del colector extraídos de estudios realizados sobre este modelo de colector, denominado ET150 en vez de ET2 with Schott HCE a modo de simplificación. Sus características técnicas son

EuroTrough Model	ET150
Focal Length	1.71 m
Absorber Radius	35 mm
Aperture Width	5.76 m
Aperture Area	828 m ²
Collector Length	148.5 m
Number of Modules per Drive	12
Number of Glass Facets	336
Number of Absorber Tubes	36

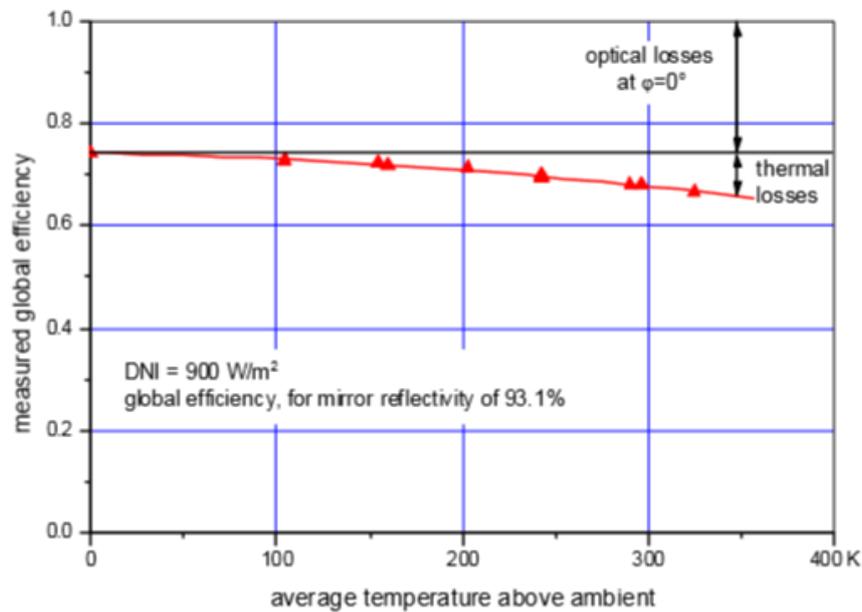


Figure 5: Global efficiency of the ET150 prototype at PSA for clean mirrors, reference area $6 \times 11.98 \times 5.76$ m², and DNI = 900 W/m² solar irradiation

ANEXO 4: ENFRIADORA POR ABSORCIÓN DE DOBLE EFECTO

1. DESCRIPCIÓN

Existen diversos mecanismos capaces de reducir la temperatura de un fluido o sólido, estos procesos pueden ser naturales: enfriamiento radiactivo, enfriamiento evaporativo, conducción o artificiales: procesos químicos con disolución de solutos, procesos químicos con transición de cambio de fase o procesos mecánicos con fases de expansión y compresión [5].

La mayor parte de los modelos de enfriamiento térmico existentes alimentados con energía solar, como el que requiere nuestra instalación, se basan en sistemas de absorción (sistema artificial). La absorción es el proceso de atraer y retener la humedad mediante sustancias llamadas desecantes. Los desecantes son absorbentes, es decir, materiales que tienen la capacidad de atraer y retener otros gases o líquidos que tienen una afinidad particular para el agua. Durante la absorción, el desecante experimenta un cambio químico a medida que adquiere humedad (ASHRAE, 2005).

La compresión térmica del refrigerante se realiza usando una solución líquida de refrigerante/absorbente y una fuente de calor, la energía procedente del sistema solar. De este modo se evita el consumo de energía eléctrica, al mismo tiempo que se aprovecha el calor que transportan los fluidos procedentes del sistema de captación con colectores solares.

Desde el principio, el desarrollo de las máquinas de refrigeración por absorción ha estado ligado a períodos de altos precios de la energía, ya que se trata de una alternativa a la producción de frío convencional mediante refrigeración mecánica. Sin embargo, recientemente ha habido un gran resurgimiento del interés en esta tecnología no sólo por el aumento de los precios de la energía, sino principalmente por la conciencia social y científica sobre la degradación del medio ambiente [8].

Las máquinas de absorción se activan térmicamente y no requieren una gran potencia de entrada en el eje por lo que el rendimiento, medido por el COP (Coeficiente Of Performance) es menor que en el método convencional de compresión, pero pueden proporcionar una refrigeración efectiva en situaciones en las que la energía no está disponible, es costosa, existen disponibilidad de fuentes naturales de energía como la geotermia o calor solar [8].

Existen diferentes tipos y un amplio catálogo comercial de máquinas de refrigeración. Pueden clasificarse atendiendo a diversos parámetros:

- Número de generadores
- Fluidos de trabajo
- Número de absorbentes
- Tipo y número de compresores
- Tipo de condensador
- Tipo de evaporador
- Número de circuitos frigoríficos
- Reversibilidad

Como puede observarse, existen multitud de criterios para clasificar las máquinas de absorción, pero los más habituales son según los fluidos de trabajo y según el número de efectos.

Por una parte, según los pares de sustancias que actúan como refrigerante/absorbente, en las máquinas de absorción existen combinaciones agua (H₂O) / bromuro de litio (LiBr), agua (H₂O) / cloruro de litio (LiCl) y amoníaco (NH₃) / agua (H₂O) [5].

Por otra parte, de acuerdo con la clasificación según el número de efectos, existen absorbentes de simple efecto (un solo generador), doble efecto (dos generadores) y triple efecto (tres

generadores).

En el mercado es posible encontrar máquinas de simple efecto cuyas temperaturas de las fuentes de calor de activación están entre 90 y 120° C con coeficiente de operación COP de entre 0,6 y 0,7 [7].

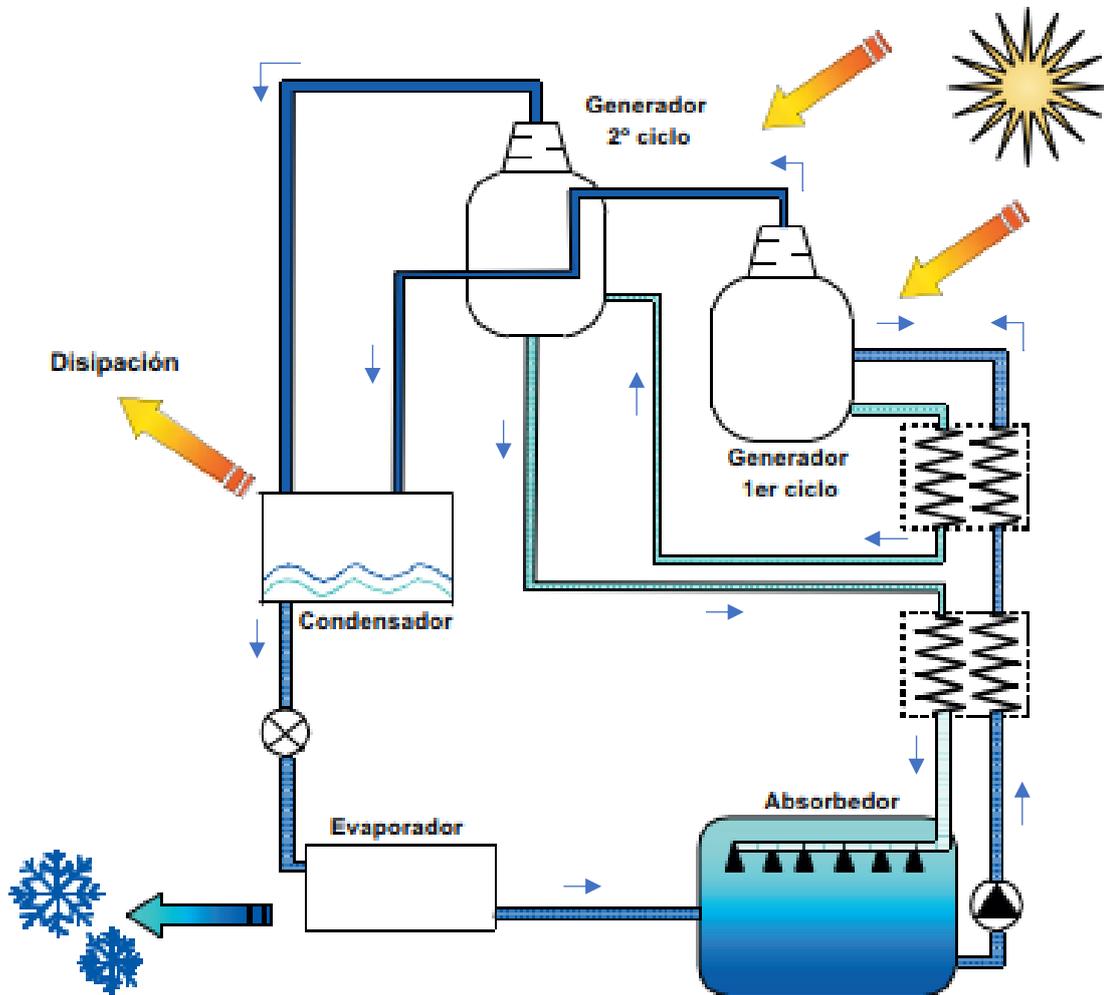
Las máquinas de doble efecto tienen una temperatura de activación mayor (entre 130 y 185° C) lo que se traduce en un mayor del rendimiento del equipo, encontrándose el COP (coeficiente de operación) entre 1 y 1,5 [7].

Las máquinas de triple efecto se encuentran todavía en etapa experimental, y no se han incorporado aún al mercado de la refrigeración solar, aunque ya existen instalaciones de otras características que son capaces de alcanzar un COP de hasta 1,7 operando con temperaturas de activación en el rango de 170 a 200° C [7].

La principal razón de la elección de una máquina de refrigeración por absorción doble es el mayor del rendimiento (COP) frente a las de simple efecto, ya que trabajan a temperaturas de activación mayores. El COP de las máquinas de absorción de doble efecto se sitúa en el rango de 1,0 a 1,5 mientras que las enfriadoras de simple efecto funcionan con un rendimiento limitado a 0,7.

2. FUNCIONAMIENTO

Para explicar su funcionamiento de este ciclo de refrigeración, seguiremos el esquema expuesto en la siguiente figura [7].



La máquina de refrigeración por absorción doble consta de dos generadores, uno de alta temperatura y otro de baja temperatura. El objetivo de esta división en dos generadores es conseguir una mayor eficiencia, como ya hemos visto anteriormente. Además, cuenta con un absorbedor, un condensador y un evaporador.

El ciclo se inicia en el generador de alta temperatura (generador de 1er ciclo). En este componente la solución, procedente del final del ciclo anterior, se encuentra en fase diluida.

Por efecto del calor aportado al generador, gracias al intercambio de energía del flujo de líquido calentado por el sistema de producción de calor (sistema solar o de biomasa en la instalación propuesta), la temperatura y presión de la solución diluida ascienden.

Esto provoca la ebullición del refrigerante, que asciende hasta alcanzar el separador de 1er ciclo acoplado en el generador. En este punto, el vapor del refrigerante atraviesa el separador principal y se dirige al condensador a través del generador de 2º ciclo, mientras que en el separador del generador de 1er ciclo se establece una solución semiconcentrada que fluye hacia el intercambiador de alta temperatura.

Durante el paso de la solución procedente del separador a través del intercambiador de alta temperatura, esta solución es enfriada debido a la circulación de una solución diluida (se verá más adelante) que procede del absorbedor. A continuación, el flujo enfriado se introduce en el generador de baja temperatura (generador de 2º ciclo). A su vez, el vapor del refrigerante circula por el circuito de este generador aportando calor a la solución semiconcentrada. Como consecuencia de este intercambio de calor, la solución semiconcentrada hierve liberando vapor refrigerante adicional.

Esta segunda separación de vapor de la solución permite aumentar el rendimiento de la máquina y es la razón por la que esta variante del ciclo se denomine de doble efecto.

El vapor formado en el generador de 2º ciclo atraviesa el separador secundario y alcanza el condensador donde se introduce también el vapor del generador de 1er ciclo. En el condensador, circula agua de enfriamiento procedente de una torre evaporativa. Esto produce el enfriamiento del vapor, condensándolo y formando líquido refrigerante.

A continuación, se dirige al evaporador donde se toma del entorno el calor necesario para evaporarse. En consecuencia, el entorno libera calor siendo así refrigerado y consiguiéndose el objetivo principal del sistema.

Por otro lado, la solución semiconcentrada que existía en el generador de 2º ciclo reduce su contenido de refrigerante por el efecto de la evaporación explicado anteriormente, y concentra su contenido de absorbente por lo que pasa a tratarse de una solución concentrada.

En estas condiciones, la solución concentrada entra en el absorbedor. En él se encuentra un serpentín por el que circula agua de enfriamiento procedente de una torre evaporativa.

Dentro del absorbedor el absorbente absorbe el vapor producido en el evaporador lo que permite mantener constante la presión de este. Al mismo tiempo, el agua de enfriamiento que circula por el serpentín elimina, durante este proceso de absorción, el calor aportado al vapor del refrigerante en el evaporador.

Como toda el agua separada de la solución en los dos generadores ha llegado al absorbedor, en este espacio la solución se diluye hasta el valor de concentración inicial, es decir, se dispone de nuevo de una solución diluida.

Desde el absorbedor, dicha solución es aspirada por la bomba de solución. Se hace pasar a este flujo por los dos intercambiadores de calor. En primer lugar, circula a través del intercambiador de calor de baja temperatura donde se calienta con el calor cedido por la solución concentrada. A continuación, circula por el intercambiador de calor de alta temperatura donde adquiere el calor cedido por la solución semiconcentrada.

Finalmente, la solución entra en el generador de 1er ciclo donde se inicia de nuevo el proceso.

3. Broad BYS 200

Se desea dimensionar una máquina acorde a la función que desempeña dentro de la instalación, respetando los límites establecidos y satisfaciendo una parte importante de la demanda anual de frío del centro comercial.

Se decide hacer uso de una máquina de absorción que trabaje con potencia modulante. En dichos equipos es posible la variación de la capacidad frigorífica de la máquina de absorción dentro de ciertos límites de trabajo. Esto permite ajustar la producción de frío a la demanda del centro comercial de modo que en los momentos en que se reduzca la demanda, también lo haga el aporte de calor necesario, lo que limita el uso de la caldera auxiliar de biomasa a situaciones en que exista un déficit de calor por parte de la máquina de absorción.

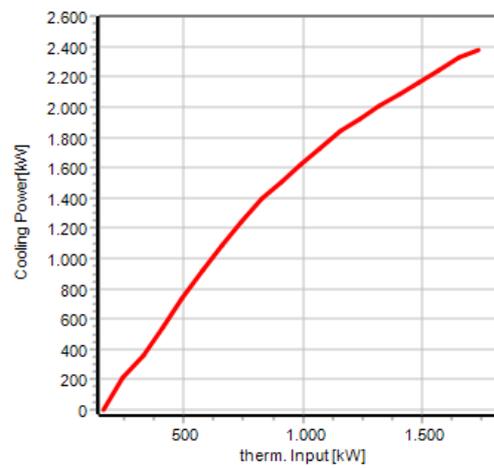
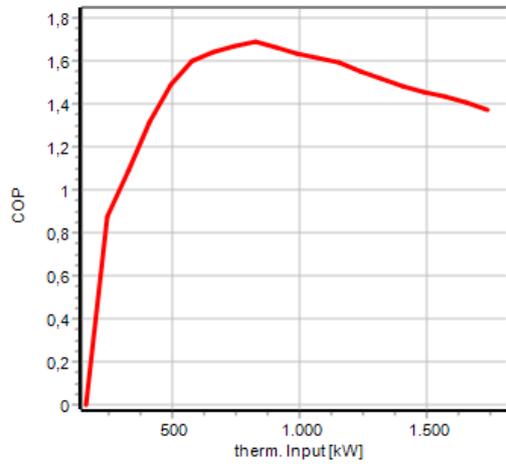
Dentro del catálogo de enfriadoras por absorción con potencia modulante disponibles en GREENIUS, se selecciona la enfriadora BROAD BYS 200. Los datos técnicos del catálogo de la enfriadora BROAD BYS 200 se recogen en la siguiente figura.

Packaged steam chiller Performance data and price

steam from power generation and industrial waste steam

model	BYS	20	50	75	100	125	150	200	250	300	400	500	600	800	1000		
chiller	cooling capacity	kW	233	582	872	1163	1454	1745	2326	2908	3489	4652	5815	6978	9304	11630	
		10 ⁴ kcal/h	20	50	75	100	125	150	200	250	300	400	500	600	800	1000	
	chilled w.																
	flowrate	m ³ /h	28.5	71.3	107	142	178	214	285	356	427	570	712	854	1139	1429	
	pressure drop	kPa	30	30	30	30	30	40	40	50	50	50	60	60	60	60	
	cooling W.																
	flowrate	m ³ /h	48.8	122	183	244	305	366	488	610	733	977	1221	1465	1953	2442	
	pressure drop	kPa	50	50	50	50	50	50	50	60	60	60	70	70	70	70	
	steam consumption	kg/h	251	628	941	1255	1569	1883	2511	3138	3766	5201	6276	7532	10042	12550	
	power demand	kW	1.7	4.3	4.6	6.8	6.8	6.8	10.2	10.2	11.7	13.2	17.7	20.7	25.9	34.9	
solution weight	t	0.8	1.94	2.63	3.04	4.11	4.56	6.7	7.52	9.89	11.16	14.6	17.5	22.7	28.2		
unit ship. wt	t	3.3	5.8	7	8.9	10.5	11.9	15.2	19.3	21.5	/	/	/	/	/		
chiller ship. wt	t	/	/	5.4	7	8.3	9.2	12	14.5	16.3	21.3	25.9	29.9	38.3	37.5		
operation weight	t	4.3	8.1	10.5	13.0	15.8	17.7	24.2	29.2	34.0	43.4	52.5	61.2	81.4	88.8		
pump set	chilled w. pump																
	external head	mH ₂ O	19	19	20	20	22	22	22	22	22	26	26	26	26		
	power demand	kW	4	11	15	15	22	30	37	44	60	60	110	110	150	180	
	cooling w. pump																
	external head	mH ₂ O	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10		
	power demand	kW	3	7.5	15	15	22	22	37	44	44	60	90	110	150	180	
operation weight	t	5.8	10.2	2.8	3	3.2	3.4	4.3	4.4	5.4	6.3	4.4/8.6	6.1/8.6	6.1/9.8	9.6/9.8		
total power	kW	7	18.5	30	30	44	52	74	88	104	120	200	220	300	360		
cooling tower	power demand	kW	5.5	11	11	15	15	15	22	37	37	44	55.5	74	88	110	
	operation weight	t	/	5.1	5.7	7.3	12.3	12.3	14.6	20.2	20.2	24.2	30.3	40.4	48.4	60.4	
machine room	lighting, ventilation power demand	kW	0.3	0.3	1.0	1.5	1.5	1.5	1.5	2.0	2.0	2.0	2.0	3.0	3.0	3.0	
	weight	t	/	/	5.6	5.6	6.5	6.5	8.6	9.4	10.5	11.4	18.4	19.2	24.2	25.8	
electricity consumption	total power	kW	14.5	34.1	46.6	53.3	67.3	75.3	107.7	137.2	154.7	179.2	275.2	317.7	416.9	507.9	
	water demand for cooling	t/h	0.6	1.5	2	3	3.8	4.5	6	7.5	9	12	15	18	24	30	
price	chiller	Euro1,000	59	121	153	176	201	221	266	306	358	430	506	569	716	851	
	pump set	Euro1,000	19	26	43	59	70	80	108	126	142	168	213	250	310	363	
	total	Euro1,000	78	147	196	235	271	301	372	432	500	598	719	819	1026	1214	

Bajo condiciones de trabajo diferentes a la nominal, el COP de la máquina y su correspondiente capacidad varían según lo expuesto en las gráficas de la Figura 11. En las figura puede observarse que la limitación de capacidad frigorífica de este modelo está limitado a 2400 kW.



ANEXO 5: ENFRIADORA MECÁNICA EQSA 21105

El equipo de refrigeración mecánica responde a la necesidad de satisfacer una determinada demanda de frío que no puede ser satisfecha tan solo por medio de la máquina de absorción en condiciones climatológicas adversos u otras limitaciones que pueden aparecer en alguno de los equipos de producción de frío renovable. Se trata de una tecnología plenamente desarrollada y con un amplio mercado que permite la producción de frío de forma efectiva.

Gracias al estudio técnico de la Sección 3 se conoce el pico de demanda de frío mecánico (4.053 kW) lo que nos conduce a la selección, dentro del catálogo Hitecsa, del modelo EQSA 21105 que se muestra a continuación. Se instalan 4 máquinas para satisfacer dichos picos de demanda.



ENFRIADORAS AIRE-AGUA | AXIALES TORNILLO

Gama eficiente en clase A

Enfriadoras de agua monobloque con condensación por aire y ventiladores axiales. Serie con compresores semiherméticos de tornillo y gas refrigerante R134a.

CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES

- Capacidad en frío: de 317 a 1.325 kW
- Compresor: semihermético de tornillo de alta eficiencia energética con control de capacidad lineal 25-100%. Arranque estrella-triángulo limitado con protección integral, calentador del cárter y llave de paso en la tubería de impulsión del gas refrigerante
- Intercambiador del lado del agua: multitubular y expansión seca; con intercambio térmico a contracorriente; incluye aislamiento de goma de poliuretano expandido de células cerradas, presostato diferencial de flujo de agua y conexiones Victaulic
- Intercambiador del lado del aire: con microcanales.

VENTAJAS

- Gama eficiente en clase A
- Límites de funcionamiento ampliados
- Control lineal de la capacidad (25-100%)
- Amplia gama de accesorios
- Gestión MASTER/SLAVE integrada

VERSIONES

- Versión de Alta Eficiencia con sección de condensación aumentada (EQSA)
- SS - Versión súper-silenciada con insonorización del compartimento técnico de los compresores y ventiladores con velocidad súper-reducida y sección de condensación aumentada (EQSASS)

MODELOS

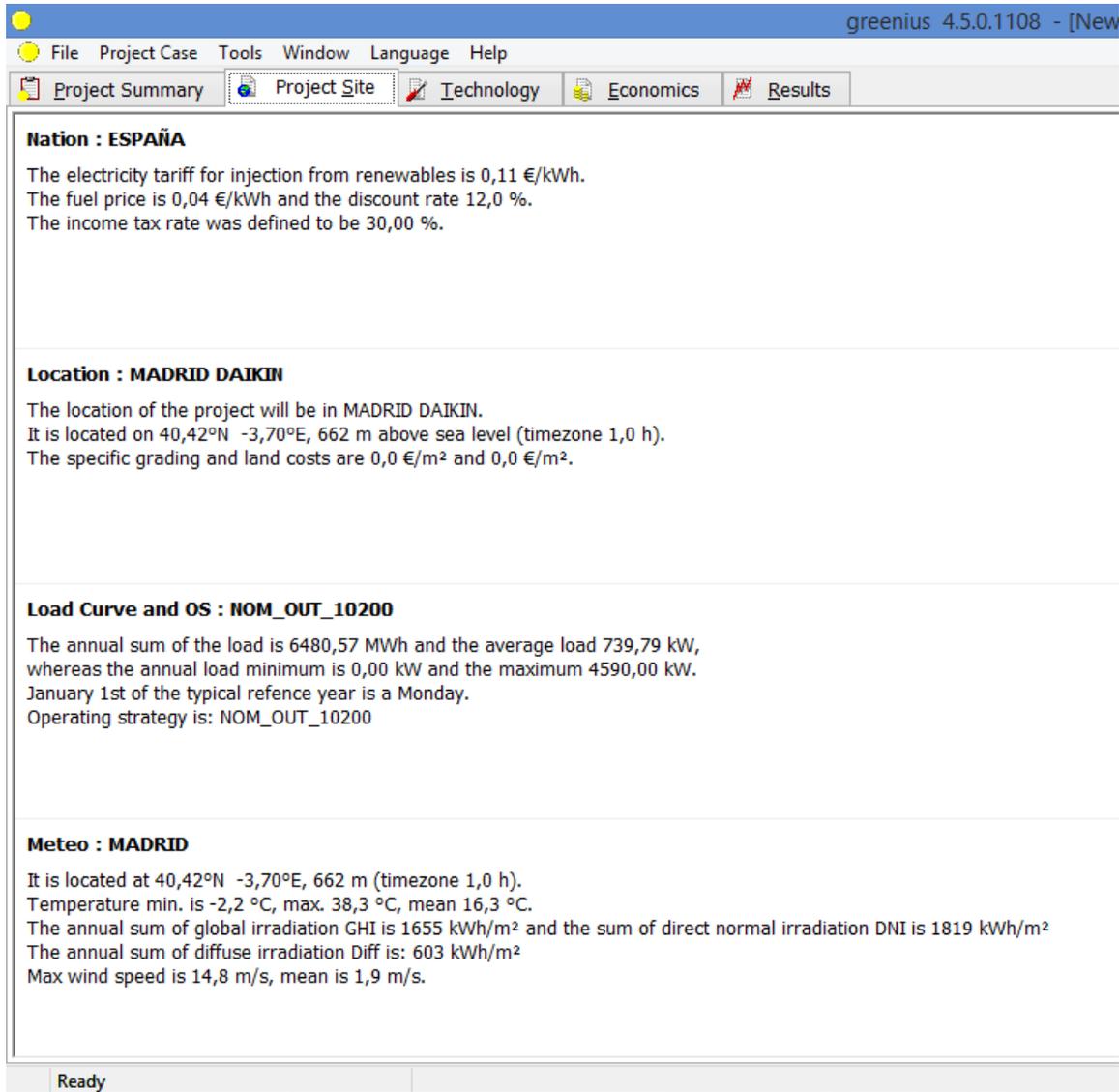
- EQSA: unidad de alta eficiencia preparada sólo para enfriamiento

SERIES EQSA / EQSASS

MODELO EQSA		2765	2815	2885	2955	21025	21105
(1) Potencia frigorífica nominal	kW	760,7	813,3	879,7	955,9	1.020,5	1.100,8
(1) E.E.R.		3,19	3,24	3,19	3,27	3,22	3,2
(1) Potencia absorbida	kW	238,5	251	275,8	292,3	316,9	344

ANEXO 6: ESTUDIO TÉCNICO MEDIANTE GREENIUS

La herramienta GREENIUS divide la pantalla de trabajo donde se determinan las condiciones generales y la localización de la instalación de esta manera:



PROJECT SITE

NATION carece de importancia técnica por lo que no se requiere conocer sus parámetros.

En primer lugar, definimos los datos climatológicos (**METEO**) que son cargados como un paquete de datos de un fichero creado por METEONORM. Aquí se muestra la pantalla de trabajo de GREENIUS:

MADRID

File Edit View Tools Help

Meteorological Data

Meteorological Data Hour Generator Tilted Plane Meteo Tools

Site of meteo station

Name: MADRID

Latitude: 40.42 °N

Longitude: -3.70 °E

Altitude: 662 m

Timezone: +1 (Middle European Time)

Display Dataset: Amb. Temperature

Summary

Yearly average: 16.28 °C

Maximum: 38.3 °C at 4:00 PM Aug 19

Minimum: -2.2 °C at 9:00 AM Jan 12

	1:00	2:00	3:00	4:00	5:00	6:00
Jan 01	10.6	10.0	9.4	9.1	8.9	8.6
Jan 02	9.7	9.0	8.3	7.9	7.6	7.2
Jan 03	5.6	5.3	5.0	4.8	4.7	4.5
Jan 04	7.1	6.1	5.1	4.6	4.1	3.6
Jan 05	6.0	5.7	5.5	5.3	5.2	5.1
Jan 06	4.7	4.0	3.3	2.9	2.5	2.2
Jan 07	4.7	4.2	3.8	3.6	3.4	3.2
Jan 08	5.9	5.3	4.8	4.5	4.2	3.9
Jan 09	3.7	3.3	3.0	2.8	2.6	2.4
Jan 10	3.6	3.2	2.8	2.6	2.4	2.1
Jan 11	3.7	3.2	2.6	2.3	2.1	1.8
Jan 12	3.2	2.1	1.0	0.3	-0.4	-1.0
Jan 13	-2.1	-2.1	-2.1	-2.1	-2.1	-2.1
Jan 14	5.0	4.5	4.0	3.8	3.5	3.2
Jan 15	1.6	1.5	1.2	1.0	0.8	0.7

Respecto a la localización (**LOCATION**), GREENIUS determina directamente las coordenadas de localización gracias a la entrada del fichero de METEONORM, con lo que tan solo debemos determinar las propiedades del suelo. Se escoge un terreno de gravilla con su respectiva longitud de aspereza (ROUGHNESS LENGTH) y se escoge un albedo de 0,15 de acuerdo con datos introducidos en METEONORM.

MADRID DAIKIN

File Edit Tools Help

Location

Location

Geographical Location

Name: MADRID DAIKIN

Latitude: 40.42 °N Altitude: 662 m

Longitude: -3.70 °E

Timezone: +1 (Middle European Time)

Solar Angles for this Location

Date: 29-Nov-19 Day Length: not available

not available

not available

not available

Properties of Ground

Ground structure: Sand

Roughness length: 0.1 m
agricultural land, low grow

Albedo factor: 0.15
asphalt

Average slope: 0 °

specific Land costs: 6 €/m²

Image of Location

(no Image)

OK Apply Cancel

El coste específico del terreno no es relevante técnicamente por lo que aún queda sin definir. Tras definir la localización y sus consiguientes datos climatológicos, se debe establecer la demanda a satisfacer, así como la estrategia de operación de la instalación.

En primer lugar, se define la demanda en función de una curva de carga (**LOAD CURVE**) que representa la variación horaria de la demanda a lo largo del año. La pantalla de trabajo de GREENIUS es la siguiente

electr.	day	1:00 AI	2:00 AI	3:00 AI	4:00 AI	5:00 AI	6:00 AI	7:00 AI	8:00 AI
01-Jan	Mon	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.01
02-Jan	Tue	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.01
03-Jan	Wed	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.01
04-Jan	Thu	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.01
05-Jan	Fri	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.01
06-Jan	Sat	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.01
07-Jan	Sun	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.01
08-Jan	Mon	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.01
09-Jan	Tue	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.01
10-Jan	Wed	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.01
11-Jan	Thu	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.01
12-Jan	Fri	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.01
13-Jan	Sat	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.01
14-Jan	Sun	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.01
15-Jan	Mon	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.01
16-Jan	Tue	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.01
17-Jan	Wed	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.01
18-Jan	Thu	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.01
19-Jan	Fri	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.01
20-Jan	Sat	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.01

Para la determinación de la demanda se debe definir un valor de salida nominal (NOMINAL OUTPUT) que no es real, sino que sirve para calcular la demanda hora a hora al ser multiplicado por los valores de la tabla de datos.

Se han adaptado los datos del estudio de demanda del centro comercial para un NOMINAL OUTPUT de 10.200 kW ya que por razones que se desconocen por debajo de 10.000 kW el programa no calcula la simulación. Posiblemente se deba a errores internos del programa en el cálculo de las diferentes variables asociadas a la demanda establecida.

En segundo lugar, se define la estrategia de operación (**OPERATING STRATEGY**).

Operating Strategy

Load Curve Data Operating Strategy

Edit Table

Copy horizontal Copy vertical

Value: Set All

Set Selection

	day	1:00	2:00	3:00	4:00	5:00	6:00	7:00	8:00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00
01/ ene.	lu.	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
02/ ene.	ma.	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
03/ ene.	mi.	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
04/ ene.	ju.	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
05/ ene.	vi.	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
06/ ene.	sá.	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
07/ ene.	do.	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
08/ ene.	lu.	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
09/ ene.	ma.	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Strategy	Discharge THR	Discharge >THR	Discharge <THR	Charge THR	Charge prio. until	Min PB Input	Max PB Input	Gas support up to	Storage Loss Comp.	Fossil Storage Loss Comp.	Gas: Gapfill	Gas: Only boost
1	0,00	1,00	1,00	0,00	0,00	0,00	1,00	0,00	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
2	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
3	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
4	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
5	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
6	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
7	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
8	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
9	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

En la pantalla de trabajo de GREENIUS mostrada se define una estrategia

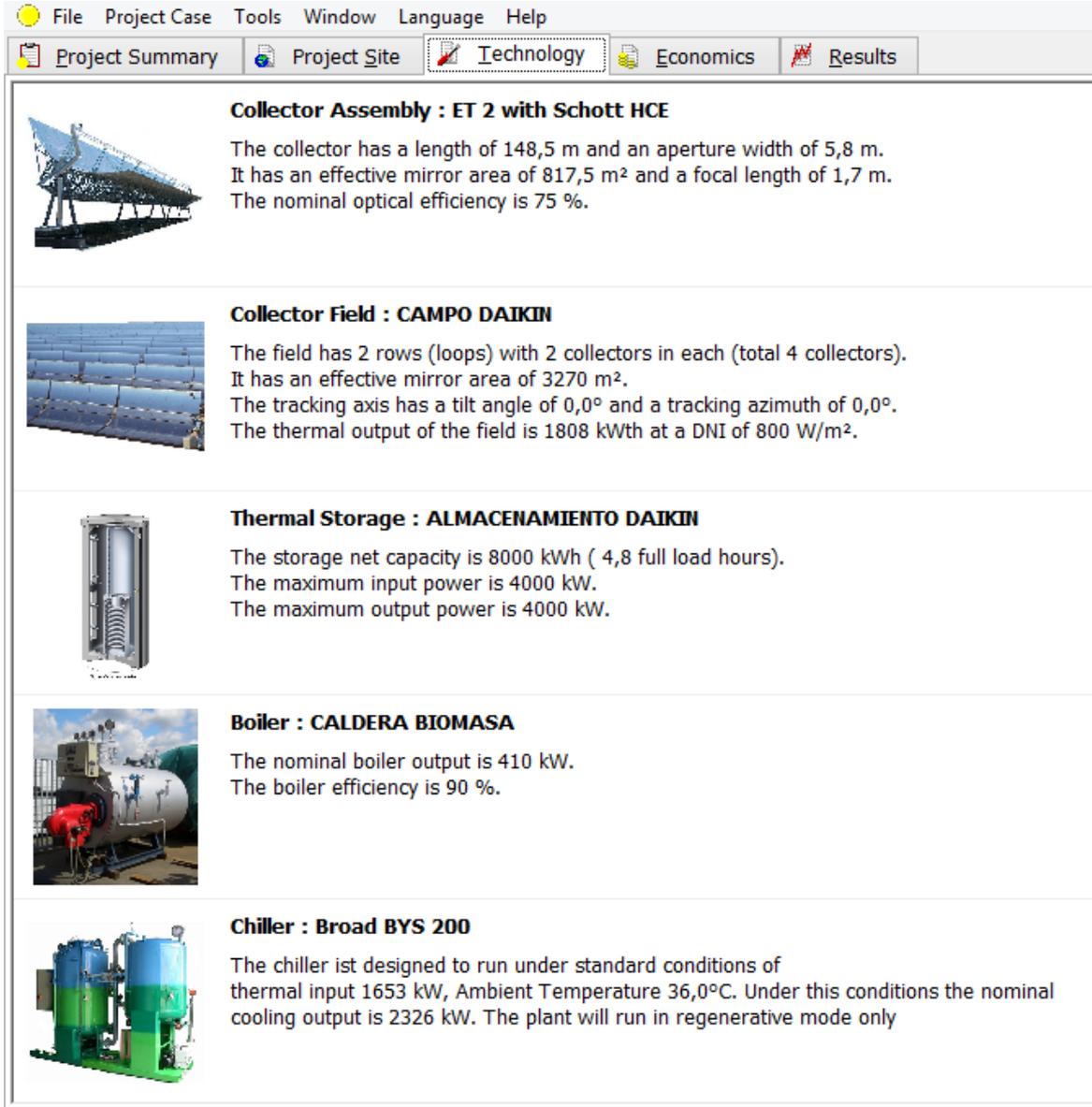
Discharge THR	Discharge > THR	Discharge ≤ THR
0.0	1.0	1.0

lo que indica el acumulador cargado se descarga, para atender la demanda, con prioridad frente a la caldera de biomasa.

Además, la casilla STORAGE LOSS COMP. seleccionada, nos permite definir otra prioridad: el acumulador con carga negativa se carga con calor solar hasta alcanzar la carga mínima establecida. Una vez se cumple esto, se satisface la demanda con el calor solar restante.

TECHNOLOGY

Una vez determinadas las condiciones generales y la localización de la instalación, se debe establecer un modelo tecnológico para la simulación. La herramienta GREENIUS divide la pantalla de trabajo de la siguiente manera



The screenshot displays the 'Technology' tab in the GREENIUS software. The interface includes a menu bar (File, Project Case, Tools, Window, Language, Help) and a toolbar with icons for Project Summary, Project Site, Technology (active), Economics, and Results. The main content area lists five components with their respective specifications:

- Collector Assembly : ET 2 with Schott HCE**
The collector has a length of 148,5 m and an aperture width of 5,8 m. It has an effective mirror area of 817,5 m² and a focal length of 1,7 m. The nominal optical efficiency is 75 %.
- Collector Field : CAMPO DAIKIN**
The field has 2 rows (loops) with 2 collectors in each (total 4 collectors). It has an effective mirror area of 3270 m². The tracking axis has a tilt angle of 0,0° and a tracking azimuth of 0,0°. The thermal output of the field is 1808 kWth at a DNI of 800 W/m².
- Thermal Storage : ALMACENAMIENTO DAIKIN**
The storage net capacity is 8000 kWh (4,8 full load hours). The maximum input power is 4000 kW. The maximum output power is 4000 kW.
- Boiler : CALDERA BIOMASA**
The nominal boiler output is 410 kW. The boiler efficiency is 90 %.
- Chiller : Broad BYS 200**
The chiller ist designed to run under standard conditions of thermal input 1653 kW, Ambient Temperature 36,0°C. Under this conditions the nominal cooling output is 2326 kW. The plant will run in regenerative mode only

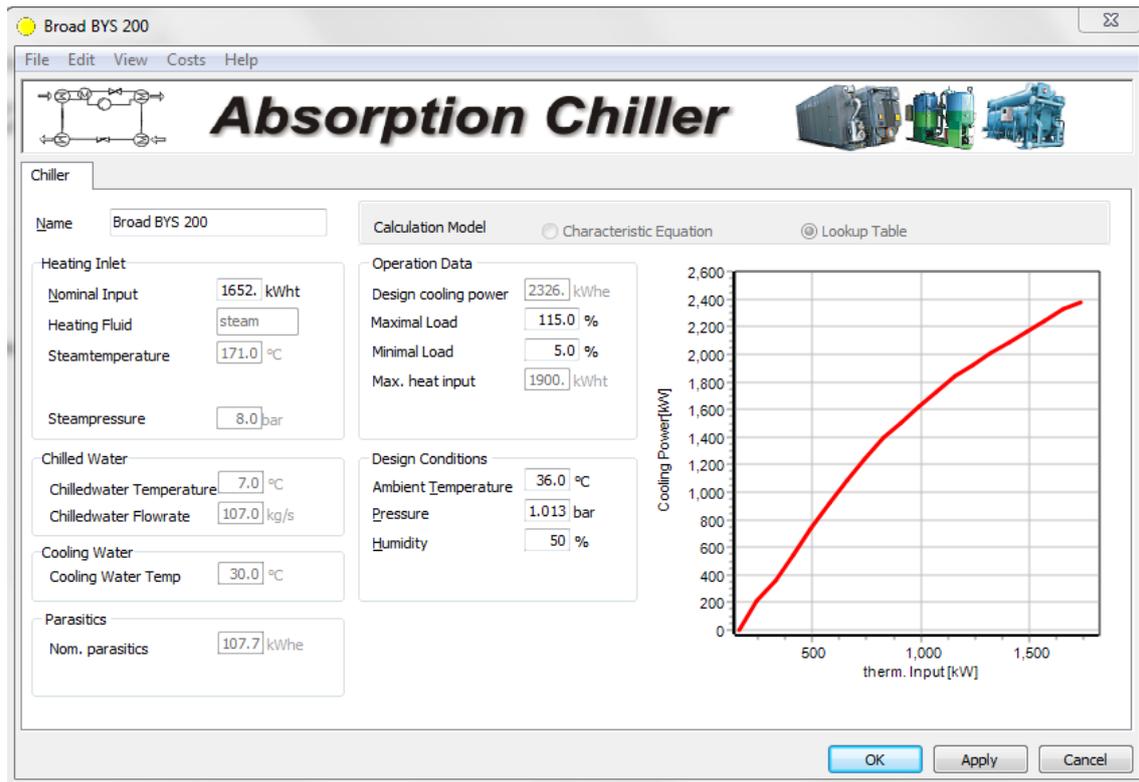
Lo primero que se define es la máquina de refrigeración por absorción (**CHILLER**).

Es el componente fundamental de la instalación, ya que es el equipo de producción de frío renovable. Esta máquina es de absorción de doble efecto.

Dentro del catálogo de GREENIUS, disponemos de enfriadoras de estas características de la marca BROAD serie BYX. Se tratan de enfriadoras de absorción de doble efecto alimentadas por vapor.

La selección de la enfriadora deseada se realiza en base al estudio estadístico que se muestra en el apartado "Máquina de absorción." de la Sección 3.2.

En la pantalla de trabajo se muestran las características de la máquina seleccionada.



A modo de ejemplo, se muestra además el archivo de texto GREENIUS con los parámetros que requiere el programa para la definición de la máquina de absorción. Se comprueba que coinciden los datos proporcionados por GREENIUS y los del archivo de texto con los del modelo de enfriadora BROAD X que se muestran en el catálogo del Anexo 4.

Archivo GREENIUS:

```
name          Broad BYS 200
source        Broad Catalog 2008
contact       Greenius Team
baseyear      2018
specific_investment_costs      160
specific_OM_costs      2.8
specific_replacement_costs     0
spec_parasitics      0
guaranteetime      0
minimal_load      0.05
maximal_load      1.15
chiller_model      1
chilled_water_flowrate      107
chilled_water_temperature      7
cooling_water_demand      1.667
cooling_water_temp      30
heating_fluid      steam
inlet_temperature      171
inlet_pressure      8

thermal_input_range 0 169 169.70 260.31 325.1
                    379.60 478.4 580.20 826.61 1172.36 1929
                    2389.44
amb_temperature_range 36
amb_pressure_range 1.013
amb_humidity_range 50
load_range -1

design_conditions 1929 36 1.013 50 -1

cooling_power
0 0 116.3 232.6 348.9 465.2 697.8 930.4 1395.6
1860.8 2501 2791.2

parasitics_matrix
0 0 107.7 107.7 107.7 107.7 107.7 107.7 107.7 107.7
107.7
```

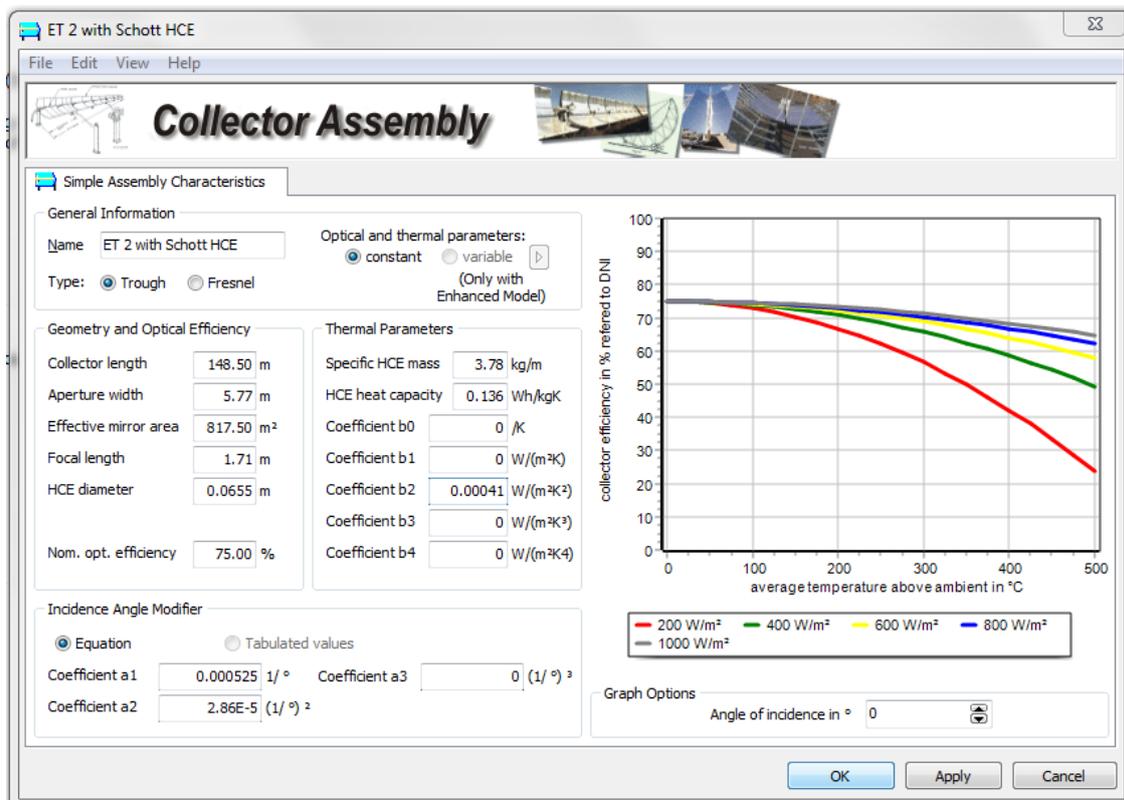
Una vez se ha definido la enfriadora de la instalación, se debe seleccionar el modelo de colector escogido y sus características (**COLLECTOR ASSEMBLY**).

Hay varias opciones posibles dentro del catálogo GREENIUS para colectores cilíndrico-parabólicos:

COLECTORES	ÁREA DEL REFLECTOR [m ²]	LONGITUD FOCAL [m]
Ultimate Trough 2014	1.716	1,7
SL 4600 PTR70 2009	529	1,2
ET 2 with UVAC	817,5	1,7
ET 2 with Schott HCE	817,5	1,7
ET 2 with UVAC PTR 2009	817,5	1,7

El colector restante no se expone ya que parece un colector muy pequeño y en pruebas, por lo que se descarta su uso. Por otro lado, el colector SL (SolarLite Company) se trata de un colector de dimensiones inferiores a los ET. La razón por la que se descarta este último colector es que apenas existe información técnica disponible.

En cambio, los colectores ET (EuroTrough Collectors Company) parecen emplear un reflector similar y se diferencian únicamente en el tubo absorbente del que hace uso. Se escoge el tubo de Schott dada su especial relevancia en el mercado de tubos absorbentes y sus características técnicas fáciles de hallar en catálogos, es decir, se escoge finalmente el colector de concentración ET 2 with Schott HCE cuyas características son



Al igual que hemos hecho antes con la máquina de absorción, se comprueba que coinciden los datos proporcionados por GREENIUS y los del catálogo de colectores del Anexo 3. Para evitar confusiones, cabe señalar que no debe confundirse Aperture Area con Effective Mirror Area al realizar la comparación.

Una vez definido el colector, se establece el campo solar (**COLLECTOR FIELD**). La pantalla de trabajo GREENIUS muestra los parámetros a definir. Esta se divide en datos del campo solar y condiciones de operación del campo.

En primer lugar, aparecen los datos relevantes del campo (FIELD DATA).

Un aspecto relevante a la hora de diseñar el campo solar es el diámetro de los tubos absorbentes y tuberías principales. Dado que GREENIUS facilita los datos de los diámetros característicos para tuberías de acero sin costura, se escoge este material para diseñar el campo solar y se seleccionan los diámetros en función de los comerciales disponibles facilitados por la tabla que se muestra en la siguiente página.

La determinación de los diámetros de tubo (y su respectivo peso específico) se ha realizado en base lo establecido en el apartado "Diámetros de los tubos del campo solar." de la Sección 3.2.

Por otra parte, de acuerdo con lo establecido por el manual GREENIUS, la fracción de tubería principal de circulación del flujo a baja temperatura (LENGTH FRACTION COLD HEADER) es 0,5 lo que implica que el 50 % de la longitud de la tubería principal transporta fluido a alta temperatura y el otro 50 % fluido a baja temperatura.

Asimismo, la determinación de las dimensiones del campo solar y el número de filas y columnas de este se muestran en el apartado "Dimensiones del campo solar." de la Sección 3.2.

El área del terreno tiene solo importancia en el estudio económico por lo que no se define aún.

Además, se decide marcar la casilla END GAIN POSSIBLE con objeto de reducir las pérdidas por radiación del campo. Esto quiere decir que, cuando el espejo refleja la radiación solar, si esta no se dirige al tubo absorbente del colector esta radiación puede ser aprovechada por los colectores cercanos en vez de ser desperdiciada en el cálculo de la instalación.

Nominal Pipe Size	Nominal Diameter	Outer Diameter	Wall Thickness	Inner Diameter	Specific Weight
inch	mm	mm	mm	mm	kg/m
1	25	33.4	3.38	26.64	2.50
1 1/2	40	48.3	3.68	40.94	4.05
2	50	60.3	3.91	52.48	5.44
2 1/2	65	73.0	5.16	62.68	8.63
3	80	88.9	5.49	77.92	11.29
4	100	114.3	6.02	102.26	16.08
5	125	141.3	6.55	128.20	21.77
6	150	168.3	7.11	154.08	28.26
8	200	219.1	8.18	202.74	42.55
10	250	273.0	9.27	254.46	60.29
12	300	323.8	10.31	303.18	79.71
14	350	355.6	11.13	333.34	94.55
16	400	406.4	12.7	381.00	123.31
18	450	457.0	14.27	428.46	155.81
20	500	508.0	15.09	477.82	183.43
24	600	610.0	17.48	575.04	255.43

En segundo lugar, se deben definir las condiciones de operación del campo (FIELD OPERATION).

Se respetan los valores preestablecidos por GREENIUS en lo que a pérdidas en tuberías (PIPES) y limitaciones (MISCELLANEOUS Y PARASITIC MODIFIERS) respecta.

En cuanto a las temperaturas, estas han sido definidas en el apartado ‘temperaturas de trabajo del campo solar.’ de la Sección 3.2.

El fluido de transferencia escogido (Therminol VP-1) ha sido escogido respetando los valores preestablecidos por GREENIUS en lo que a densidad, capacidad calorífica y temperatura se refiere.

La opción de protección contra congelación se descarta y se impone el cálculo automático de la masa de fluido para facilitar el proceso de cálculo de las numerosas variables que aparecen.

The screenshot shows the 'CAMPO DAIKIN Collector Field' software interface. The 'Field Operation' tab is active, displaying various configuration parameters for a solar collector field. The interface is divided into several sections: 'General', 'General and Dimensions', 'Orientation', 'Field parameters', and 'Field/Superheater'. The 'General' section has 'Simple field model' selected. 'General and Dimensions' includes fields for Name (CAMPO DAIKIN), Collector name (ET 2 with Schott HCE), Land use (22000 m²), Reference Irradiation (800 W/m²), and Nominal Thermal Output (1829 kWth). 'Orientation' includes Distance between rows (17.50 m), Distance between collectors (3.00 m), Tracking axis tilt angle (0.00°), and Tracking axis azimuth (0.00°). 'Field parameters' includes Number of rows in the field (2), No. of collectors/row (loop) (2), Field size (effective mirror area) (3270 m²), Total header length (783.0 m), Mean header diameter (0.2545 m), Header specific mass (60.29 kg/m), Length fraction cold header (0.50), Pipe length in loops (78.0 m), Pipe diameter in loops (0.0525 m), Pipe specific mass (5.44 kg/m), Drum length, Drum diameter, Drum spec. mass, and Recirculation rate. 'Field/Superheater' includes Heat capacity (0.136 Wh/(kgK)) and a checked box for 'Automatic calculation of pipe length'. The interface also features a menu bar (File, Edit, Costs, Help) and buttons for OK, Apply, and Cancel.

Field parameters		Field/Superheater
Number of rows in the field		2
No. of collectors/row (loop)		2
Field size (effective mirror area)		3270 m ²
Total header length		783.0 m
Mean header diameter		0.2545 m
Header specific mass		60.29 kg/m
Length fraction cold header		0.50
Pipe length in loops		78.0 m
Pipe diameter in loops		0.0525 m
Pipe specific mass		5.44 kg/m
Drum length		
Drum diameter		
Drum spec. mass		
Recirculation rate		
Heat capacity ²	0.136 Wh/(kgK)	<input checked="" type="checkbox"/> Automatic calculation of pipe length

CAMPO DAIKIN

File Edit Costs Help

Collector Field

Field Data Field Operation

Temperatures

Nom. field outlet temp. °C

Nom. mean field temp. °C

Nom. field inlet temp. °C

Consumer start temp. °C

Parasitic Modifiers

Constant need W/m² SF

Power of field Pump W/m² SF

Miscellaneous

Mean mirror cleanliness %

Shut down wind speed m/s

Field availability %

Degradation %

Pipes

Piping loss coefficient ^{2 3} W/(m² K)

Expansion vessel losses ³ W/(m² K)

² headers and pipes in loops

³ referred to field size

Heat Transfer Fluid

type

Maximal fluid temp. °C

Minimal fluid temp. °C

Total mass t

Freeze prot. temp. °C

Use storage cont. for freeze protection

Automatic calculation of fluidmass

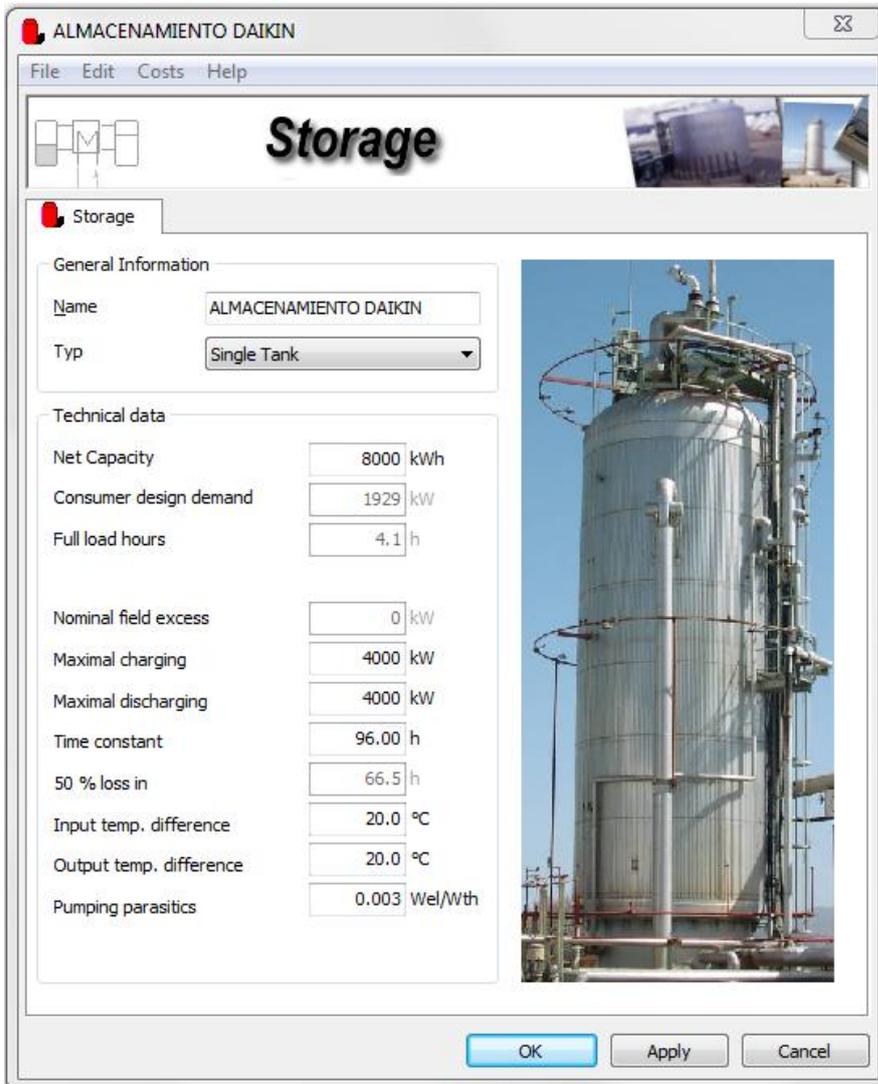
density	heat cap.	temp.
kg/m ³	Wh/(kgK)	°C
999	0.4928	100
866	0.6078	250
689	0.7189	400

OK Apply Cancel

Como se indica en el documento, el equipo de acumulación (**STORAGE**) de la instalación se define al mismo tiempo que se fijan los parámetros del campo solar.

Los valores que se imponen se determinan en el apartado " Dimensiones del equipo de acumulación" de la Sección 3.2.

Como ya hemos hecho anteriormente, respetamos los valores pérdidas (PUMPING PARASITICS) predefinidos por el programa.



Por último, se definen los parámetros esenciales que caracterizan la caldera auxiliar de biomasa (**AUXILIARY BOILER**). La pantalla de trabajo GREENIUS muestra que apenas deben definirse tres datos técnicos.

La potencia nominal se halla según lo expuesto en el apartado “caldera auxiliar de biomasa” de la Sección 3.2.

La eficiencia viene definida por la experiencia de uso de estas calderas en instalaciones de este tipo mientras que el poder calorífico de los pellets de biomasa, concretamente pellet certificado A1 a granel, en base a su PCI se define según los informes IDAE sobre la biomasa. El valor del poder calorífico de los pellets es de 4200 kcal/kg, es decir, 17573 kJ/kg [12]

File Edit Costs Help

Auxiliary Boiler

Aux Boiler

General Information

Name: CALDERA BIOMASA

Technical Data

Fuel: Natural Gas

Nominal Power: 410 kW

Efficiency: 90,0 %

Net calorific value: 17573 kJ/kg

Fuel

Price of kWh: 0,040 €/kWh

Emissions of CO2: 0,215 kg/kWh

Emissions of SO2: 0,000 kg/kWh

Parasitic Modifiers

Spec. parasitics: 0,010 Wel/Wth

OK Apply Cancel

