



**Universidad**  
Zaragoza

## Trabajo Fin de Grado

ESTADO DE LA TÉCNICA DE BOMBAS DE  
CALOR HÍBRIDAS Y CASO PRÁCTICO

REVIEW ON HYBRID HEAT PUMP AND CASE  
STUDY

Autor/es

GONZALO BAZÁN PÉREZ

Director/es

BELÉN ZALBA NONAY

Escuela de Ingeniería y Arquitectura  
2017



## DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y ORIGINALIDAD

(Este documento debe acompañar al Trabajo Fin de Grado (TFG)/Trabajo Fin de Máster (TFM) cuando sea depositado para su evaluación).

D./D<sup>a</sup>. GONZALO BAZÁN PÉREZ

con nº de DNI 25356605W en aplicación de lo dispuesto en el art.

14 (Derechos de autor) del Acuerdo de 11 de septiembre de 2014, del Consejo

de Gobierno, por el que se aprueba el Reglamento de los TFG y TFM de la

Universidad de Zaragoza,

Declaro que el presente Trabajo de Fin de (Grado/Máster)

GRADO, (Título del Trabajo)

ESTADO DE LA TÉCNICA DE BOMBAS DE CALOR HÍBRIDAS Y CASO PRÁCTICO

\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

es de mi autoría y es original, no habiéndose utilizado fuente sin ser citada debidamente.

Zaragoza, 20 de Noviembre de 2017

Fdo: Gonzalo Bazán Pérez

# ESTADO DE LA TÉCNICA DE BOMBAS DE CALOR HÍBRIDAS Y CASO PRÁCTICO

## RESUMEN

Los sistemas de climatización en los edificios suponen una gran parte del gasto energético. Gracias a la evolución de la tecnología y la conciencia colectiva de reducir el consumo eléctrico y las emisiones de gases contaminantes en el planeta, las bombas de calor de compresión de vapor han evolucionado con el fin de ser más eficientes. Una de las mejoras propuestas para conseguir aumentar la eficiencia está basada en disminución de la diferencia de temperaturas entre el foco cálido y el foco frío, basado en el ciclo de compresión de vapor. La modificación de las bombas de calor clásicas, incorporando un nuevo foco o fuente supone disminuir o paliar las desventajas que originalmente poseen para poder aumentar su rendimiento global, ya que podrá distribuir el calor intercambiado entre los distintos focos según convenga.

El presente Trabajo Fin de Carrera, analiza los estudios llevadas a cabo por investigadores de todo el mundo acerca de las bombas de calor por compresión de vapor híbridas, creando para ello una base de datos. Esta base de datos está compuesta por 58 fichas individuales de cada investigación analizada y etiquetándola según los distintos parámetros que definen una investigación sobre bombas de calor híbridas. Gracias a esta recopilación, se ha podido clasificar los distintos tipos de bombas de calor según sus focos, su configuración y su sistema de control; además de analizar las tendencias de esta tecnología en el panorama global, europeo y nacional. Estas investigaciones son en su mayoría investigaciones de laboratorio, con potencias inferiores a 40 kW, donde los rendimientos estacionales son inferiores a 5. Las bombas de calor híbridas de foco tierra son las que más estudios recopilan, destacando China como primera potencia, y las de foco aire son las más comercializadas. La tecnología de bombas de calor híbrida con foco en aguas residuales se halla en fase de experimentación. Respecto a la configuración y control, están muy influenciados por el tipo de bomba de calor y la climatología donde se implanta y ha de evaluarse la condición óptima en cada caso.

Además, se ha realizado un caso de estudio en la línea de las revisadas en la base de datos, donde se analiza el comportamiento de una bomba de calor híbrida con la climatología de la ciudad de Zaragoza. Para ello, se ha creado un edificio modelo gracias a los softwares *Google SketchUp* y *OpenStudio*, y se le ha implantado un sistema de bomba de calor con foco aire con una caldera de gas como fuente auxiliar. El motor de cálculo escogido para la simulación fue *EnergyPlus*, el cual presenta prestaciones similares a los utilizados por los investigadores además de ser de licencia libre. Como resultados, el edificio modelo posee una estimación de demandas energéticas similar a las evaluadas en Madrid o Milán. Además, en comparación con una bomba de calor clásica, el sistema híbrido presenta un mayor rendimiento anual, especialmente en los periodos de calefacción donde puede distribuir la carga con la caldera y evitar ciclos de desescarche.

## LISTADO DE FIGURAS

Figura 1	Esquema del ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor y diagrama T-s	3
Figura 2	Formula COP/ERR en ciclo ideal de compresión de vapor	3
Figura 3	Esquema de ciclo real de refrigeración por compresión de vapor y diagrama T-s	4
Figura 4	Esquema de configuración serie en HGSHP	10
Figura 5	Esquema de configuración paralelo en HGSHP	10
Figura 6	Esquema de configuración dual en HGSHP	11
Figura 7	HGSHP con captador térmico con depósito intermedio	11
Figura 8	Vista isométrica del modelo de simulación	25
Figura 9	Sistema HASHP con caldera de gas	27
Figura 10	Pantalla inicial de Google SketchUp7	51
Figura 11	Pantalla de inicio a SketchUp	52
Figura 12	Ejes de Google SketchUp	52
Figura 13	Pestaña de archivo SketchUp	53
Figura 14	Pestaña de edición SketchUp	54
Figura 15	Pestaña de ver SketchUp	54
Figura 16	Pestaña de cámara SketchUp	55
Figura 17	Pestaña de dibujo SketchUp	55
Figura 18	Pestaña de herramientas SketchUp	56
Figura 19	Pestaña de venta SketchUp	56
Figura 20	Pestaña de plugins SketchUp	57
Figura 21	Pestaña de ayuda SketchUp	57
Figura 22	Herramienta primeros pasos SketchUp	57
Figura 23	Conjunto grande de herramientas SketchUp	58
Figura 24	Barra de herramientas estándar SketchUp	58
Figura 25	Barra de herramientas principales SketchUp	58
Figura 26	Barra de herramientas dibujo SketchUp	58
Figura 27	Barra de herramientas modificación SketchUp	58
Figura 28	Barra de herramientas auxiliares SketchUp	59
Figura 29	Barra de herramientas cámara SketchUp	59
Figura 30	Barra de herramientas paseo SketchUp	59
Figura 31	Barra de herramientas estilo de cara SketchUp	59
Figura 32	Barra de herramientas vista SketchUp	59
Figura 33	Barra de herramientas sombras SketchUp	59

Figura 34	Barra de herramientas selección SketchUp	59
Figura 35	Barra google SketchUp	60
Figura 36	Tipos de inferencias por puntos SketchUp	60
Figura 37	Tipos de inferencias por líneas SketchUp	61
Figura 38	Barra de herramientas OpenStudio	62
Figura 39	Ventana de errores y advertencias	62
Figura 40	Zona de Google SketchUp	63
Figura 41	Información de objetos OpenStudio	64
Figura 42	Ventana de simulación OpenStudio	65
Figura 43	Esquema simplificado EnergyPlus	67
Figura 44	Ventana EP-LAUNCH	68
Figura 45	Resumen de simulación EnergyPlus	69
Figura 46	Cuadro de selección de resultados EnergyPlus	69
Figura 47	Vistas Acotadas del modelo de simulación	72

## LISTADO DE TABLAS

Tabla 1	Comparativa de bombas de calor clásicas	2
Tabla 2	Objetivos del trabajo fin de grado	4
Tabla 3	Análisis de las prestaciones de una SIASHP según tamaño de captador solar	15
Tabla 4	Análisis de las estrategias de control en una HGSHP	16
Tabla 5	Análisis de las estrategias de control optimizadas en una HGSHP	17
Tabla 6	Ranking de países con mayor potencia térmica instalada y mayor consumo energético anual en energía terrestre	20
Tabla 7	Ejemplo tabla comparativa de software de simulación	40
Tabla 8	Superficies y volúmenes del edificio modelo	41
Tabla 9	Materiales en cerramientos exteriores	42
Tabla 10	Materiales en cerramientos interiores	43
Tabla 11	Materiales en tejado	43
Tabla 12	Materiales en cimientos	44
Tabla 13	Materiales en la entreplanta	44
Tabla 14	Cargas según recintos	45
Tabla 15	Demanda energética anual en el edificio objeto	47
Tabla 16	Características del circuito de refrigeración en el modelo	48
Tabla 17	Características del circuito de calefacción en el modelo	48
Tabla 18	Características de las unidades terminales en el modelo	48
Tabla 19	Fuentes de energía utilizadas en el modelo	50
Tabla 20	Consumo de energía eléctrica anual en el modelo	50

## LISTADO DE GRÁFICAS

Gráfica 1	Análisis de la dirección de flujo en HGSHP	13
Gráfica 2	Análisis comparativo de la configuración serie y dual en una HGSHP respecto GSHP	14
Gráfica 3	Análisis del COP y consumo de la configuración serie y dual en una HGSHP	14
Gráfica 4	Porcentaje de energía transferida según configuración en HASHP	15
Gráfica 5	Distribución de energía aportada en sistemas HASHP según configuración	16
Gráfica 6	Rendimiento estacionario vs potencia	17
Gráfico 7	Rendimiento estacionario vs potencia menor a 20 kW	18
Gráfica 8	Porcentaje de las nacionalidades de las investigaciones analizadas	20
Gráfica 9	Evolución mundial de la utilización de la energía geotérmica en los últimos años	21
Gráfica 10	Tipo de trabajos estudiados en bibliografía	21
Gráfica 11	Software de simulaciones usadas en bibliografía	22
Gráfica 12	Refrigerante usado en investigaciones experimentales de bibliografía	22
Gráfica 13	Tipos de bombas de calor según foco estudiado en bibliografía	23
Gráfica 14	Número de patentes registradas en China relacionadas con las GSHP	24
Gráfica 15	Demanda energética en el edificio objeto	26
Gráfica 16	Consumo eléctrico del sistema HVAC y consumo eléctrico total del modelo de simulación	27
Gráfica 17	Carga de refrigeración total y carga cubierta por la caldera en el modelo de simulación	28
Gráfica 18	Comparación de temperaturas interiores y exteriores en el modelo de simulación	29
Gráfica 19	Análisis del COP anual en HASHP y ASHP	30
Gráfica 20	Análisis anual del consumo eléctrico en HASHP y ASHP	31
Gráfica 21	Carga de refrigeración de la planta baja	46
Gráfica 22	Carga de calefacción de la planta baja	46
Gráfica 23	Demanda energética de la planta baja	47
Gráfica 24	Aporte energético anual de la HASHP en el modelo	49
Gráfica 25	Ejemplo DesignBuilding Results Viewer	70



## LISTADO DE ACRÓNIMOS

ASHP	Air Source Heat Pump
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating, Air-Conditioning Engineers
COP	Coefficient Of Performance
CSPF	Cooling Seasonal Performance Factor
CT	Cooling Tower
DX-SHPWH	Direct Expansion Solar – Assisted Heat Pump Water Heater
DHS	District Heating Systems
EER	Energy Efficiency Ratio
F	Free Factor
GCHP	Ground Coupled Heat Pump
GHE	Ground Heat Exchanger
GLD	Ground Loop Design
GSHP	Ground Source Heat Pump
GWHP	Ground Water Heat Pump
HSPF	Heating Seasonal Performance Factor
HVAC	Heating, Ventilation and Air Conditioning
HASHP	Hybrid Air Source Heat Pump
HGSHP	Hybrid Ground Source Heat Pump
IDAE	Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía
IPLV	Integrated Part Load Value
RFHW	Radiant Floor Heating Without Water
SPF	Seasonal Performance Factor
SAGSHP	Solar Assisted Ground Source Heat Pump
SIASHP	Solar Integrated Air Source Heat Pump
SWHP	Superficial Water Heat Pump
TRNSYS	Transient System Simulation
UTES	Underground Thermal Energy Storage
WWHP	Waste Water Heat Pump
WB	Wet Bulb
WGC	World Geothermal Congress
WMO	World Meteorological Organization



# ÍNDICE

<b>0. INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>1</b>
<b>1. PLANTEAMIENTO .....</b>	<b>2</b>
<b>2. METODOLOGÍA .....</b>	<b>5</b>
<b>3. ANÁLISIS.....</b>	<b>6</b>
3.1. CLASIFICACIÓN SEGÚN FOCOS .....	6
3.2. CLASIFICACIÓN SEGÚN CONFIGURACIÓN .....	9
3.3. CLASIFICACIÓN SEGÚN CONTROL .....	12
<b>4. ESTUDIO COMPARATIVO .....</b>	<b>13</b>
<b>5. TENDENCIAS.....</b>	<b>19</b>
<b>6. CASO DE ESTUDIO .....</b>	<b>24</b>
<b>7. CONCLUSIONES.....</b>	<b>32</b>
<b>8. LÍNEAS DE FUTURO.....</b>	<b>34</b>
<b>9. BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>35</b>
<b>10. ANEXOS.....</b>	<b>40</b>
10.1. ANEXO I: ESTUDIO ENERGÉTICO CON ENERGYPLUS. ....	40
10.2. ANEXO II: CARÁCTERÍSTICAS Y MANUAL DE USO DE LOS SOFTWARE DE SIMULACIÓN.....	51
10.3. ANEXO III: CREACIÓN DEL MODELO PASO A PASO .....	71
10.4. ANEXO IV: HOJA DE RESULTADOS ENERGYPLUS .....	89
10.5. ANEXO V: BASE DE DATOS: FICHAS INDIVIDUALES .....	124

## 0. INTRODUCCIÓN

El presente Trabajo fin de grado consta de dos partes diferenciadas, una primera parte que consiste en un estado de la técnica acerca de las bombas de calor de compresión de vapor híbridas, y una segunda parte en la que se realizará una simulación de una instalación con tecnología de bombas de calor híbrida. Como resultado, se realizará un estudio comparativo entre los resultados obtenidos en el modelo propio y algunos de los resultados obtenidos por los distintos autores estudiados en el estado de la técnica.

Dentro de las bombas de calor híbridas, este trabajo está enfocado en analizar las distintas alternativas en el circuito primario de la bomba, quedando la evaluación del circuito secundario, con diferentes posibilidades de unidades interiores, fuera del alcance del mismo.

Antes de comenzar el desarrollo del Trabajo Fin de Grado, es necesario aclarar el concepto de bombas de calor híbridas y lo que implica. Comúnmente, el hablar de bombas de bombas de calor híbridas lleva a imaginarse una instalación compuesta por una bomba de calor de foco aire y una caldera que apoya al sistema. Este concepto no es erróneo, ya que esas instalaciones son un tipo de bomba de calor híbrida, pero dentro de las bombas de calor híbridas existen muchos más tipos. No existe una definición formal para este tipo de tecnología, pero podemos catalogar como bomba de calor híbrida a toda aquella instalación térmica que intercambie calor con el exterior a través de dos focos distintos, o en su defecto, que utilicen una fuente auxiliar de calor, renovable o no renovable, que apoye a una bomba de calor por compresión de vapor clásica.

# 1. PLANTEAMIENTO

Desde comienzos de la década de 1970, la bomba de calor se encontró favorecida por la crisis del petróleo. Se llevó a cabo una investigación para desarrollar nuevas tecnologías en la mejora del rendimiento de la bomba de calor en muchos países. Fuentes alternativas de energía son consideradas para la producción de energía de la bomba, como energía solar, energía geotérmica, etc. (Q. Wang et al [52])

Las bombas de calor híbridas nacieron con el objetivo de paliar o disminuir los inconvenientes propios de las bombas de calor clásicas y así mejorar sus potencias y rendimientos.

Cada tipo de bomba de bomba de calor clásica tiene unas ventajas y unas desventajas, como se puede ver en la siguiente tabla:

Fuente de calor	Aire	Tierra	Aguas Residuales
Ventajas	Baja inversión inicial. Instalación y mantenimiento sencillo. Mínimo espacio. Gran variedad y marcas comerciales. Grandes avances, COP 2-3.	Mayor eficiencia, COP 3-5. Bajo mantenimiento. Rango T <sup>a</sup> [0/10°C]	Variación anual de la T <sup>a</sup> foco frío mínima(>10°C) Reciclan energía.
Inconvenientes	Prestaciones muy sensibles a la temperatura exterior. Rango T <sup>a</sup> [-10/15°C] Mal dimensionamiento = Poder calorífico insuficiente / Resistencias de apoyo. Desescarche (T <sup>a</sup> ext < 7°C)	Gran inversión inicial y disponibilidad de superficies. Degradación suelo/aguas, balance energético anual. Posible congelación del agua del foco frío Pocos modelos comerciales.	Corrosión, suciedades, etc. Fase experimental.

Tabla 1: Comparativa bombas de calor clásicas. Fuente: Elaboración Propia.

Para mejorar sus prestaciones, es necesario combinarlas o darles una fuente de apoyo que suavice las pérdidas de rendimiento en situaciones desfavorables para el sistema. Estas pérdidas de rendimiento se encuentran físicamente explicadas en el ciclo de compresión por vapor, el cual, se muestra a continuación:

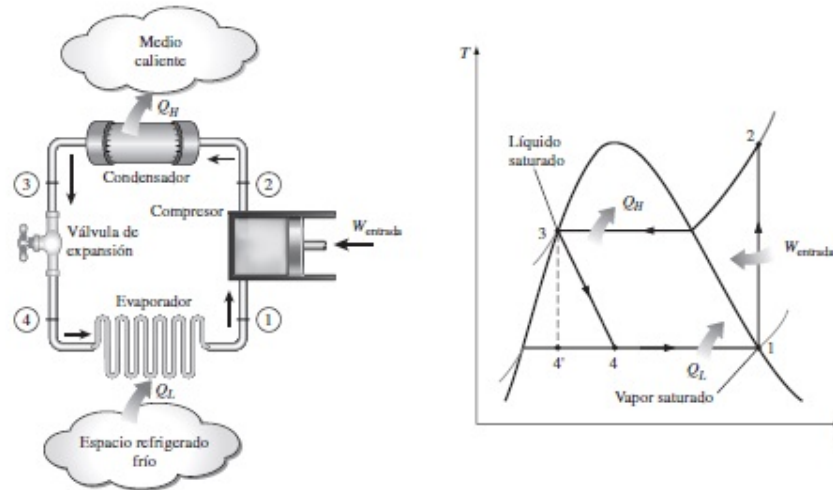


Figura 1: Esquema de ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor y diagrama T-s. Fuente: <http://rsilvera-utp-fim-refrigeracion.blogspot.com.es/>

Como podemos ver en el diagrama T-s del ciclo ideal de compresión de vapor, el refrigerante tras salir de la válvula de expansión (4), absorbe calor del exterior de manera isoterma hasta que llega al compresor (1). Del mismo modo, el refrigerante cede ese calor al foco caliente a través del condensador a temperatura constante. En este ciclo de refrigeración, no se han tenido en cuenta las irreversibilidades dentro del evaporador y el condensador, no hay caída de presión por rozamiento y el refrigerante fluye a presión constante en los dos intercambiadores de calor, además de no contemplar irreversibilidades en la compresión y que no existen pérdidas de calor al ambiente. En este ciclo ideal, la potencia de entrada es igual a la potencia del compresor, ya que la válvula de expansión no requiere potencia, por lo que el COP/EER del sistema es:

$$COP/EER = \frac{\frac{Q_e}{\dot{m}}}{\frac{W_c}{\dot{m}}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

Figura 2: COP/EER en ciclo ideal de compresión de vapor. Fuente: Moran, M. and Shapiro, H. (1998). Fundamentos de termodinámica técnica.[59]

Todos los procesos del anterior ciclo son internamente reversibles, excepto la estrangulación. A pesar de este proceso irreversible, el ciclo se conoce como ciclo ideal de compresión de vapor. [Moran, M. and Shapiro, H. (1998). Fundamentos de termodinámica técnica].

No obstante, los sistemas reales de refrigeración por vapor se apartan significativamente del ciclo ideal considerado anteriormente y poseen con un rendimiento menor al calculado. Las principales diferencias con el ciclo ideal se citan a continuación:

- La transferencia de calor en el condensador y evaporador no es reversible como se ha supuesto anteriormente. La temperatura del refrigerante dentro del evaporador, necesita ser inferior a la temperatura del foco frío para conseguir una transferencia de calor suficiente y, del mismo modo, la temperatura dentro del condensador necesita ser mayor que la temperatura del foco frío. Esto implica que la distancia entre temperaturas de ambos focos aumente.
- La compresión en el sistema real es solo de vapor de agua, compresión seca, ya que las partículas del líquido dañan seriamente el compresor. Para asegurarnos que no hay partículas líquidas se produce un sobrecalentamiento a la salida del evaporador.
- Se realiza una compresión adiabática irreversible real, la cual requiere de más potencia que la compresión isoentrópica ideal.

- Rozamientos que producen caídas de presión en los refrigerantes. Además, se produce la variación del volumen específico de los mismos que repercute en mayores requerimientos de potencia en el compresor e implica en diagrama T-s que la línea de intercambio de calor en el evaporador y en el condensador se encuentre inclinada.
- La estrangulación del refrigerante a la salida del condensador requiere que el líquido esté sobresaturado y halla condensado por completo. En consecuencia, el refrigerante se subenfía antes de entrar a la válvula de estrangulación, así se evita el paso de burbujas por el orificio de la válvula que genera una disminución de la cantidad de refrigerante que circula por ella.

Todas las desviaciones del ciclo de compresión de vapor ideal que hemos citado se pueden ver reflejadas en el diagrama T-s del ciclo de compresión de vapor real que se muestra a continuación:

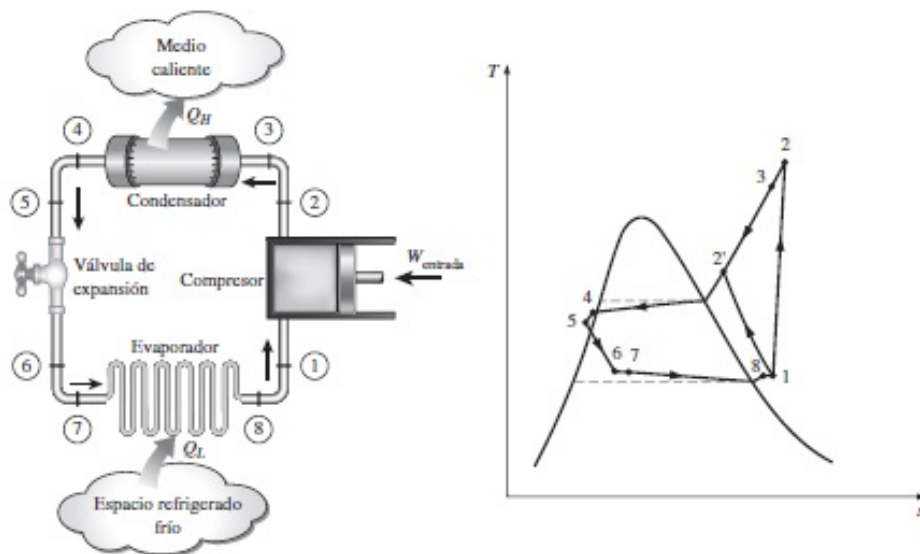


Figura 3: Esquema de ciclo real de refrigeración por compresión de vapor y diagrama T-s. Fuente: Correa, L. (2017). Ciclos de Refrigeración. [online] Rsilvera-utp-fim-refrigeracion.blogspot.com.es.[60]

Los objetivos buscados en este Trabajo Fin de Grado son los siguientes:

OBJETIVOS	CAPÍTULO
Revisión de los artículos relacionados con las bombas de calor híbridas y estudio crítico de sus resultados.	Capítulo 2
Extracción de la información más significativos de los artículos y elaboración de una base de datos.	Capítulo 2
Clasificación de los distintos sistemas de bombas de calor híbridas.	Capítulo 3
Estudio de los distintos tipos de bombas de calor híbridas evaluadas	Capítulo 4
Análisis de la evolución de estos sistemas HVAC y tendencias futuras, tanto en el ámbito global, europeo y español.	Capítulo 5
Creación de un edificio modelo gracias a las herramientas <i>Google SketchUp</i> y <i>OpenStudio</i> .	Capítulo 6
Simulación de un sistema de un sistema de bomba de calor híbrida gracias al motor de cálculo <i>EnergyPlus</i>	Capítulo 6
Comparación de los resultados de la simulación obtenidos con las investigaciones analizadas.	Capítulo 6

Tabla 2: Objetivos del trabajo fin de grado. Fuente: Elaboración Propia.

## 2. METODOLOGÍA

En el presente estado de la técnica se ha realizado una labor de investigación acerca de los distintos tipos de bombas de calor híbridas que podemos encontrar, y se ha recopilado esa información en una base de datos con el software *Microsoft Access*.

En la base de datos se han realizado fichas individuales de cada una de las investigaciones y artículos estudiados, etiquetándolos con: el nombre del artículo, los autores, el año de publicación, el país, palabras clave, el foco principal que posee la bomba, el foco o fuente secundaria que posee la bomba, si el artículo es relevante para nuestro trabajo o no, el tipo de trabajo realizado, el tipo de refrigerante usado, si se trata de una instalación real, y unas conclusiones. En la etiqueta de palabras clave, se han inscrito el motivo por el que destaca ese artículo sobre el resto e información novedosa que nos puede ayudar. Por otro lado, dentro de la etiqueta de tipo de trabajo realizado, podemos encontrar tres tipos de artículos evaluados: trabajo de simulación, trabajo de experimentación y trabajos de investigación, con sus distintos matices. Además, en la etiqueta de conclusiones se han recogido tanto las conclusiones que llegan los autores en sus experimentos, como opiniones y detalles personales acerca del modo de proceder de los autores y de los resultados que obtienen.

Las fichas individuales de los artículos revisados quedan recogidas en el Anexo V.

Por otro lado, se va a realizar una simulación de un sistema de bomba de calor híbrida con la meteorología de la ciudad de Zaragoza. Para ello, se comenzará diseñado el edificio modelo de nuestra simulación y realizando una estimación de la demanda energética anual. Después, se diseñará el sistema HVAC del modelo de simulación y se compararán los resultados, tanto con los resultados obtenidos al implantar una bomba de calor clásica, como con los resultados de otras investigaciones revisadas.

## 3. ANÁLISIS

Gracias a el análisis de los artículos revisados de la base de datos, se ha podido realizar unas clasificaciones según las tres partes que, para Lee et al (2015) [9], tienen que tener todas bombas de calor híbrida: un foco principal y un foco o fuente auxiliar o secundario, una configuración que relacione el foco principal con el auxiliar y una estrategia de control que sincronice los tiempos de actuación de cada uno de los focos.

### 3.1. CLASIFICACIÓN SEGÚN FOCOS

La primera clasificación que se realiza de las bombas de calor híbridas es según los focos que intervienen. Para ello, siempre se cita un primer foco principal y un segundo foco o fuente auxiliar, aunque en algunos casos la distribución de carga anual entre los dos focos sea del 50%, como en la investigación de Cui et al (2015) [11].

Como queda explicado en el Capítulo 1, el objetivo de ese segundo foco será el de disminuir el gradiente de temperaturas entre la temperatura de evaporación y condensación en la bomba de calor por compresión de vapor, gracias a aumentar la demanda térmica sobre el foco o fuente más atractiva.

Los focos principales son el foco tierra, el foco de aguas residuales y el foco de aire exterior. A continuación, se presentarán las tecnologías ligadas a cada uno de los focos principales citados:

#### FOCO TIERRA

Comenzando con el foco tierra, nos referimos a la hibridación de las bombas de calor conocidas como geotérmicas (GSHP), en donde la transferencia de calor se realiza entre el intercambiador enterrado (GHE) y la tierra. Los GSHPs comprenden una amplia variedad de sistemas, que también usan el agua de la tierra, agua subterránea o agua de superficie, como fuente de calor o sumidero térmico, según el periodo en el que esté operando. (Yuan et al (2012) [14])

La conexión a tierra implica tubos enterrados en zanjas horizontales o pozos verticales, o alternativamente, sumergidos en un lago o estanque. Una mezcla de anticongelante, agua u otro fluido de transferencia de calor se hace circular desde la bomba de calor, circulando a lo largo del tubo y de vuelta a la bomba de calor en un "circuito cerrado". En las conexiones de tierra de "bucle abierto", se extrae agua de un pozo o bolsa de agua para transferir el calor hacia o desde el agua, y luego devolverlo al suelo o el resto de la bolsa de agua. (Ikeda et al (2017) [5])

La siguiente nomenclatura ha sido adoptada por la Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE) para distinguir entre los diversos tipos de sistemas de conexión a tierra:

- Bombas de calor acopladas al terreno (GCHPs): utilizan el suelo como una fuente de calor y sumidero, ya sea con intercambiadores de calor verticales u horizontales;
- Bombas de calor de agua subterránea (GWHPs) - utilizan agua subterránea (acuíferos) como fuente de calor y sumidero;
- Bombas de calor de agua superficial (SWHPs) - utilizan balsas de agua superficiales (lagos, estanques, etc.) como fuente de calor y sumidero;

Probablemente, este tipo de bombas de calor sean las que más ahorro energía produzcan a largo plazo en comparación con otros tipos de bombas de calor, solo que tiene dos importantes aspectos a tener en cuenta: la inversión inicial que necesita para su instalación y puesta en marcha, y el balance térmico anual en el suelo. (Z. Han et al (2017) [3])



Como explica Mehrpooya et al (2015) [26], el uso de intercambiadores terrestres (GHE) provoca una variación de temperatura en la zona próxima al intercambiador. El aumento o disminución de la temperatura a lo largo del tiempo cambia las prestaciones iniciales del terreno con la que se efectuó el diseño del sistema de climatización. Como consecuencia, el rendimiento de nuestra bomba de calor terrestre disminuye gradualmente con la variación de la temperatura y puede no cubrir la demanda que se le solicita. Por ello, todo sistema que integre una GSHP debe cuidar que la variación de temperatura sea lo más mínima posible a lo largo de un año, estableciéndose un balance térmico anual nulo.

Como la temperatura del terreno es el factor determinante en este tipo de bombas de calor, se necesitan estudios sobre la conductividad del terreno, la longitud del intercambiador terrestre (GHE) y la profundidad de los tubos a instalar. Es representativo el estudio del terreno realizado por J. Luo et al. (2017) [18], el cual concluye que la eficiencia de la instalación aumentará cuanto más cerca nos hallemos del equilibrio térmico del suelo, ya que aparte de disminuir la degradación del suelo, aumentamos el ciclo de vida de la instalación y sus rendimientos.

Gracias al acoplar un nuevo foco o fuente auxiliar, la carga térmica a la que la instalación debe responder puede ser dividida entre los dos sistemas para hallar ese equilibrio térmico con la tierra. Al poder distribuir esa demanda en distintos focos, las dimensiones del intercambiador terrestre pueden ser reducidas, y como consecuencia, el coste inicial de la instalación. (Zhang et al. (2015) [42])

Los principales focos o fuentes auxiliares que se acoplan a las GSHP son las siguientes:

- **GSHP + Torre de refrigeración (CT):** La torre de refrigeración es el método más usado en las bombas de calor geotérmicas para extraer calor del sistema, por lo que estos sistemas son instalados en zonas con carga dominante de refrigeración. El caudal del fluido de trabajo del circuito se cruza con un flujo de aire exterior, así la temperatura de salida del fluido de trabajo se acerca a la temperatura del bulbo húmedo del aire, de este modo se cede calor al exterior y nos permite obtener el balance térmico anual en el suelo. Investigadores de varios países han realizado gran cantidad de estudios sobre esta tecnología, algunos estudios representativos son los siguientes: Honghee Park et al. (2010) [23] optimizó experimentalmente una HGSHP y obtuvo los valores óptimos para la carga de refrigerante y el caudal en el circuito de la torre de refrigeración. Un modelo matemático fue diseñado por Sagia et al. (2012) [28] para calcular y analizar el rendimiento de una CT según la temperatura de entrada al circuito auxiliar. Los posibles rendimientos según la configuración de la HGSHP fueron analizados por Park et al. (2014) [29]. Por último, Y. Man et al. (2009) [27] realizó un estudio económico acerca de la implantación de una HGSHP con CT en lugar de una GSHP. Como resultado, el ahorro del sistema HGSHP sobre el sistema GSHP es más obvio después de un largo plazo, es decir, el 53,59% de los costos de operación y el 47,21% de los costos totales se pueden ahorrar durante diez años de operación.
- **GSHP + Bomba de calor de foco aire (ASHP):** En las instalaciones en las que se hibrida con un equipo de bomba de calor con foco aire, se busca el mismo objetivo que cuando acoplamos una torre de refrigeración, el extraer calor del sistema en los picos de demanda de refrigeración. De este modo, el sistema auxiliar puede ceder calor al exterior en verano e incluso operar en periodos intermedios, primavera y otoño, con mayor eficiencia que la GSHP. En esta línea, Wanga et al. (2015) [4] realiza una simulación anual en Shenyang para obtener los rendimientos de calentamiento y enfriamiento. Una instalación de 596 BHE fue analizada por J. Luo et al. (2016) [18], concluyendo que el sistema híbrido tenía un ahorro de 3000 euros anuales respecto al sistema GSHP primitivo. También en España, T. Magraner et al. (2010) [22] realizaron una comparación entre los resultados obtenidos en simulación y los reales en una planta geotérmica, llegando a la conclusión que los resultados de simulación basados únicamente en las capacidades y prestaciones nominales de la bomba de calor sobrestiman

sustancialmente el rendimiento energético medido del sistema, en un porcentaje entre 15% y 20%.

- **GSHP + Energía Solar:** Al contrario que los dos sistemas vistos anteriormente, el objetivo de los captadores térmicos solares es aportar energía, en forma de calor, al sistema. En los picos de demanda de calefacción, los captadores solares permiten absorber energía de la radiación solar y aumentar la temperatura del fluido de trabajo, así se libera parte de la carga energética en el intercambiador terrestre. Este tipo de bombas de calor híbridas son frecuentes en zonas con carga predominante de calefacción y se necesita de un tanque que almacene el agua caliente conseguida en los colectores para poder usarla según demanda. Investigaciones destacadas son las siguientes: Z. Han et al. (2016) [3] propuso un sistema GSHP hibridado con captadores solares para climas fríos. Como resultados afirmó que, en comparación con el GSHP, el COP promedio de la bomba de calor híbrida se incrementó en un 49,21%, el COP global anual se incrementó en un 36%. También, un prototipo para invernaderos fue diseñado por O. Ozgener et al (2005) [31], concluyendo que la operación bivalente (combinada con otro sistema de calefacción) puede ser sugerida como la mejor solución en el Mediterráneo y la región del Egeo en Turquía. En España, Pardo et al. (2010) [17] realizó un estudio energético y económico de esta tecnología en climas cálidos (Valencia), concluyendo que los consumos de energía eléctrica alcanzados eran aproximadamente el 60% y el 82% en comparación con las configuraciones 'Aire' y 'GCHP', respectivamente. Además, la evaluación de los costes económicos mostró que esta configuración tiene el mejor período de amortización y la rentabilidad a largo plazo.
- **GSHP + Caldera:** El uso de una fuente de calor, como es una caldera, es otro medio para hibridar una GSHP. Aunque una caldera quema combustibles fósiles, su aplicación dentro de un sistema híbrido permitirá aportar el calor al sistema en momentos de picos de calefacción, para conseguir el balance térmico anual, y a la larga, ser más eficientes que un equipo simple. Para comprobar si es viable la implantación de estos sistemas, deberemos estudiar la energía primaria total consumida, tanto para la generación de la energía eléctrica como en la combustión del combustible fósil. Según Z. Liu et al. (2017) [15] esta tecnología en áreas frías muestra un rendimiento más estable que GSHP, además de ser más fáciles de adaptar y aplicar a equipos ya existentes que otros sistemas híbridos.

## FOCO AGUAS RESIDUALES

Denominamos aguas residuales a aquellas procedentes de baños públicos, saunas, procesos industriales, etc, que almacenan energía y que es desechada por el desagüe sin su aprovechamiento. Investigaciones como la de Hepbasli et al. (2014) [25] se habla de que más de 350 kWh desaparecen en forma de energía anualmente. Este tipo de tecnología no ha sido muy explotada debido a que se trata un tipo bastante específico de aguas y no se comercializan a gran escala intercambiadores que aprovechen esa energía residual. Lo más común es encontrarse este tipo de bombas de calor híbridadas con ASHP o captadores térmicos solares.

No obstante, existen grandes instalaciones, como la que nos presenta Felix Schmid (2014) [53] en Suiza, capaz de recuperar 30 MW anuales de energía. Esta bomba de calor es capaz de recuperar el 60% del calor desechado con un COP estacional de 3. Otro ejemplo es la villa olímpica de los juegos olímpicos de Beijing, donde la implantación de esta tecnología supone un ahorro de 3105 toneladas de CO<sub>2</sub> y 1,25 millones de RMB ( $\pm 0,8$  millones \$) de gastos de operación anuales. Otros países del norte de Europa y Canadá también son pioneros en la investigación de esta tecnología.

## FOCO AIRE

La bomba de calor con foco aire (ASHP) es la más extendida en el mercado, debido a la facilidad de instalación y el bajo mantenimiento que requieren. Estas bombas intercambian calor con el aire exterior, por lo que su primera y gran desventaja es su dependencia con la temperatura exterior. En invierno, los ciclos de desescarche y las baterías eléctricas hunden el rendimiento, y en verano, cuando las temperaturas exteriores son elevadas el intercambio de calor puede no ser suficiente para cubrir la demanda de refrigeración, por ello el hibridar las bombas de calor de foco aire buscan paliar estos problemas. Los focos o fuentes auxiliares más comunes son las siguientes:

- **ASHP + Energía Solar:** Los captadores térmicos solares apoyan al sistema durante los picos de demanda de calefacción, sobre todo cuando la temperatura es muy baja y el intercambiador está próximo a helarse. En este tipo de instalaciones no obtenemos grandes rendimientos, pero es un sistema muy comercializado cuyo precio y fácil instalación son muy ventajosos también para edificios ya existentes. Respecto investigaciones sobre esta tecnología destacan las siguientes: las características de una ASHP hibridada con colectores térmicos fueron desarrolladas por J. Cai et al. (2016) [2], comparó distintas configuraciones y acotó errores en los resultados. Remarca que la influencia de la temperatura exterior se disminuye al tener captadores térmicos y se pueden obtener COP ligeramente superiores a 3. Liang et al. (2010) [37] estudió la influencia de la irradiación solar y el área del colector solar en el rendimiento del sistema ASHP + Energía Solar para la calefacción de edificios, el resultado ilustró que la mejora del valor de los factores mencionados anteriormente puede mejorar el COP del sistema. Poppi et al. (2015) [35] investigó el impacto del tamaño de los componentes en la demanda de electricidad y optimizó el rendimiento del sistema empleando compresor de velocidad variable, válvula de cuatro vías y técnicas de aislamiento al vacío en el colector.
- **ASHP + Caldera:** Como en el caso de de GSHP + Caldera, la función de la caldera es cubrir las demandas energéticas que la ASHP no es capaz de cubrir. Esta instalación es típica con una zona climática con predominio de calefacción. Usando la caldera, evitamos usar resistencias eléctricas y el gran consumo eléctrico que suponen. Además, en términos de energía primaria consumida, sigue siendo más eficiente que las baterías eléctricas. La investigación llevada a cabo por Di Perna et al. (2015) [49] analizó el rendimiento de una ASHP con una caldera de condensación en Milán, resultando que se había producido un ahorro económico respecto a un sistema de caldera simple, pero este no fue mayor al 10% debido al precio de la electricidad en Italia. Nizetic et al. (2017) [54] analizó de sistemas híbridos ASHP + Caldera en pequeños y mediados edificios con clima mediterráneo. Sus conclusiones fueron que los sistemas híbridos pueden ser competitivos con calderas y HP clásicas debido al precio de la electricidad y que el rendimiento de estos sistemas puede incrementarse al hibridarse con paneles fotovoltaicos o Split con bypass de recuperación del calor.

## 3.2. CLASIFICACIÓN SEGÚN CONFIGURACIÓN

Al hibridar una bomba de calor simple, necesitamos situar un nuevo intercambiador o generador auxiliar que apoye al principal. La cuestión es donde debe estar ese nuevo intercambiador auxiliar y que relación debe tener con el resto de la instalación térmica. Según estos criterios existen tres modos de configurar una bomba de calor híbrida:

- **Configuración Serie:** Los tres circuitos, correspondientes al circuito de la bomba de calor, el circuito del foco principal y el circuito del foco o fuente secundario, se encuentran enlazados uno tras otro, situándose en circuito del foco principal en medio de los otros dos. Además, esta configuración tiene la particularidad de que es necesario definir el sentido de circulación del fluido dentro del circuito del foco principal. Las direcciones pueden ser desde el

intercambiador con el foco principal al intercambiador de calor con el circuito de la bomba de calor (up-stream flow) o desde el intercambiador con el foco principal al intercambiador con el foco auxiliar (down-stream flow).

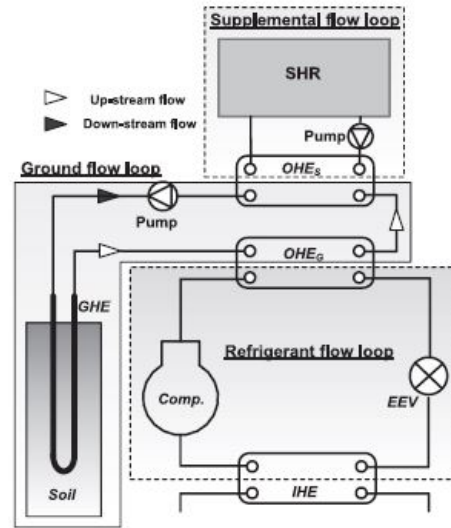


Figura 4: Esquema de configuración serie en HGSHP. Fuente: Lee et al (2015) [9]

- Configuración Paralelo: El circuito de la bomba de calor se conecta a el circuito del foco principal, pero también al circuito del foco auxiliar gracias a una válvula de tres vías. De este modo la bomba de calor puede distribuir la carga directamente por el circuito que más favorable sea.

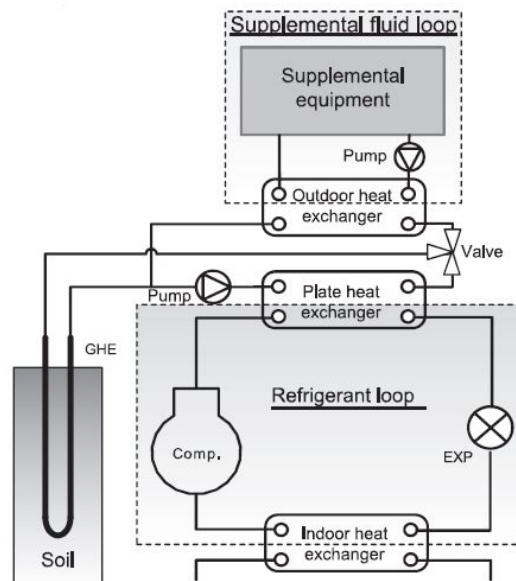


Figura 5: Esquema de configuración paralelo en HGSHP. Fuente: Lee et al (2015) [9]

- Configuración Dual: En los casos anteriores, el intercambio de calor con el circuito de la bomba de calor se ha realizado a través del intercambiador de calor del foco principal. En esta nueva configuración tanto el intercambiador del circuito principal como el intercambiador del circuito

auxiliar están conectados en el mismo circuito de la bomba de calor, pudiendo intercambiar calor simultáneamente y directamente en el circuito de la bomba de calor.

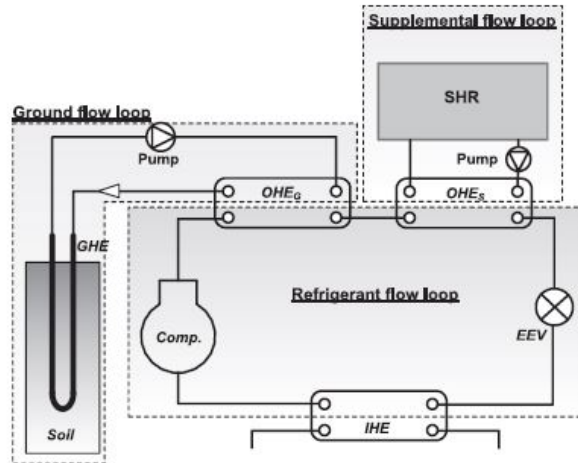


Figura 6: Esquema de configuración dual en HGSHP. Fuente: Lee et al (2015) [9]

Como cada instalación y zona climática es diferente, por consiguiente, la elección de una configuración óptima requiere de un estudio individualizado, aunque en el siguiente capítulo se analicen algunos patrones comunes orientativos para las distintas configuraciones.

En instalaciones que utilizan captadores térmicos es común ver un depósito de agua almacenando el agua de salida del captador, con o sin intercambiador de calor. También, cuando la bomba de calor requiere una caldera de apoyo, es común situarla en el circuito secundario de la bomba de calor, anterior a las unidades interiores.

Si el sistema de ACS del edificio es generado en el propio sistema híbrido, también se instalan depósitos de almacenamiento térmico al inicio del circuito de ACS. Además, el depósito de agua te permite disponer de configuraciones más complejas y de interés en el campo de la investigación, como se muestra a continuación, donde es posible unir el agua de salida del GHE y del depósito de agua caliente:

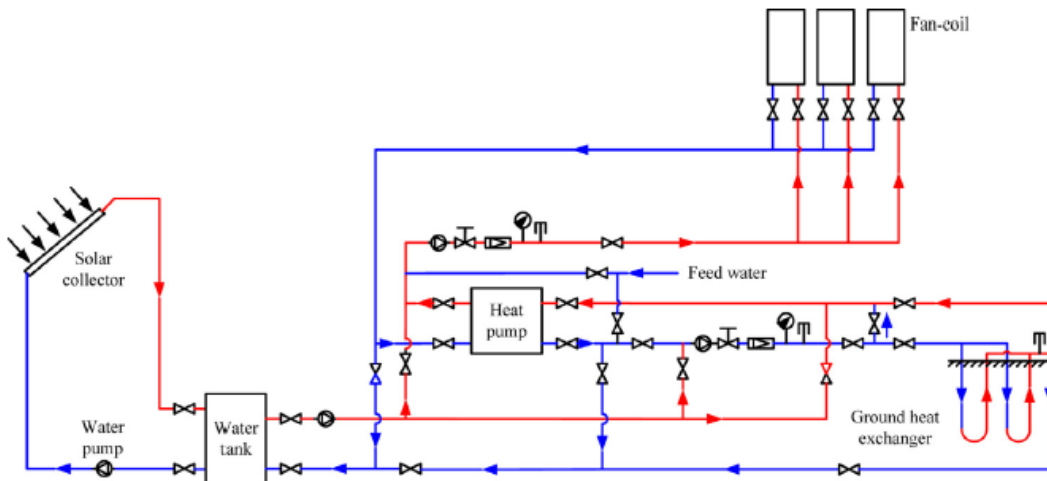


Figura 7: HGSHP con Captador Térmico con depósito intermedio. Fuente: Yang et al.(2015) [39]

### 3.3. CLASIFICACIÓN SEGÚN CONTROL

Existen gran variedad de esquemas de control de las bombas de calor híbridas, pero como en el caso de la configuración a seguir, cada instalación y zona climática es distinta y hay que buscar la mejor estrategia de control en cada situación.

Para Yavuzturk y Spitler (2000) [55], las estrategias de control pueden clasificarse en tres tipos: control de la temperatura de hibridación (Set-Point Temperature Control), control programado de hibridación (Schedule Control) y control por diferencia de temperatura de hibridación (Temperature Difference Control).

Dentro de los distintos tipos de bombas de calor híbridas, cada una tiene unas estrategias de control que pueden variar dependiendo de los focos o configuraciones. Destaca el gran número de investigaciones relacionadas con el control de las HGSHP con torre de refrigeración (CT), para demandas de refrigeración. Según Fan et al. (2014) [10], las estrategias de control que se consideran más importantes para este tipo de sistemas son las siguientes:

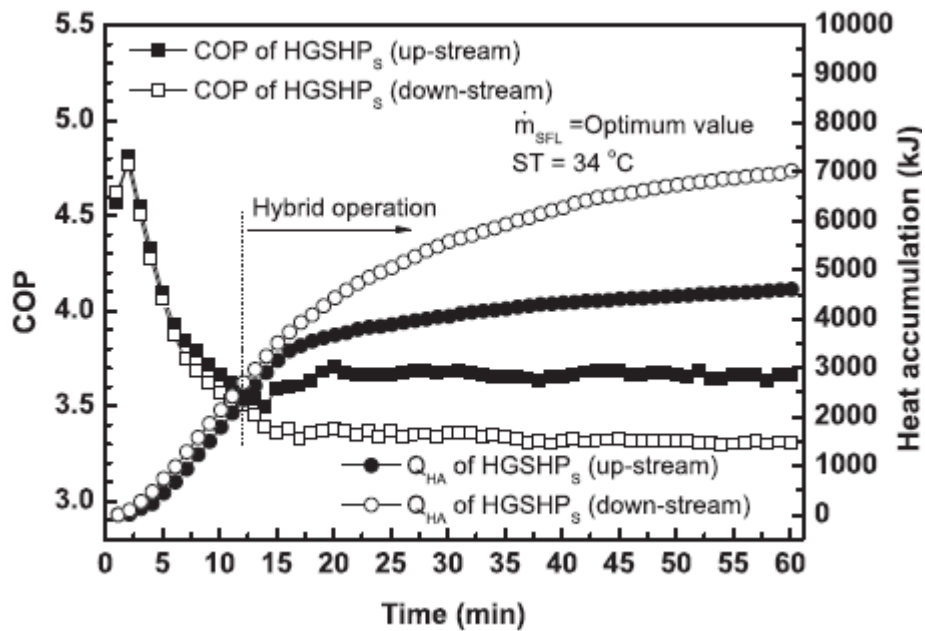
- Estrategia 1: la torre de refrigeración comienza a funcionar cuando la temperatura del agua dentro de la bomba de calor, salida del condensador, es superior a una temperatura fijada. La torre de refrigeración se desconecta cuando la temperatura de entrada vuelve a estar por debajo de la temperatura fijada. El rango de temperaturas a las que se fija es de 24 – 35 °C y se debe estudiar según la zona climática.
- Estrategia 2: la torre de refrigeración se activa cuando la diferencia entre la temperatura del agua de la bomba de calor y la temperatura exterior de bulbo seco es mayor a una temperatura fija. Cuando la diferencia de temperaturas es menor al valor fijado, la torre se desconecta. Las diferencias de temperaturas van desde 2°C a 8°C y como en el caso anterior depende de la zona climática.
- Estrategia 3: similar a la estrategia 2, pero en este caso la diferencia es con la temperatura ambiental de bulbo húmedo. El rango de temperaturas va de 2°C a 6°C, normalmente.
- Estrategia 4: la bomba de calor funciona intermitentemente. Durante el día el sistema híbrido cubre la demanda energética del edificio y durante el periodo nocturno se utiliza la torre de refrigeración para extraer calor del suelo. La duración del enfriamiento nocturno puede variar de 6 a 14 horas diarias.
- Estrategia 5: la torre de refrigeración funciona en los periodos transitorios, aquellos en los que no es necesario climatizar el edificio, habitualmente los meses de Octubre y Noviembre para las zonas con predominio de refrigeración. De este modo, expulsan calor del circuito de tierra. El tiempo de trabajo de la torre de este modo puede variar de 8h a 20h por día.
- Estrategia 6: mientras que la bomba de calor de foco suelo funciona durante todo el día, la torre de refrigeración solo se activa a las horas establecidas donde se prevé un aumento de la demanda, generalmente te en las horas centrales del día.

No obstante, la cuestión más importante es determinar la temperatura de hibridación óptima para obtener el mínimo coste y el mayor rendimiento para las condiciones de operación particulares de cada caso. Distintas condiciones como pueden ser el clima, la carga térmica, las prestaciones del sistema, y el tipo de foco o fuente auxiliar afectan en la elección de la temperatura de hibridación.

## 4. ESTUDIO COMPARATIVO

Una vez vistas las distintas tipologías que puede tener una bomba de calor híbrida, se van a mostrar las comparaciones consideradas más relevantes y las conclusiones que alcanzan sus autores.

Dentro de la configuración serie, en bombas de calor híbridas cuyo foco principal es la tierra, la dirección up-stream flow es considerada como la dirección óptima en instalaciones con carga predominante de refrigeración. La investigación realizada por Lee et al. (2015) [9] muestra como la configuración up-stream (color negro) permite almacenar menor energía en el suelo y obtener a largo plazo mejores COP:

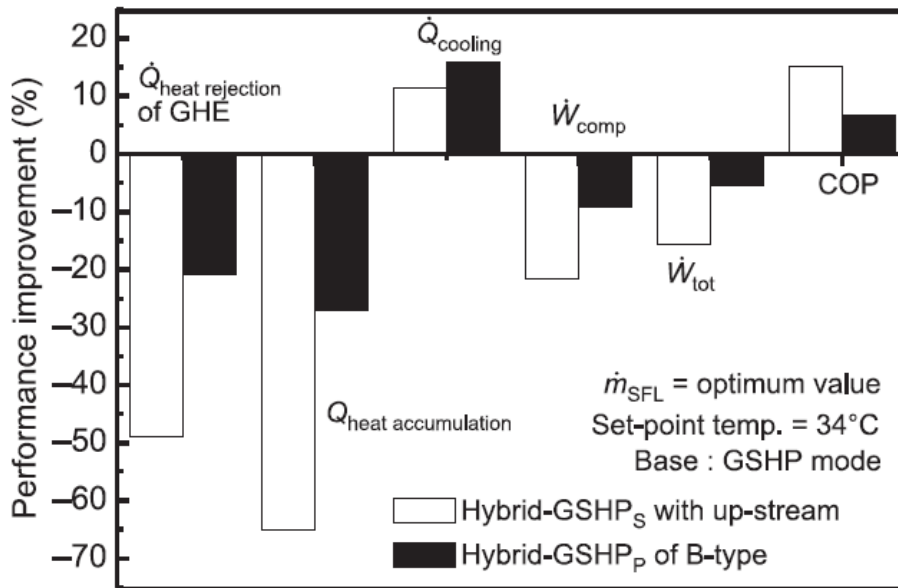


Gráfica 1: Análisis de la dirección de flujo en HGSHP. Fuente: Lee et al. (2015) [9]

Este mayor rendimiento con el flujo up-stream está basado en un reparto más equitativo entre los dos focos, en este caso el terreno y una torre de refrigeración (CT).

En la misma investigación, Lee et al. (2015) [9] comparó la configuración serie up-stream (barras blancas) y la configuración dual (barras negras), según el autor configuración paralela tipo B, en una HGSHP con CT, creando la siguiente tabla que muestra el porcentaje de mejora respecto a una GSHP:

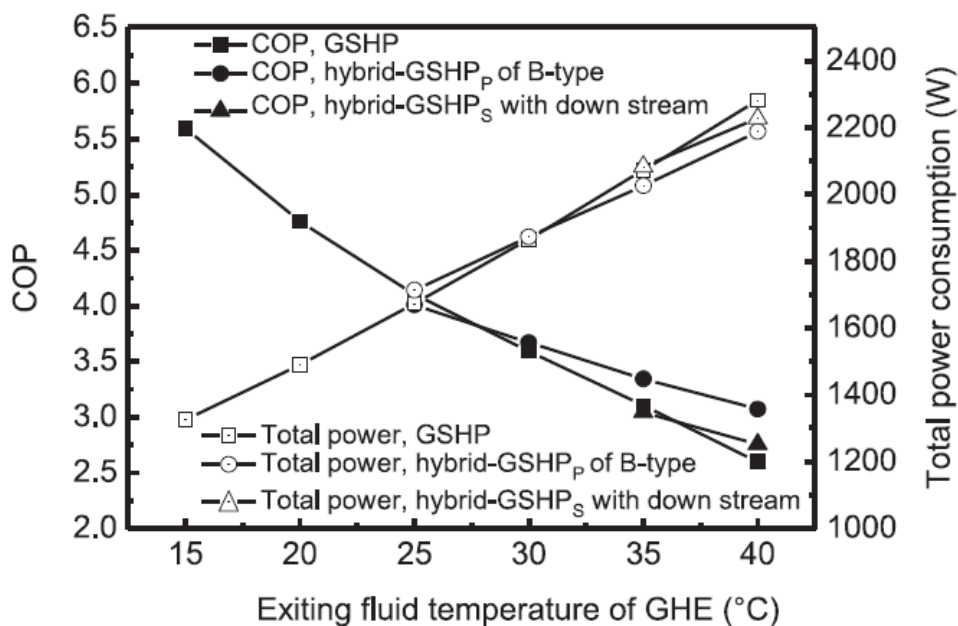




Gráfica 2: Análisis de la configuración serie y dual en una HGSHP respecto GSHP. Fuente Lee et al. (2015) [9].

Además, en instalaciones de bombas de calor geotérmicas híbridas, la configuración serie tiende a equilibrar mejor las cargas entre los dos intercambiadores, mientras que una configuración dual tiene a cargas más el intercambiador terrestre ya que se sitúa por delante del intercambiador auxiliar. Este es un matiz a tener en cuenta pero no decisivo, ya que puede que obtengamos un buen balance térmico anual en el suelo y la carga que cubre el intercambiador enterrado sea mayor del 80% de la demanda actual, además de ahorrar en consumo eléctrico dentro del intercambiador auxiliar.

Otros aspectos fueron los que analizaron Park et al. (2012) [23], los cuales optimizaron la cantidad de caudal que debía circular por el circuito auxiliar, obteniendo como resultado un caudal de agua de 8 Kg/min, y analizaron el COP y el consumo energético de una HGSHP con CT en configuración serie down-stream y configuración dual respecto a la temperatura del agua a la salida del GHE, obteniendo la siguiente gráfica:



Gráfica 3: Análisis del COP y consumo de la configuración serie y dual en una HGSHP. Fuente: Park et al. (2012) [23]

En él se puede ver que, hasta 25°C en el agua de salida, el COP de la GSHP es mejor que el de los sistemas híbridos. No obstante, cuando las condiciones térmicas del suelo comienzan a degradarse, la temperatura de salida comienza a aumentar, resultando que el COP para una temperatura de salida de 40°C en la configuración dual y en la configuración serie down-stream es un 18% y 6% mayor respecto a la GSHP, respectivamente.

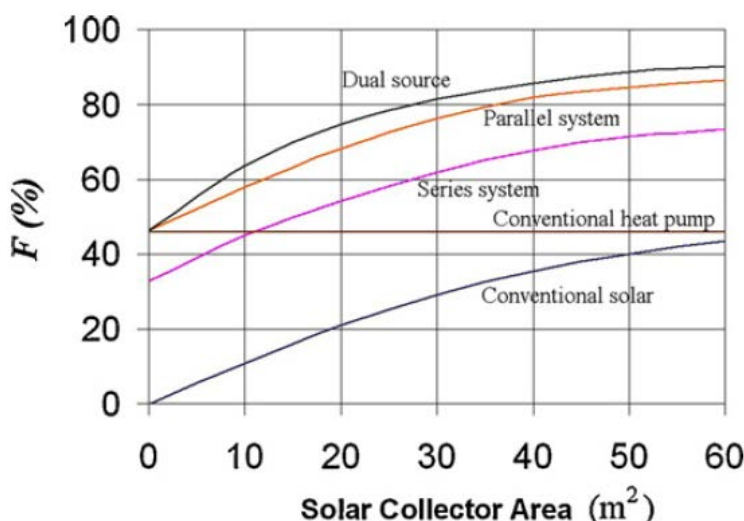
Por otro lado, las HASHP siguen teniendo gran dependencia de la temperatura ambiente, pero solo en momento de baja radiación solar. Al hibridarse con un captador térmico solar, esta radiación solar le permite mantener una alta temperatura en el evaporador y mantener un COP elevado. (W. Deng et al. (2016) [8]).

En los meses de demanda de calefacción, el tamaño del captador solar es un factor determinante debido a las bajas temperaturas en el exterior. Los autores Liang et al. (2011) [37] realizaron un análisis de la influencia del captador térmico durante el periodo de calefacción, obteniendo la siguiente tabla:

Items	Area = 0 m <sup>2</sup>	Area = 10 m <sup>2</sup>	Area = 20 m <sup>2</sup>	Area = 30 m <sup>2</sup>	Area = 40 m <sup>2</sup>
Total solar energy (kJ)	-	8.16 × 10 <sup>6</sup>	1.63 × 10 <sup>7</sup>	2.45 × 10 <sup>7</sup>	3.26 × 10 <sup>7</sup>
Available solar energy (kJ)	-	3.20 × 10 <sup>6</sup>	6.45 × 10 <sup>6</sup>	9.61 × 10 <sup>6</sup>	1.23 × 10 <sup>7</sup>
Capacity of heating system (kJ)	5.89 × 10 <sup>7</sup>	5.89 × 10 <sup>7</sup>	5.89 × 10 <sup>7</sup>	5.89 × 10 <sup>7</sup>	5.89 × 10 <sup>7</sup>
Capacity of heat pump system (kJ)	5.89 × 10 <sup>7</sup>	5.67 × 10 <sup>7</sup>	5.47 × 10 <sup>7</sup>	5.33 × 10 <sup>7</sup>	5.25 × 10 <sup>7</sup>
Power consumption of heat pump (kWh)	4578.71	4415.71	4277.67	4183.33	4125.28
Amount of energy saving (kWh)	-	163	301.04	395.38	453.43
Energy-saving rate	-	3.56%	6.57%	8.64%	9.90%

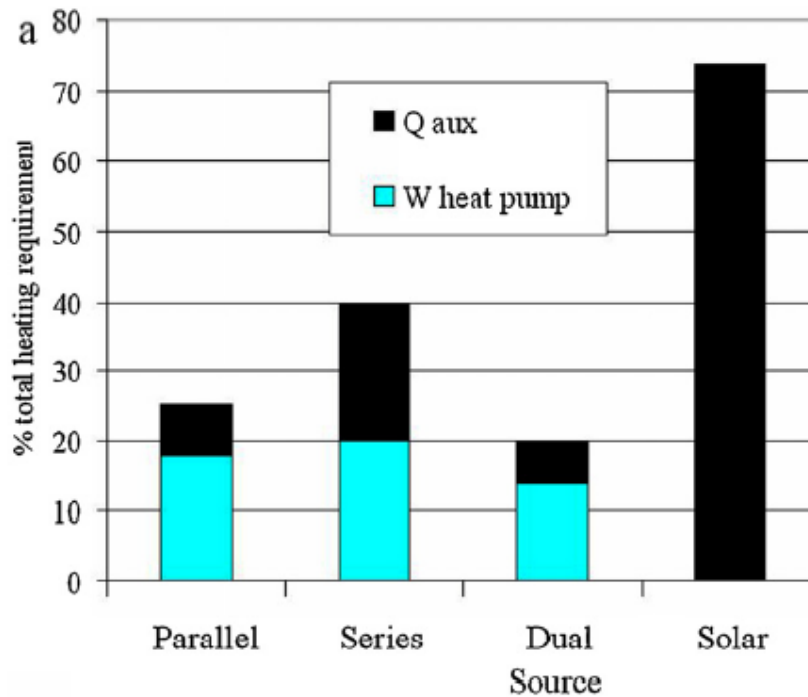
Tabla 3: Análisis de las prestaciones de una SIASHP según tamaño de captador solar. Fuente: Liang et al. (2011) [37]

Según M. Lazzarin (2012) [1], para bombas de calor híbridas con foco principal aire para demanda de calefacción, las configuraciones más usadas son la configuración paralela y la configuración dual. Estas instalaciones están muy influenciadas por las prestaciones del captador, la temperatura exterior y la radiación que reciben, así cuando se producen descensos de la radiación recibida tenemos mejor respuesta en configuraciones en paralelo o dual, ya que la radiación solar en una configuración serie tiene una gran influencia. El siguiente gráfico muestra el porcentaje energía transferida al edificio por la HASHP en base al consumo energético total, según la configuración:



Gráfica 4: Porcentaje de energía transferida según configuración en HASHP. Fuente: Kaygusuz et al (1999) [56]

También, el autor estima que porcentaje de energía que necesitamos aportar va a destinada a la bomba de calor, y que porcentaje a calentadores auxiliares (resistencias eléctricas) cuando instala un colector térmico solar de 30 m<sup>2</sup>, obteniendo el siguiente gráfico:



Gráfica 5: Distribución de energía aportada en sistemas HASHP según configuración. Fuente: M. Lazzrin (2012) [1]

Dentro del análisis de las estrategias de control, los autores Yavuzturk y Spitler (2000) [55] analizaron sus tres estrategias de control para una HGSHP con torre de refrigeración (CT) para un edificio en Oklahoma, creando la siguiente tabla:

	GSHSHP “no cooling tower”	HGSHP (set-point temp. control)	HGSHP (schedule control)	HGSHP (temp. difference control)
Total length of ground heat exchanger (m)	1,170	658	658	658
Design capacity of the cooling tower (kW)		60	19	39
Total cost of ground heat exchanger installation (\$) <sup>a</sup>	23,040	12,960	12,960	12,960
Total cost of ground heat exchanger and cooling tower (\$) <sup>b</sup>	23,040	19,505	15,078	17,195
Present value of 20 years of electricity costs (\$) <sup>c</sup>	21,587	19,254	20,814	18,248
Present value of total costs (\$)	44,627	38,759	35,892	35,443
Annual energy consumption (20 year average)	27,117	24,036	25,959	22,699
Total energy consumption (kWh)				

Tabla 4: Análisis de las estrategias de control en una HGSHP. Fuente: Yavuzturk y Spitler (2000) [55]

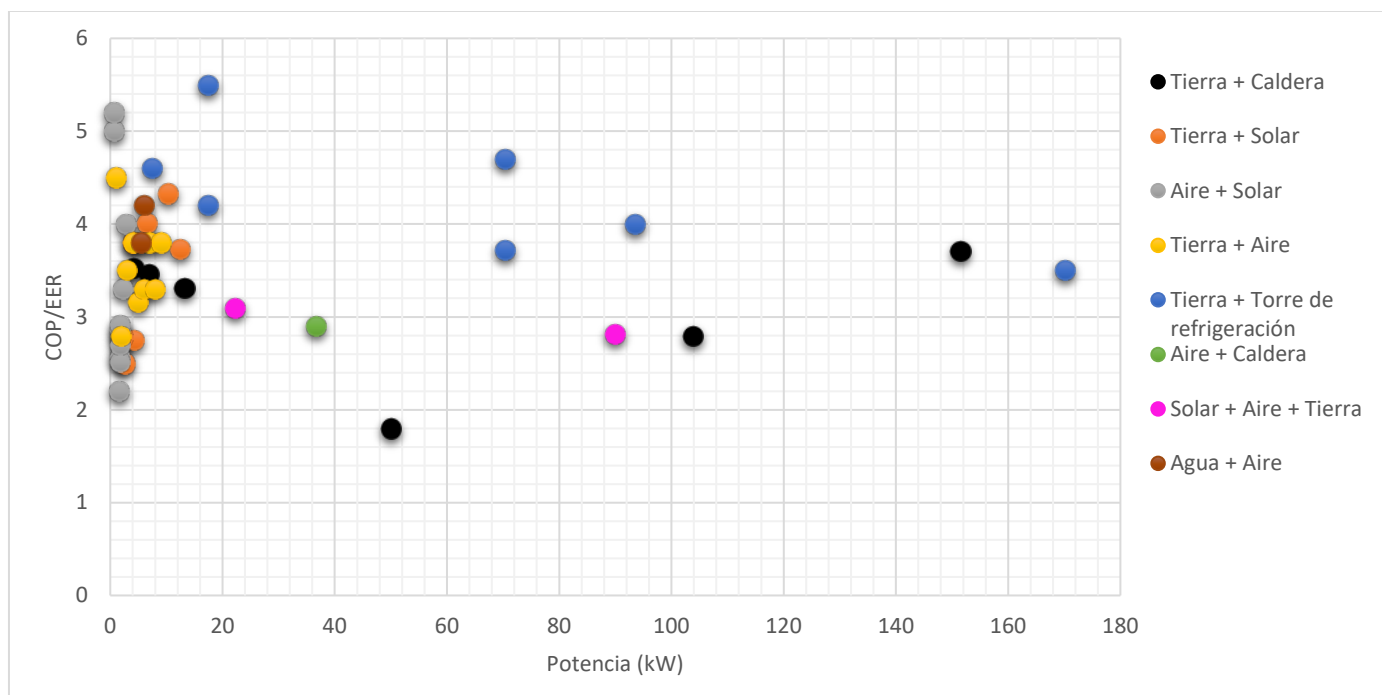
Las estrategias de operación intermitentes suelen dar mejor rendimiento que las estrategias de operación continuas, y las estrategias basadas en la diferencia entre la temperatura del fluido de la bomba de calor y la temperatura de bulbo húmedo exterior son las más ventajosas. (Yang et al. (2014) [39]).

Para Fan et al. (2014) [10], el uso de una sola estrategia no es viable, se necesitan la combinación de dos o más estrategias para adaptar lo mejor posible a la curva de demanda energética y ser eficientes. Por ello, realizó un análisis de la temperatura del suelo y del consumo a lo largo de 10 años de una instalación HGSHP con CT en Shanghai, obteniendo los siguientes resultados:

Strategy	Set-point	Soil temp. rise in the 10th year (°C)	Total system energy consumption in 10 years (MWh)
1st + 3rd (temp. + temp. diff., WB)	30°C/2°C	3.65	934.9
	30°C/3°C	3.82	932.8
1st + 5th (temp. + run in transition)	22°C + 20 h	1.54	1066.2
	28°C + 20 h	2.38	1051.7
3rd + 5th (temp. diff. (WB) + run in transition)	3°C + 20 h	1.92	1055.2
	4°C + 20 h	2.16	1052.9
5th + 6th (timely run + run in transition)	09:00–18:00 + 20 h	1.58	1068.2

Tabla 5: Análisis de las estrategias de control optimizadas en una HGSHP. Fuente: Fan et al. (2014) [10].

También, se han comparado las potencias energéticas de los distintos sistemas analizados respecto a sus rendimientos, según el tipo de bomba de calor híbrida según focos, como se puede ver a continuación:

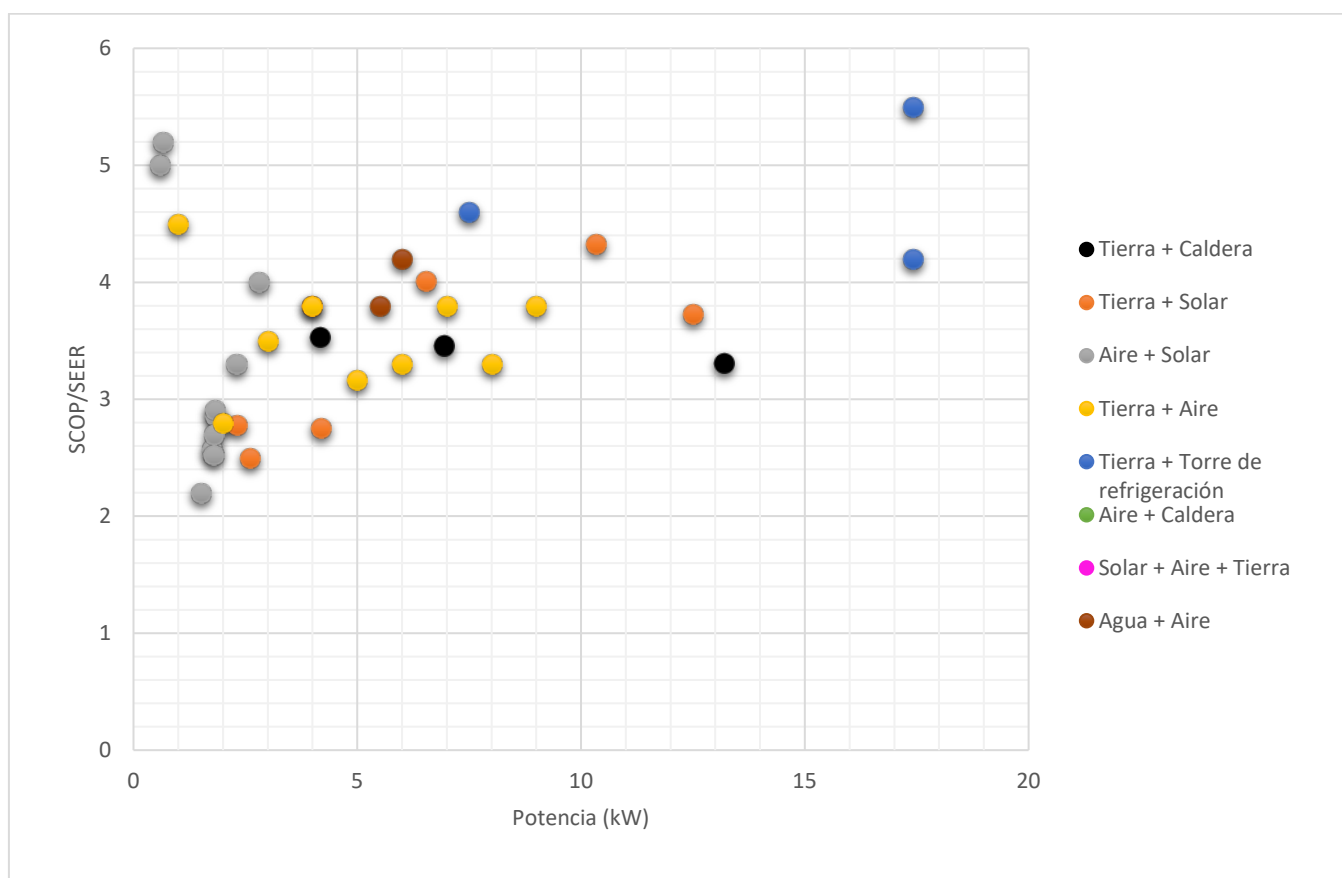


Gráfica 6: Rendimiento estacionario vs Potencia. Fuente: Elaboración Propia.

En la gráfica, se puede apreciar que la mayoría de los sistemas híbridos evaluados corresponden a investigaciones de laboratorio y a baja escala, donde las potencias de los equipos son inferiores a 40 kW. Son pocas las investigaciones que se han realizado con sistemas de potencias superiores a 40 kW, ya que requieren de mayor inversión y/o modificar una bomba de calor ya existente con las dificultades que conlleva. Además, destaca que cuando superamos los 40 kW de potencia, solo encontramos sistemas que utilizan el foco tierra como foco principal, ya sean híbridos con una torre de refrigeración (CT) o una caldera, principalmente.

Respecto a los rendimientos estacionales obtenidos podemos ver que, a excepción de un sistema evaluado, el rango va desde 2 hasta 5,5.

Centrándonos en las investigaciones con potencias inferiores a 20 kW, obtenemos el siguiente gráfico:



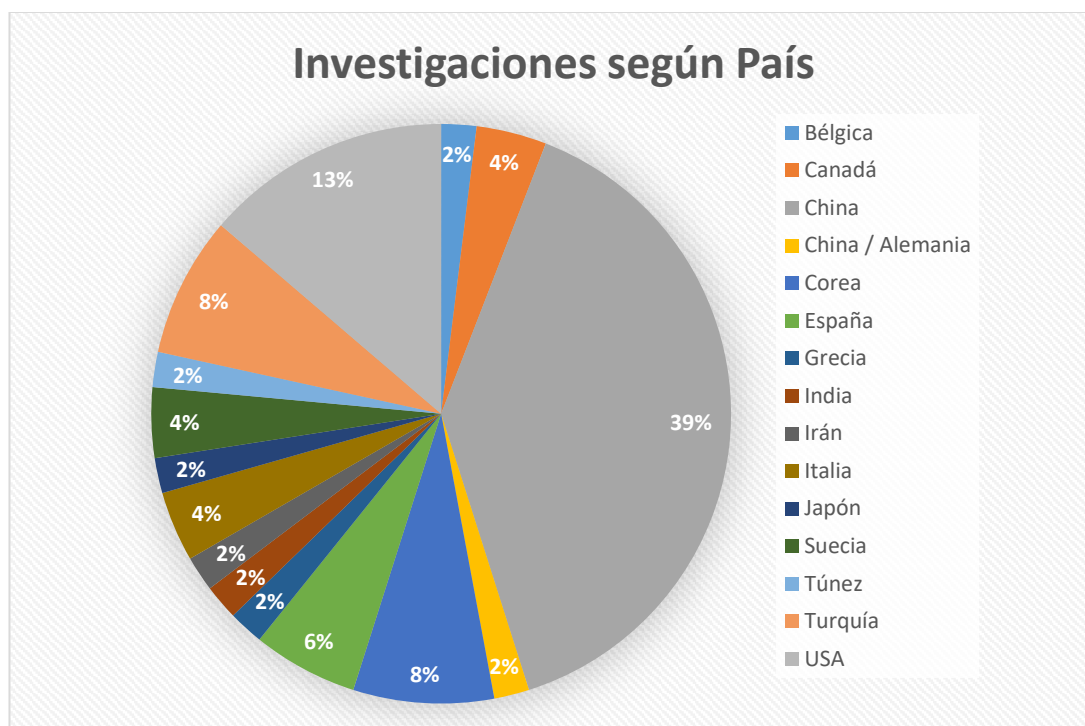
Gráfica 7: Rendimiento estacionario vs Potencia menor a 20 kW. Fuente: Elaboración Propia.

Cuando se trata de equipo de baja potencia, nos encontramos principalmente bombas de calor de foco aire o tierra híbridadas con una fuente puntual, ya sea un captador térmico solar o una caldera. En las bombas de calor de foco aire, vemos que la hibridación con colectores solares permite superar un SCOP de 2,5, llegando incluso a valores superiores a 5. No obstante, los dos puntos más elevados de la configuración “Aire + Solar” corresponden a la simulación teórica de Deng et al. (2016) [8] donde no se tiene en cuenta pérdidas en la presión en el refrigerante, el compresor tiene un rendimiento isoentrópico, el subenfriamiento y el sobrecalentamiento en el condensador y evaporador son ignorados y se supone un alto índice de radiación, 150 W/m<sup>2</sup> y 100 W/m<sup>2</sup>, respectivamente.

El sistema con mayor SCOP se trata de la investigación realizada por Man et al. (2010) [27] en la que se analiza una HGSHP con CT en un edificio residencial en Hong Kong. El sistema híbrido poseía una configuración serie up-stream y un control de la torre de refrigeración de horario preestablecido, de 6 am a 12 am, y cuando la temperatura de entrada al condensador excedía los 35°C

## 5. TENDENCIAS

Respecto al desarrollo de esta tecnología en el mundo, dentro de la base de datos realizada, los países con más publicaciones relevantes que han sido estudiadas son China y USA, que ocupan los primeros puestos:



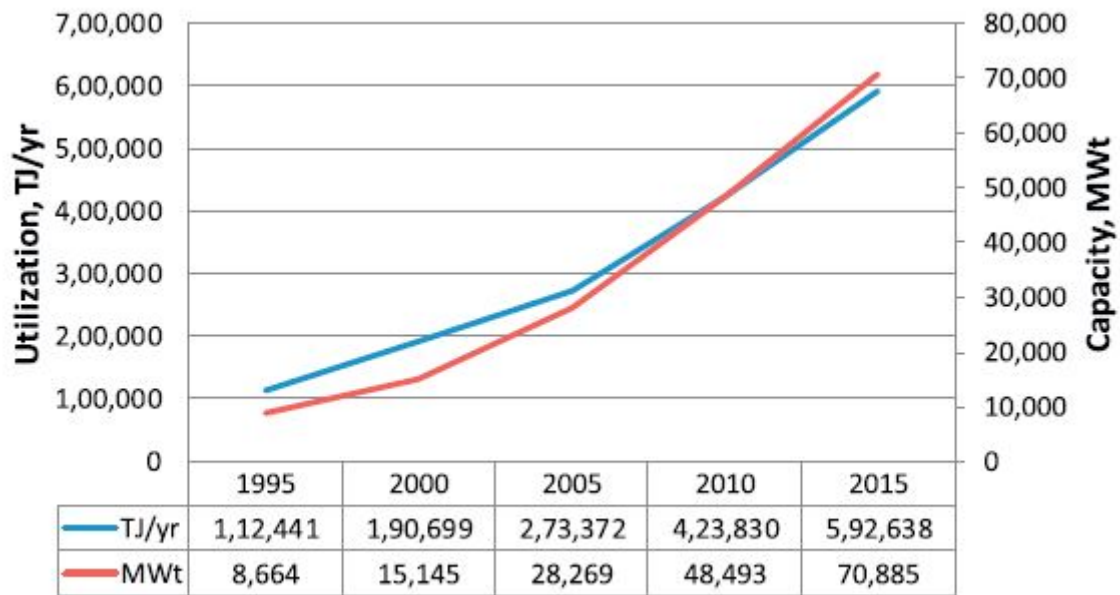
Gráfica 8: Porcentaje de las nacionalidades de las investigaciones analizadas. Fuente: Elaboración propia.

Estos datos son coincidentes con las estadísticas globales, las cuales muestran que los países con mayor implementación de sistemas que aprovechan el foco suelo son China y Estados Unidos, acompañados por Suecia, primero dentro de la Unión Europea.

MWt	TJ/year
China (17,870)	China (174,352)
USA (17,416)	USA (75,862)
Sweden (5,600)	Sweden (51,920)
Turkey (2,937)	Turkey (45,892)
Germany (2,849)	Iceland (26,717)

Tabla 6: Ranking de países con mayor potencia térmica instalada y mayor consumo energético anual en energía terrestre. Fuente W. Lund et al, 2016 [51]

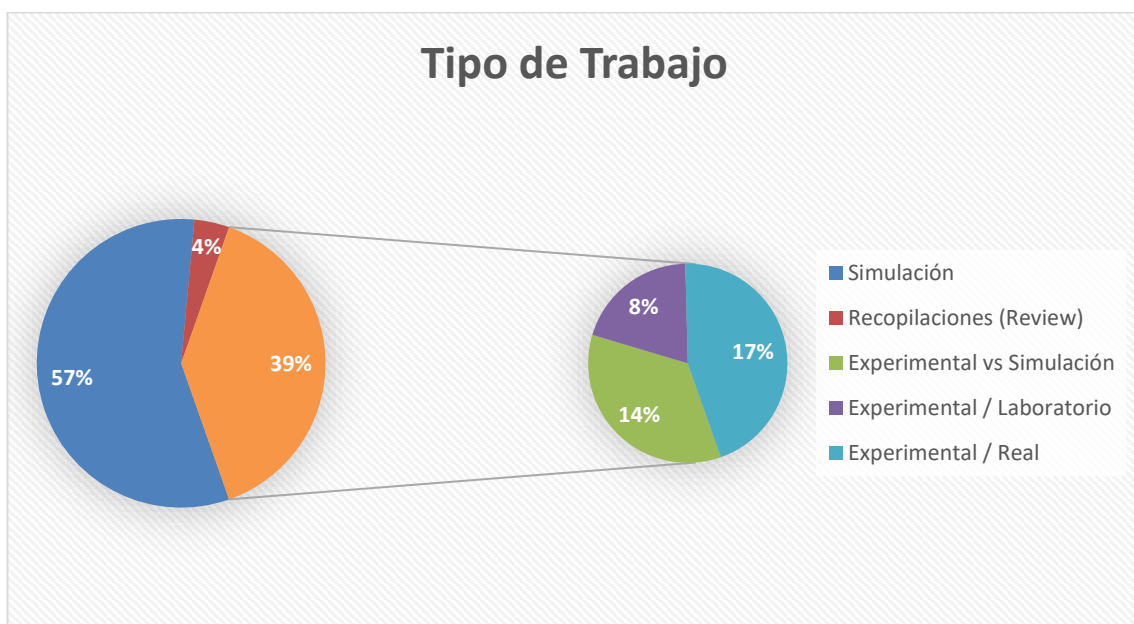
Estos datos fueron publicados en el World Geothermal Congress (WGC2015). Esta tecnología está teniendo una gran evolución durante los últimos años, como se puede ver en la siguiente gráfica:



Gráfica 9: Evolución mundial de la utilización de la energía geotérmica en los últimos años Fuente: Lund et al, 2016 [51]

Estas estadísticas relacionadas con el incremento de las bombas de calor geotérmicas van de la mano con el incremento de las bombas de calor geotérmicas híbridas.

En las distintas investigaciones que han sido analizadas en la base de datos, puede realizarse una nueva distinción entre en tipo de trabajo que se ha llevado a cabo, que puede ser de simulación de una instalación gracias a un software informático, realización y recogida de datos de un nuevo sistema real o una labor de investigación y recopilación, un estado de la técnica, como el presente trabajo. Los resultados fueron los siguientes:

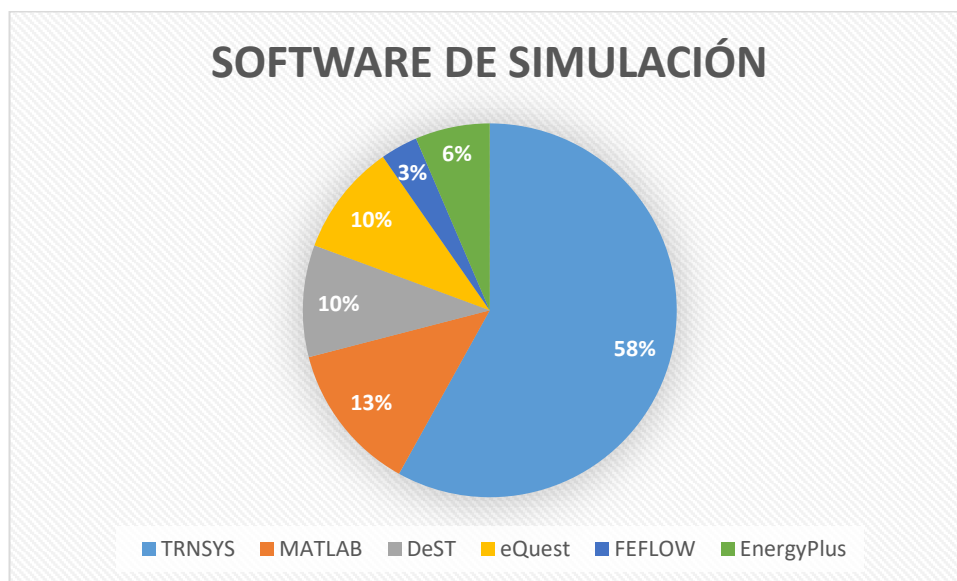


Gráfica 10: Tipo de trabajos estudiados en bibliografía. Fuente: Elaboración propia.

Como se muestra en el gráfico, más de la mitad de las investigaciones estudiadas son simulaciones a través de distintos softwares. A continuación, se muestran los distintos softwares con los que se han conducido las simulaciones, destacando el predominio del software TRNSYS entre los demás.

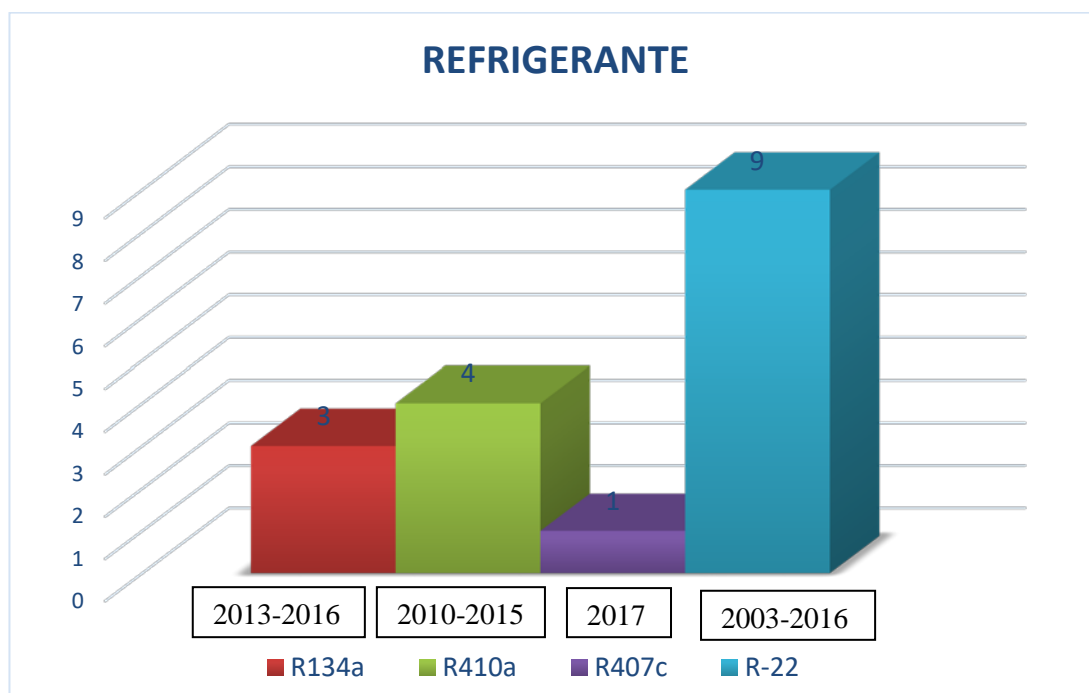


Sus características, junto a la de varios softwares de simulación más, son detalladas en la guía técnica sobre sobre procedimientos y aspectos de la simulación de instalaciones térmicas en edificios [61], publicada por el IDAE (Instituto para la Diversificación y Ahorro Energético).



Gráfica 11: Software de simulaciones usadas en bibliografía. Fuente: Elaboración propia.

Por otro lado, dentro de las investigaciones experimentales, podemos hacer distinciones entre el refrigerante que usan en sus instalaciones reales. El siguiente gráfico muestra el recuento de los refrigerantes que usan en la base de datos elaborada.

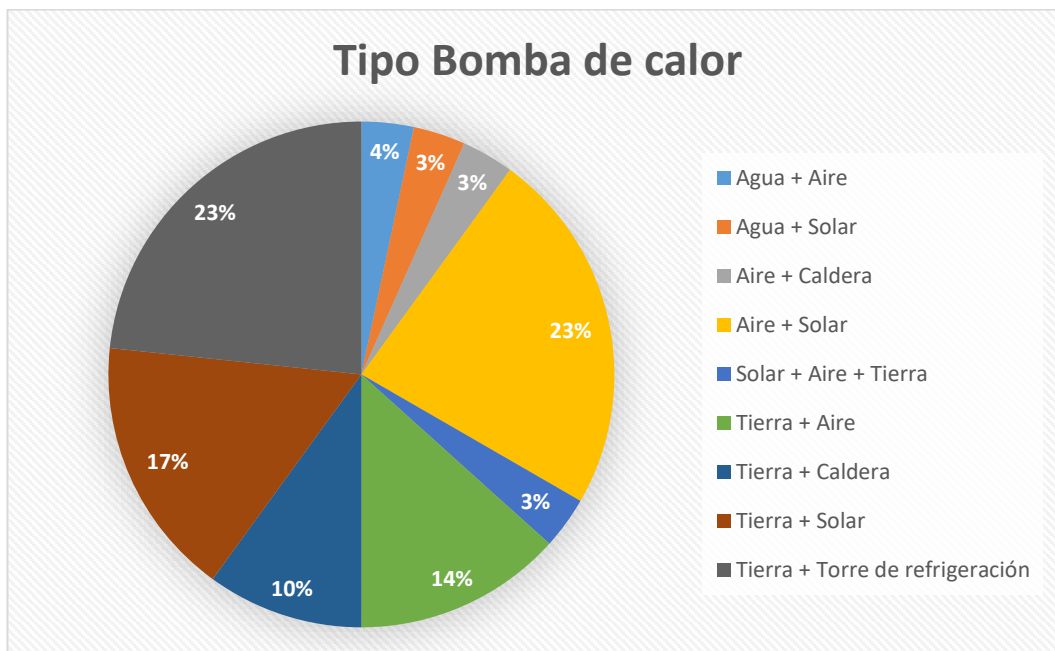


Gráfica 12: Refrigerante usado en investigaciones experimentales de bibliografía. Fuente: Elaboración propia.

Podemos observar que el refrigerante más usado es el R22, aunque este refrigerante fuese vetado en 2014 en la Unión Europea. El R22 se trata de Hidroclorofluorocarbonos (HCFC), cuya emisión a la atmosfera produce una reducción de la capa de ozono estratosférica debido a los elementos de cromo y bromo que contiene. Fuera de la Unión Europea se sigue usando debido a su bajo punto de fusión (-

157°C) y posee una densidad tres veces la del aire. Actualmente ha sido sustituido por el R-407C o más modernamente por el R-410A. (Fernández Seara, et al. (2015) [62]).

De la base de datos, hemos recopilado el tipo de bomba de calor híbrida que se ha analizado, los resultados obtenidos se muestran a continuación:



Gráfica 13: Tipos de bombas de calor según foco estudiadas en bibliografía. Fuente: Elaboración propia.

En esta gráfica podemos observar que el 67% de las investigaciones estudiadas están relacionadas con HGCHP, lo que hace indiscutible el interés internacional en potenciar este tipo de sistemas HVAC.

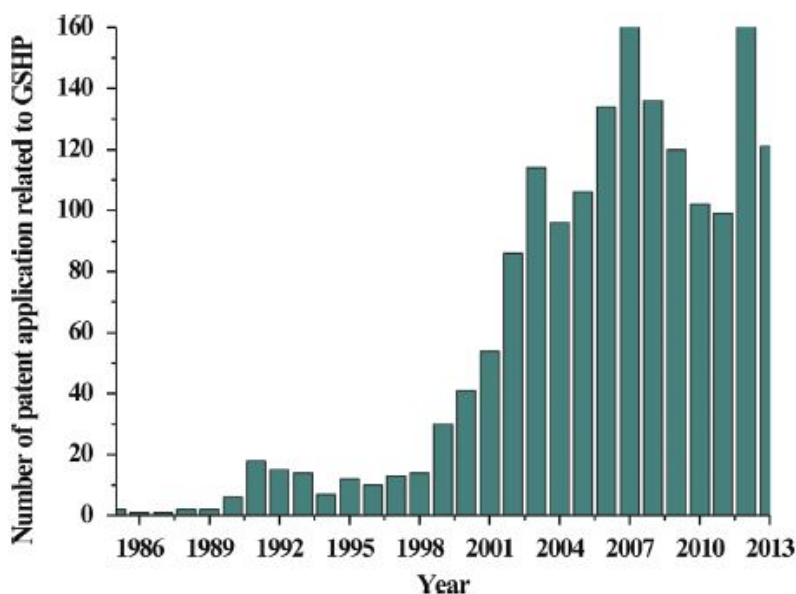
Para la UE, los distintos planes nacionales acerca del uso de energías renovables implican que colectivamente, estas energías renovables deben alcanzar alrededor del 20% de la climatización en 2020. La Ley de Calefacción de Energías Renovables de Alemania, efectiva desde 2009, requiere que todos los nuevos edificios residenciales obtengan al menos el 20% de su energía gracias a energías renovables y con un objetivo del 14% de que la energía de calefacción total provenga de las energías renovable en 2020, incluyendo sistemas DHS (District Heating Systems). Otros objetivos sobre el reparto energético y uso de las energías renovables que tienen otros países de la UE son: Bélgica (12%), Dinamarca (40%), Francia (33%), Grecia (20%), Lituania (39%), Rumanía (22%), España (19%) y Reino Unido (12%). Muy pocos países fuera de Europa tienen objetivos políticos centrados en aumentar las cuotas de climatización procedentes de las energías renovables. (Z. Qi et al (2014) [57])

Como sabemos, tras conseguir resolver la cuestión del desequilibrio energético de la carga de calefacción / refrigeración en las HGSHP, ahora, Europa y América se han convertido en representantes de la utilización práctica de sistemas HGSHP, y estos países han hecho un gran trabajo de investigación y desarrollo (I + D). En muchos países como Suecia, Suiza, Austria, Dinamarca, Noruega, Polonia, Turquía, Alemania, Francia, Estados Unidos, Canadá, Japón y China, existen gran número de sistemas de GSHP en operación que facilitarán la utilización de HGSHP al hibridarlas. (Assessment of Hybrid Geothermal Heat Pump Systems (2001) [58])

Dentro de España, esta tecnología ha sido muy poco estudiada y las investigaciones relevantes con firma española ya ha sido mencionadas anteriormente. Recientemente el IDAE, en el documento Síntesis de estudio: Parque de bombas de calor en España [63], realizó una estadística acerca de la implantación y uso de las bombas de calor en España, resultando que el 71,6% de las existentes estaban

instaladas en hogares, y la potencia de las GSHP representaba el 0,09% del total. Además, del total de bombas de calor instaladas solo el 17% son consideradas renovables según la Directiva 2009/28/CE y detallada en la Decisión de la Comisión de 1 de marzo de 2013.

Mención especial merece China, donde a partir de 1990 hubo un gran interés por las bombas de calor híbridas, especialmente las HGSHP. Los gobiernos a todos los niveles en China han proporcionado apoyo financiero al desarrollo tecnológico e industrial de la energía geotérmica y es considerada un sector clave que debe ser apoyado. Un efecto directo de este apoyo es el número de patentes relacionadas con la GSHP que ha registrado este país en los últimos años:



Gráfica 14: Número de patentes registradas en China relacionadas con las GSHP. Fuente: Z. Qi et al, 2014 [57]

Según Z. Qi et al, (2014) [57], entre todas las patentes de GSHP, casi el 60% de las patentes están relacionadas con el sistema HGSHP, aumentando este porcentaje a partir de 2003, y respecto al tipo de foco, la SAGSHP representa una proporción considerable en total, 20,45%. Como las aplicaciones de SWHP y GWHP están restringidas por la política ambiental, el número de patentes relacionadas se ha reducido en los últimos años en beneficio de las relacionadas con la GCHP.

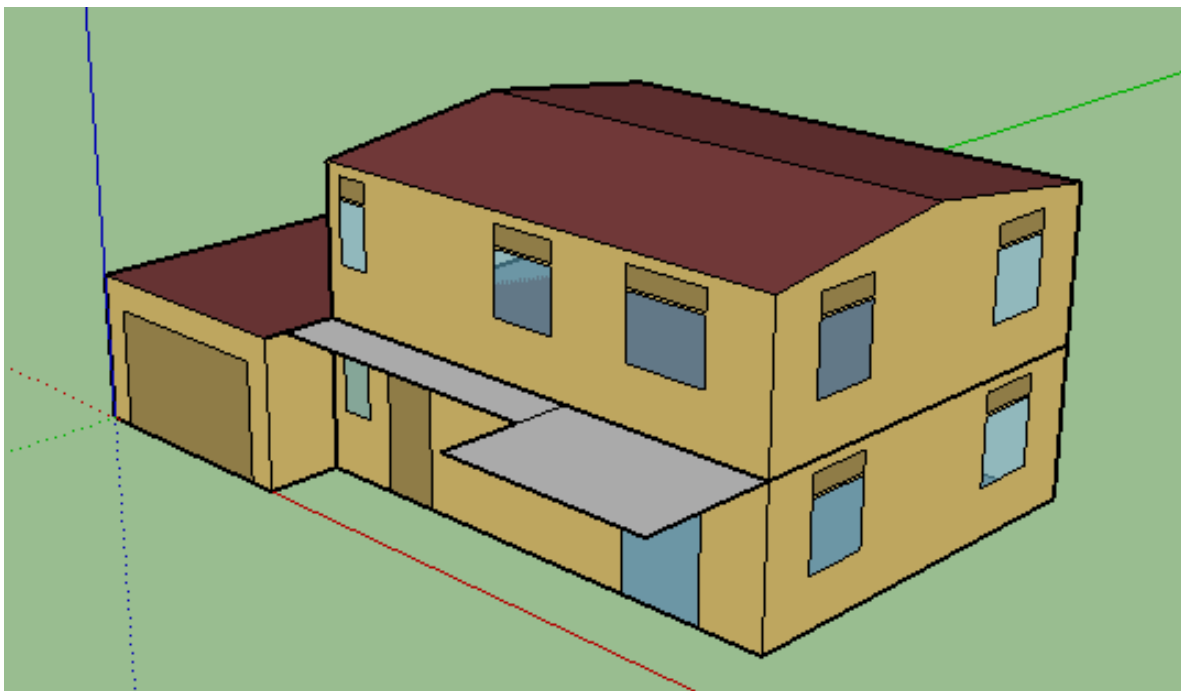
La comercialización de estos sistemas depende de los focos que deseemos en la bomba de calor por compresión de vapor. Mientras que todos los grandes fabricantes de climatización poseen modelos de bombas de calor híbridas con foco aire, tanto hibridada con caldera como con captador solar, encontrar bombas de calor híbridas con un segundo foco auxiliar es más complicado. Los fabricantes de GSHP como Daikin o Nibe ofrecen el circuito de refrigerante de la bomba de calor, teniendo que acudir a empresas instaladoras del sector para realizar estudios del suelo y poder modificar la bomba de calor con un foco auxiliar y realizar los ajustes de control necesarios. En el caso de las bombas de calor de foco residual, se trata de una tecnología muy reciente y en su gran mayoría son prototipos de laboratorio.

## 6. CASO DE ESTUDIO

En este capítulo, se pretende realizar una simulación energética de un edificio modelo con el clima de la ciudad de Zaragoza, España. Además, se le instalará un sistema de climatización híbrido compuesto por una bomba de calor de compresión de vapor de foco aire y una caldera de gas natural como foco auxiliar.

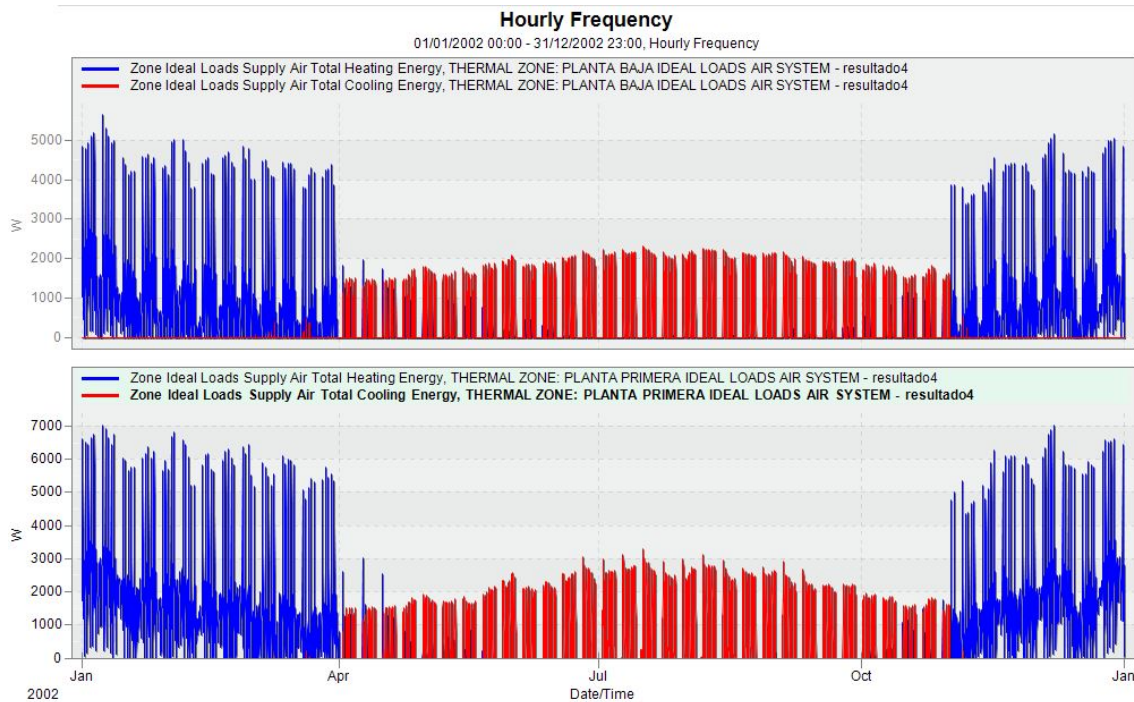
Este edificio modelo se ha diseñado gracias a los softwares *Google SketchUp* y *OpenStudio*, y la simulación energética se ha realizado gracias al software de cálculo *EnergyPlus*. Es en el Anexo II donde se explica la elección y uso de cada uno de los softwares y, en el Anexo I, se detallan todas las características del edificio como los materiales, cargas por ocupación, horarios de uso, etc. y se realiza el análisis energético del sistema híbrido.

En el Anexo III, se ha realizado una guía paso a paso de cómo construir el edificio modelo, cuyo resultado final es el siguiente.



*Figura 8: Vista isométrica del modelo de simulación. Fuente: Elaboración Propia*

La primera simulación que se ha realizado es una estimación de la demanda térmica de nuestro edificio con el clima de Zaragoza. Se ha obtenido la siguiente gráfica de demanda para cada una de las plantas del edificio objeto:



Gráfica 15: Demanda energética en el edificio objeto. Fuente: Elaboración propia.

Como se puede ver, las cargas de calefacción son mayores que las de refrigeración, lo que nos permitirá comparar el edificio con otros de carga predominante de calefacción. Traducido a números globales, el edificio posee una estimación de 30,86 GJ anuales de calefacción y 20,64 GJ anuales de refrigeración, sumando en total 51,5 GJ anuales. Para poder comparar esta demanda con la del resto de investigaciones, hallaremos el ratio de demanda por superficie útil (139,5 m<sup>2</sup>), obteniendo 366,3 MJ/m<sup>2</sup>.

Al realizar la certificación energética de nuestro edificio modelo según la escala de certificación energética para edificios de nueva construcción [64], se obtiene una etiqueta energética D para calefacción y E para refrigeración.

Estos resultados se acercan a los hallados por M. Lazzarin (2012) [1] donde calcula la demanda térmica en un edificio de 135 m<sup>2</sup> en Milán el cual posee un clima similar al de Zaragoza, obteniendo una demanda de 37,8 GJ (280 MJ/m<sup>2</sup>). Otras investigaciones poseen un ratio de demanda más cercano, como Man et al. (2010) [27] que en su estudio simula las cargas en un área cálida de Hong Kong obteniendo un ratio de 309 MJ/m<sup>2</sup>, no obstante se trata de una carga dominante de refrigeración y no de calefacción como en el caso modelo.

Una vez estimada la demanda térmica, se simula el consumo eléctrico de un sistema HASHP con caldera de gas clásica como apoyo para el edificio modelo. Se ha elegido este sistema ya que la ASHP es la bomba de calor más comercializada en España y el acoplo de una caldera es relativamente sencilla, comparado con otros sistemas híbridos. Un esquema del sistema HVAC podría ser el siguiente:

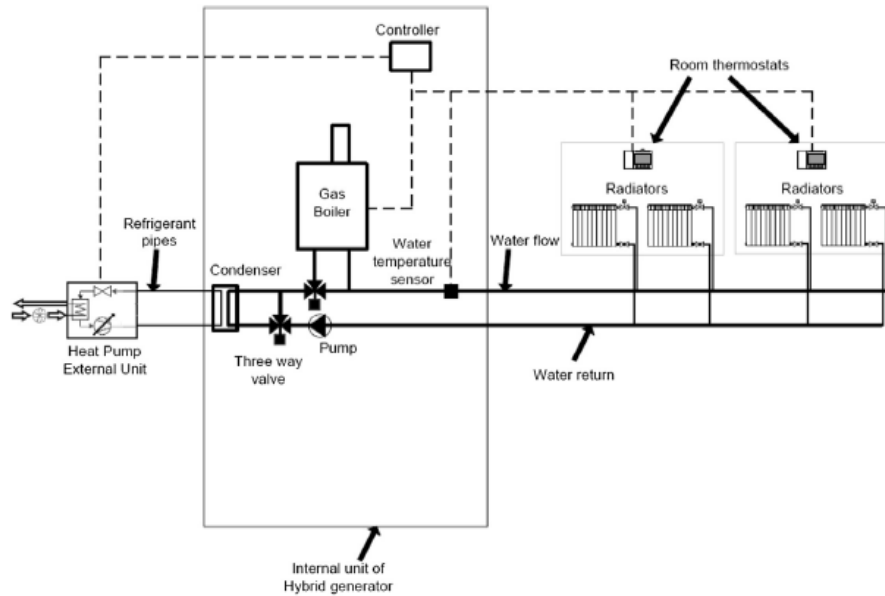
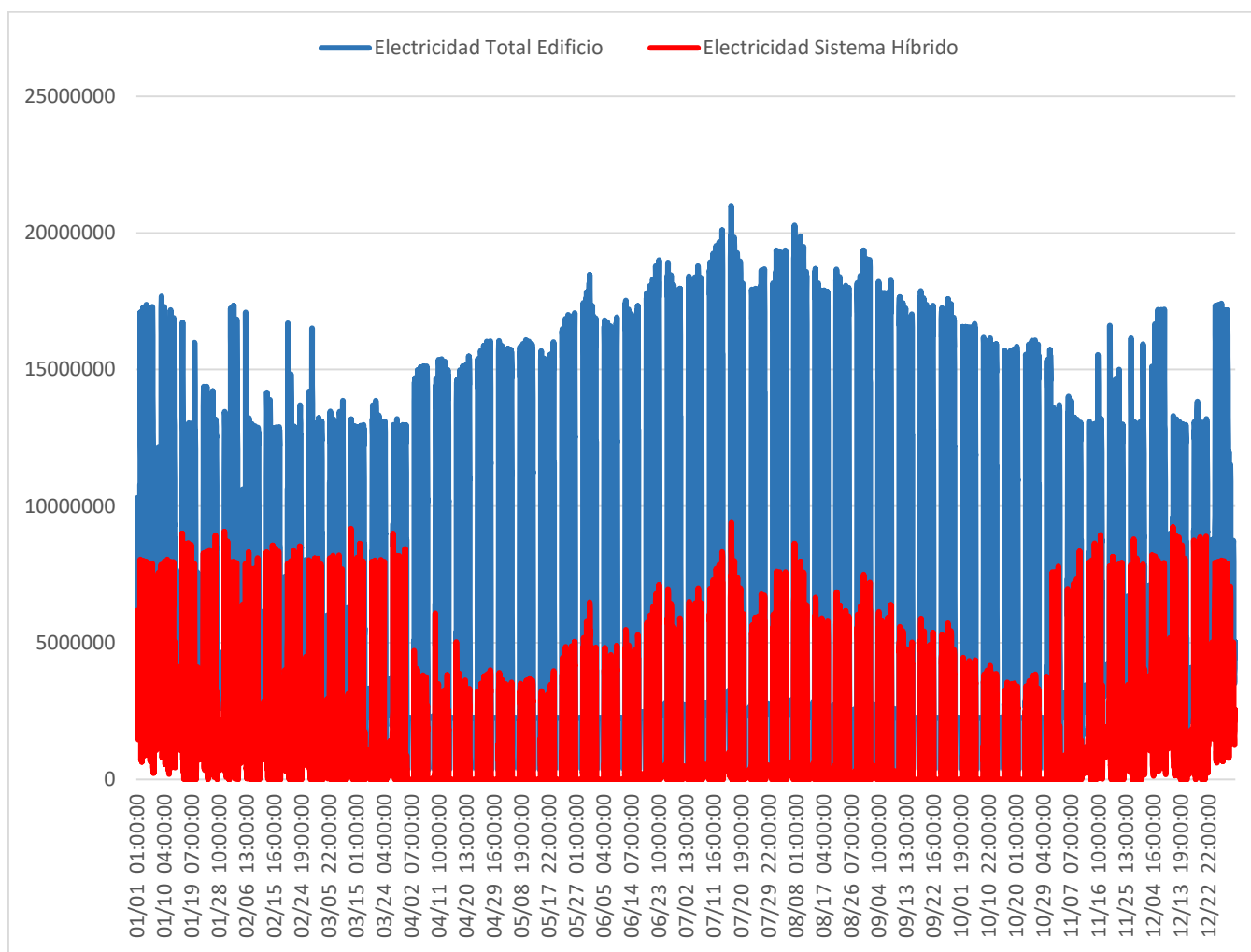


Figura 9: Sistema HASHP con caldera de gas. Fuente: Di Perna et al. (2015) [49]

Se trata de una configuración en paralelo, cuyo control depende de la temperatura de bulbo húmedo exterior. La caldera se encuentra en el circuito secundario y se activa si la temperatura de bulbo húmedo es menor a 5 °C.

A continuación, se evaluarán los resultados considerados más importantes, quedando recogido en el Anexo IV la hoja de resultados completa obtenida por *EnergyPlus*.

Para empezar, consumo eléctrico anual del sistema de climatización puede verse en el siguiente la siguiente gráfica:



Gráfica 16: Consumo eléctrico del sistema HVAC y consumo eléctrico total del modelo de simulación. Fuente: Elaboración Propia.

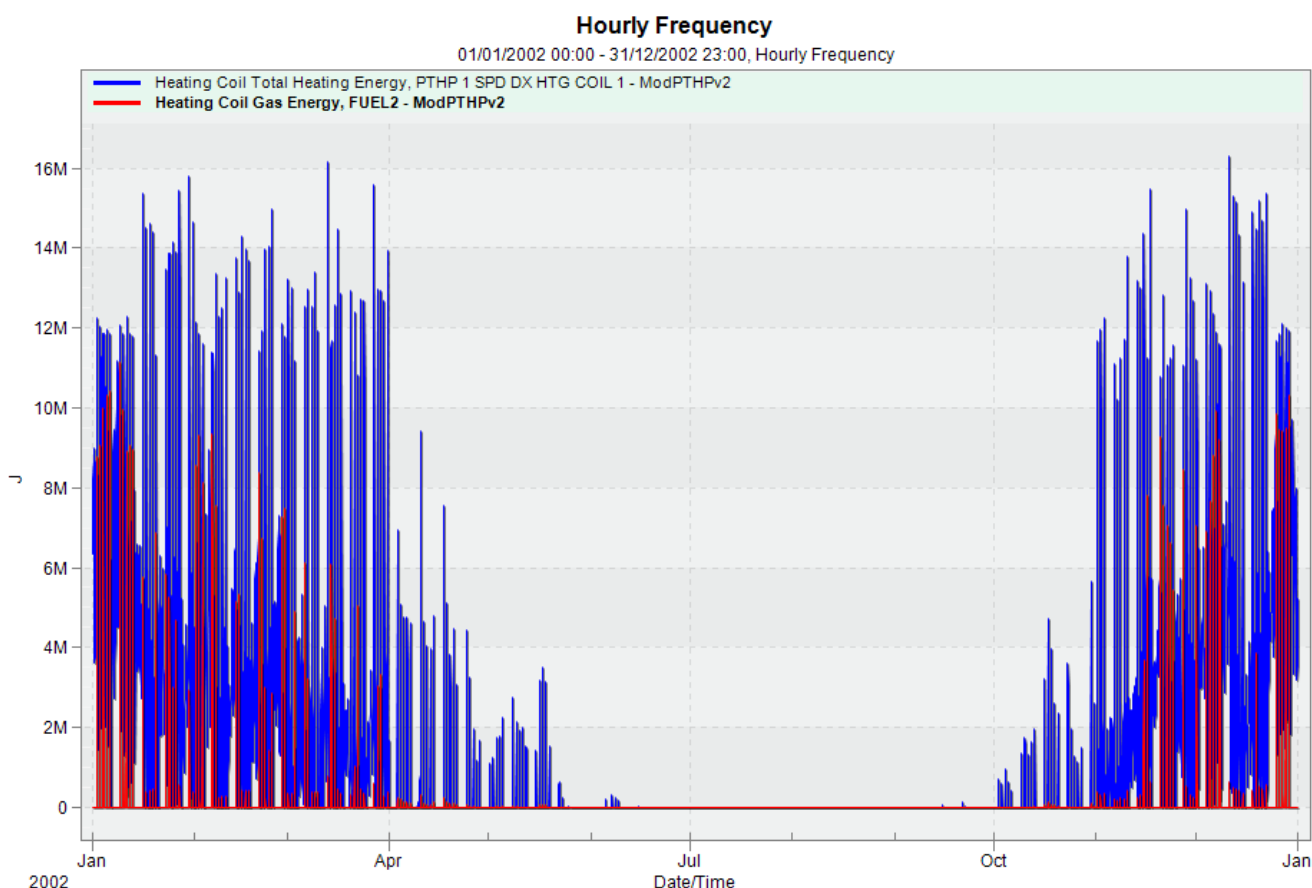
El gráfico muestra en color azul el consumo eléctrico total del edificio y en rojo el consumo eléctrico de la bomba de calor híbrida. El consumo del sistema HVAC supone más de el 50% del consumo eléctrico total en el periodo de calefacción y un porcentaje ligeramente menor en los meses de refrigeración. Se ve como el consumo en los meses de baja demanda térmica (abril, mayo, octubre y mediados de noviembre) el consumo eléctrico es menor.

Un sistema híbrido de bomba de calor de foco aire con apoyo de captador solar fue analizada por Moreno-Rodriguez et al (2013) [36] con el clima de Madrid. En tal investigación, la distribución de demanda térmica anual fue muy parecida a la del caso de estudio, siendo la demanda de calefacción el 59,23% del total, siendo 11,4 GJ (542 MJ/m<sup>2</sup>) en calefacción y 7,84 GJ (373 MJ/m<sup>2</sup>) en refrigeración. La investigación de los autores españoles se centra en evaluar la bomba de calor híbrida en el periodo de verano y analizando las distintas condiciones ambientales como la temperatura o el viento. No obstante, si aislamos en el modelo el periodo de verano (carga de refrigeración) vemos que la demanda térmica de nuestro edificio es tres veces mayor que la de esta investigación, y que el consumo eléctrico del sistema híbrido es un solo un 215% superior, 3,31 GJ frente a 7,14 GJ. Con estos datos podemos pensar que bomba de calor híbrida analizada por Moreno-Rodriguez et al está mejor optimiza para el clima de Madrid que la bomba de calor híbrida autodimensionada por *EnergyPlus* en la simulación. También habría que evaluar la influencia del área a climatizar respecto al consumo eléctrico, ya que el edificio en Madrid posee un área de 21 m<sup>2</sup> (el 15% del área del edificio modelo de Zaragoza), o la



influencia de cambiar el apoyo de caldera por un captador solar y ver su influencia en el consumo eléctrico.

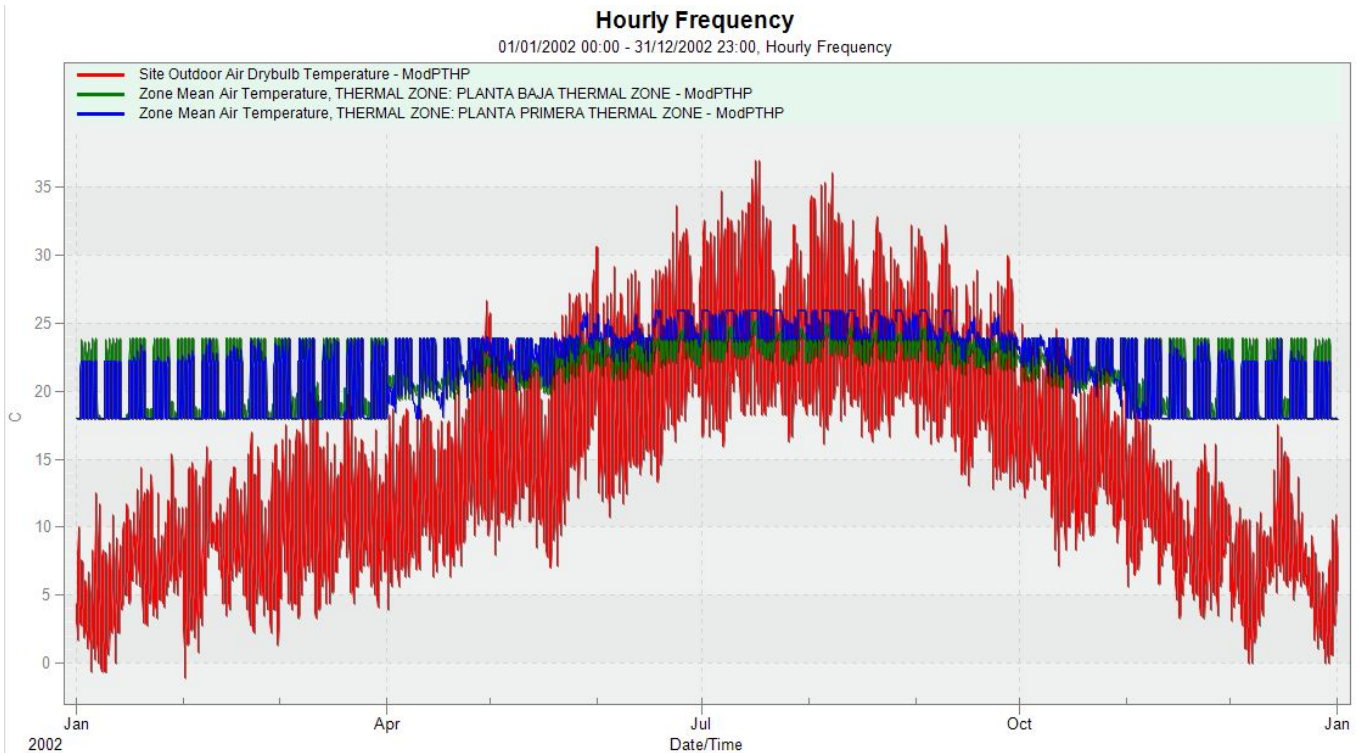
Quizá la investigación que guarda más similitudes con nuestro modelo de simulación es la realizada por Di Perna et al. (2015) [49] donde se simula una bomba de calor híbrida con foco aire y apoyo de caldera de gas natural con el clima de Milán. El edificio italiano posee una superficie útil de 240 m<sup>2</sup>, distribuidas en dos plantas y se ha estimado una demanda térmica anual de 95,24 GJ. Estos datos son acordes con los resultados de la simulación realizada ya que el ratio de demanda en Milán resulta ser de 396 MJ/m<sup>2</sup>, solo un 7,5% mayor que el ratio del modelo. También los resultados de Di Perna et al muestran que el porcentaje de demanda de calefacción cubierto por la bomba de calor es del 95,4%, mientras que en nuestro modelo el porcentaje es del 95,58%.



Gráfica 17: Carga de calefacción total y la carga cubierta por la caldera en el modelo de simulación. Fuente: Elaboración Propia.

Se puede ver en la gráfica anual que solo ha sido necesario activar la caldera en momentos puntuales principalmente de diciembre y enero para satisfacer la demanda de calefacción.

Para asegurarnos de que se ha obtenido un confort térmico conforme a las especificaciones, se muestra una comparativa entre la temperatura exterior (color rojo) y la temperatura media en la planta baja (color verde) y planta primera (color azul):

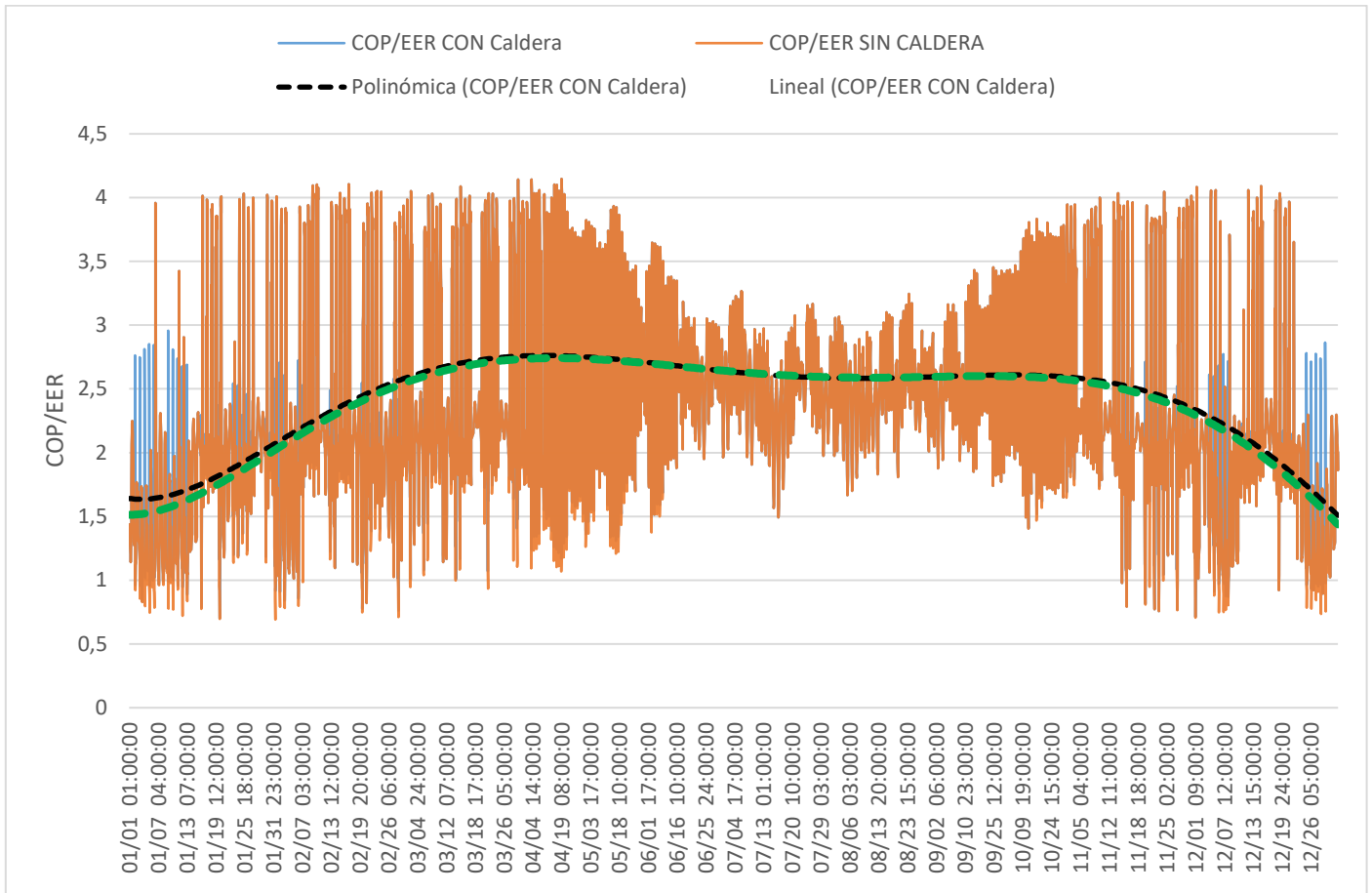


Gráfica 18: Comparación de temperaturas interiores y exteriores en el modelo de simulación. Elaboración: Fuente Propia.

En la gráfica se aprecia cómo se ha configurado el sistema de climatización para que en los periodos de calefacción la temperatura sea superior a 18°C, y en los periodos de refrigeración la temperatura del edificio esté por debajo de 26 °C. También se aprecia como la carga de calefacción es la dominante en esta zona climática y que la variación de temperaturas entre periodos es más acentuada en la primera planta, ya que está más influenciada con los procesos climatológicos.

A continuación, se ha evaluado el sistema de bomba de calor híbrido respecto a un sistema ASHP clásico, sin caldera de apoyo, en el mismo edificio modelo y con las mismas condiciones climáticas con el fin de ver la influencia de la caldera en el sistema.

Se comienza analizando el COP obtenido en ambos equipos a lo largo de un año, obteniendo la siguiente gráfica:



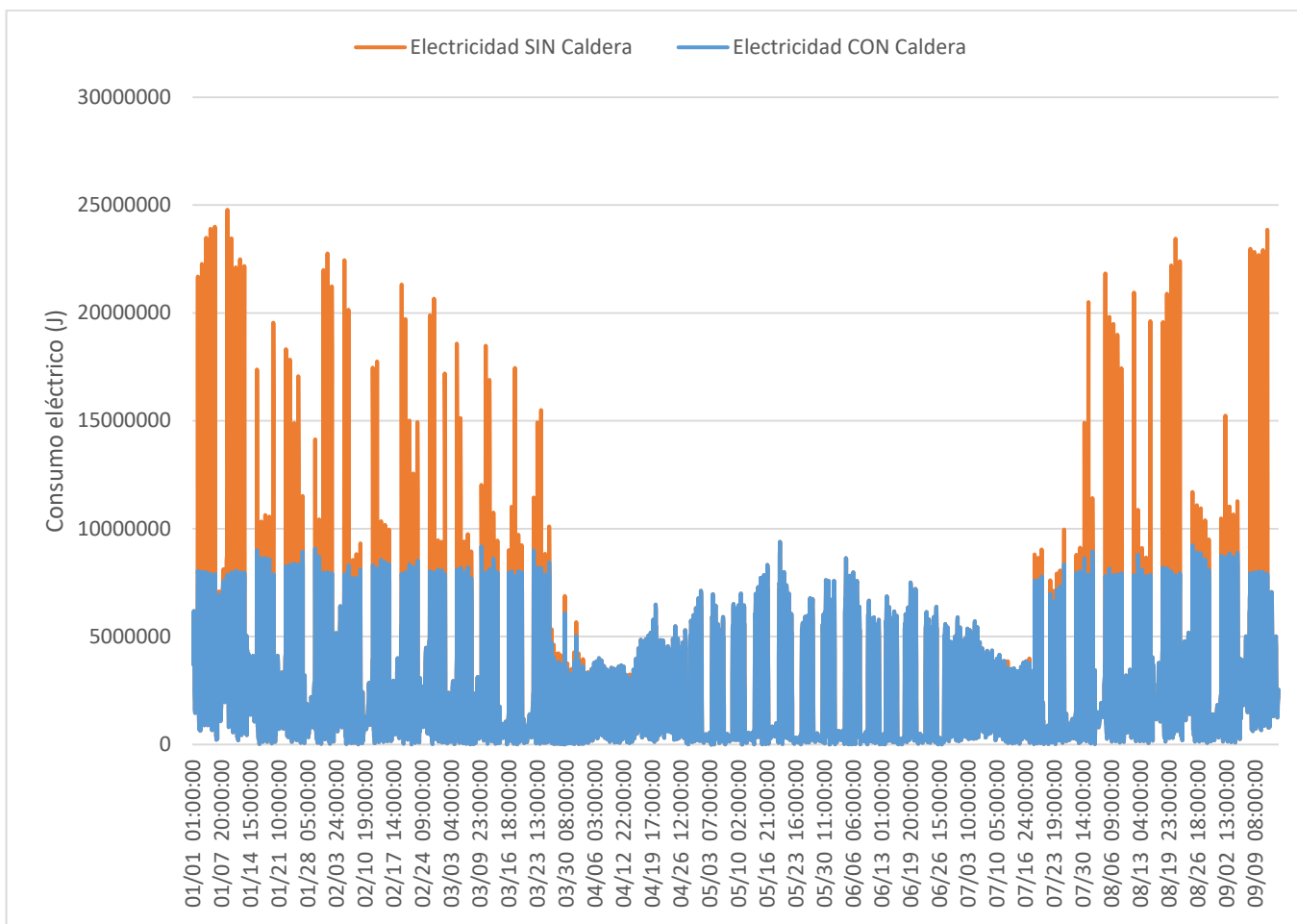
Gráfica 19: Análisis del COP anual en HASHP y ASHP. Fuente: Elaboración Propia.

En esta gráfica y en las posteriores, se utiliza el color naranja para analizar la ASHP y el color azul para analizar la HASHP.

En la gráfica, se observa que los rendimientos instantáneos obtenidos por la HASHP quedan por encima de la ASHP conforme nos adentramos en los meses con demanda de calefacción. Durante los meses cálidos, no es necesaria la caldera de apoyo, por ello los rendimientos son semejantes, no obstante, la fuente auxiliar permite obtener rendimientos ligeramente superiores en los meses de calefacción. Además, la línea de tendencia de la HASHP (color negro) se encuentra por encima de la línea de tendencia de la ASHP (color verde) prácticamente durante todo el año.

También destaca la proximidad de ambas líneas de tendencias, esta tendencia es debida a el poco uso que se hace de la caldera, como se ha mostrado anteriormente. Con una optimización del control de la HASHP se podría aumentar el rendimiento, y poder distanciarse respecto al rendimiento de la ASHP.

Para analizar este descenso del COP en la ASHP, se ha realizado el análisis del consumo eléctrico de ambos equipos durante el año, ya que la demanda térmica es la misma.



Gráfica 20: Análisis anual del consumo eléctrico en HASHP y ASHP. Fuente: Elaboración Propia.

El resultado es que la bomba de calor clásica posee un consumo notablemente mayor que la bomba de calor híbrida en los periodos de calefacción, lo que repercute en la disminución del rendimiento, que se ha mostrado anteriormente. El consumo de energía anual en el sistema clasico es un 9,06% mayor que en el sistema híbrido. Estos aumentos del consumo eléctrico son debidos a que la bomba de calor no es capaz de cubrir la demanda energética cuando la temperatura exterior disminuye, principalmente por la congelación del evaporador y la realización de ciclos de desescarche, por lo que necesita apoyarse en baterías de resistencias eléctricas. Durante los periodos de refrigeración, el consumo eléctrico es el mismo en ambas ya que la fuente auxiliar no interviene.

En cada uno de los análisis evaluados anteriormente, las prestaciones globales del sistema de bomba de calor híbrida se encuentran por encima de las de la bomba de calor clásica, al igual que la totalidad de los artículos revisados en la base de datos.

## 7. CONCLUSIONES

En el presente trabajo fin de grado, se ha conseguido crear una base de datos formada por las investigaciones relevantes conducidas por investigadores de todo el mundo relacionadas con las bombas de calor por compresión de vapor híbridas. En esta base de datos, se han creado 58 fichas individuales en las que se clasifican las investigaciones según diversos parámetros y se recogen las conclusiones de los diversos autores.

Gracias a esta base de datos ha sido posible realizar una clasificación de esta tecnología según los focos que intervienen, la configuración del sistema y el control que relaciona los distintos componentes de la bomba de calor. Las conclusiones más importantes que se han podido extraer son las siguientes:

- El objetivo de hibridar una bomba de calor siempre es el de reducir al máximo la diferencia de temperatura entre el condensador y el evaporador de una bomba de calor por compresión de vapor. Los inconvenientes de las bombas de calor clásicas pueden ser mitigados o reducidos gracias a la incorporación de un foco o fuente auxiliar.
- Respecto a los focos principales, el foco tierra recopila el mayor número de investigaciones, seguido del foco aire. No obstante, se trata de las bombas de calor híbridas con foco aire las más comercializadas. Las bombas de calor con el foco en las aguas residuales se trata de una tecnología muy reciente en fase de experimentación.
- La configuración óptima para un sistema híbrido depende del tipo de foco que se disponga y la zona climática en la que se encuentre. Por lo general, la configuración serie realiza un reparto de la carga más equitativa entre los focos en comparación con la configuración dual o paralela.
- El control de la instalación debe ser evaluado cuidadosamente para cada instalación y zona climática. En general, los controles basados en diferencia de temperaturas empleando la temperatura de bulbo húmedo exterior muestran menos consumo energético y costes de operación.
- Respecto a las investigaciones revisadas, un alto porcentaje corresponden a investigaciones de laboratorio, con potencias inferiores a 40 kW. Los rendimientos estacionales de las bombas de calor híbridas son superiores a los de las bombas de calor clásicas, pero difícilmente consiguen rendimientos estacionales superiores a 5. (Véase Gráfica 6)
- En el ámbito global, China se coloca como primera potencia en investigación e implantación de esta tecnología, especialmente en las bombas de calor híbridas con foco tierra. En el ámbito europeo, esta tecnología tiene mejor acogida en el norte, destacando Suecia. En España la investigación en esta tecnología es escasa, no obstante, se aprecia un creciente interés que se ve reflejado en recientes estudios.

Por otro lado, se ha realizado una simulación de un sistema híbrido con el clima de la ciudad de Zaragoza y se han comparado los resultados con otras investigaciones revisadas. Se han llevado a cabo una serie de simulaciones mediante el programa de cálculo *EnergyPlus*, donde se ha introducido un modelo del edificio tridimensional generado con la ayuda del programa *Google SketchUp*, y complementado con toda la información referente a condiciones meteorológicas, climáticas, radiación solar, ocupación y uso del edificio, entre otras muchas, gracias a *OpenStudio*. El sistema simulado se trata de una bomba de calor híbrida con foco aire y apoyo de caldera de gas clásica. Una vez presentados los resultados obtenidos, se han buscado analogías con las investigaciones realizadas. Como resultado, se puede afirmar que resultados obtenidos son semejantes a investigaciones en zonas climáticas con predominio de calefacción, destacando la similitud de los resultados con la ciudad italiana de Milán. Parámetros como la demanda eléctrica el porcentaje de demanda térmica cubierta por la caldera de gas son semejantes con las investigaciones realizadas en la ciudad italiana. Además, en comparación con

una bomba de calor clásica, el sistema híbrido presenta un rendimiento anual ligeramente mayor, acentuado en los periodos de calefacción, donde puede distribuir la carga con la caldera y evitar ciclos de desescarche. Además, el consumo de energía anual en el sistema clasico fue un 9,06% mayor que en el sistema híbrido.

## 8. LÍNEAS DE FUTURO

- Mejora de los materiales de construcción del edificio modelo
- Análisis en base a las temperaturas en el condensador y evaporador, el caudal de refrigerante, el tipo de configuración usado en el modelo de simulación.
- Analizar diferentes estrategias de control del sistema HASHP para el clima de Zaragoza.
- Evaluación de un sistema de bomba de calor híbrida con foco tierra en el edificio modelo y comparar la mejor alternativa en la zona climática de Zaragoza.
- Estudio económico y evaluación del periodo de amortización del sistema híbrido.



## 9. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Renato M.Lazzarin. Dual Source Heat Pump Systems: Operation and Performance. *Energy and Buildings* 52 (2012) 77–85
- [2] Jingyong Cai; Jie Ji; Yunyun Wang; Wenzhu Huang. Operation characteristics of a Novel Dual Source Multi-Funtional Heat Pump System under various working modes. *Applied Energy* (2016)
- [3] Zongwei Han, Lejian Qu, Xiao Ma, Xiaobei Song, Changming Ma. Simulation of a Multi-Source Hybrid Heat Pump System with Seasonal Thermal Storage in cold regions. *Applied Thermal Engineering* 116 (2017) 292–302
- [4] Hongwei Wanga, Xing Liua, Guohui Fenga,Zhiqiang Kanga, Ying Luo, Bing Baia , Lan Chia. Simulation and Analysis of Air-Ground Dual Source Heat Pump Operating Efficiency. *Procedia Engineering* 121 ( 2015 ) 1413 – 1419
- [5] Shintaro Ikeda, Wonjun Choi, Ryoza Ooka. Optimization method for Multiple Heat Source Operation including Ground Source Heat Pump considering dynamic variations in ground temperature. *Applied Energy* 193 (2017) 466–478
- [6] Zongwei Han, Xiaomei Ju, Xiao Maa, Yanhong Zhang, Min Lin. Simulation of the performance of Hybrid-Ground-Coupled Heat Pump System on the basis of wet bulb temperature control. *Applied Thermal Engineering* 108 (2016) 980–988
- [7] Hongwei Wang, Bing Bai, Guohui Feng, Liang Yu, Xing Liu, Ying Luo. Simulation Analysis of Air-Soil Dual Source Heat Pump Energy Consumption in Cold Region. *Procedia Engineering* 121 ( 2015 ) 1397 – 1405
- [8] Weishi Deng, Jianlin Yu. Simulation analysis on dynamic performance of a combined Solar/Air Dual Source Heat Pump Water Heater. *Energy Conversion and Management* 120 (2016) 378–387
- [9] Joo Seong Lee, Kang Sub Song, Jae Hwan Ahn, Yongchan Kim. Comparison on the transient cooling performances of Hybrid Ground-Source Heat Pumps with various flow loop configurations. *Energy* 82 (2015) 678-685
- [10] Rui Fan, Yan Gao, Li Hua, Xiaoxi Deng, Jie Shi. Thermal performance and operation strategy optimization for a practical Hybrid-Ground Source Heat Pump System. *Energy and Buildings* 78 (2014) 238–247
- [11] Wenzhi Cui, Shiyu Zhou, Xiangyang Liu. Optimization of design and operation parameters for hybrid Ground Source Heat Pump assisted with cooling tower. *Energy and Buildings* 99 (2015) 253–262
- [12] Adam A. Alaica, Seth B. Dworkin. Characterizing the effect of an off-peak Ground Pre-Cool control strategy on Hybrid Ground Source Heat Pump Systems. *Energy and Buildings* 137 (2017) 46–59
- [13] Xu Dong, Qi Tian, Zhen Li. Energy and Exergy analysis os Solar Integrated Air Source Heat Pump for radiant floor heating without water. *Energy and Buildings* 142 (2017) 128–138
- [14] Yanping Yuan, Xiaoling Cao, Liangliang Sun, Bo Lei, Nanyang Yu. Ground Source Heat Pump Systems: A review of simulation in China. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16 (2012) 6814–6822

- [15] Zhijian Liu, Wei Xu, Xue Zhai, Cheng Qian, Xi Chen. Feasibility and Performance study of the Hybrid Ground-Source Heat Pump System for one office building in chinese heating dominated areas. *Renewable Energy* 101 (2017) 1131-1140
- [16] Mingzhi Jiang, Guohui Feng, Kailiang Huang, Shibo Liu, Dong Liang, Huixing Li. Research and Analysis of Combined Operational Mode of Solar Energy Hot Water Heating System and Sewage Source Heat Pump Units. *Procedia Engineering* 121 ( 2015 ) 1544 – 1555
- [17] N. Pardo, Á. Montero, J. Martos, J.F. Urchueguía. Optimization of Hybrid-Ground Coupled and Air Source-Heat Pump Systems in combination with Thermal Storage. *Applied Thermal Engineering* 30 (2010) 1073–1077
- [18] Jin Luo, Haifeng Zhao, Jia Jia, Wei Xiang, Joachim Rohn, Philipp Blum. Study on Operation Management of Borehole heat exchangers for a large-scale hybrid ground source heat pump system in China. *Energy* 123 (2017) 340-352
- [19] Shaojie Wang, Xiaobing Liu, Steve Gates. Comparative Study of Control Strategies for Hybrid GSHP System in the cooling dominated climated. *Energy and Buildings* 89 (2015) 222–230
- [20] Mahadevan Ramamoorthy, Andrew D. Chiasson, Hui Jin, Jeffrey D. Spitler. Optimal Sizing of Hybrid Ground-Source Heat Pump Systems That Use a Cooling Pond as a Supplemental Heat Rejecter. Published in *ASHRAE Transactions* 2001, Vol 107, Part 1.
- [21] Kejuan Wei, Wenxin Li, Jiarong Li, Yong Wang, Lu Zhang. Study on a design method for hybrid ground heat exchangers of ground-coupled heat pump system. *International journal of refrigeration* 76 (2017) 394-405
- [22] T. Magraner, Á. Montero, S. Quilis, J.F. Urchueguía. Comparison between design and actual energy performance of a HVAC-ground coupled heat pump system in cooling and heating operation. *Energy and Buildings* 42 (2010) 1394–1401
- [23] Honghee Park, Joo Seoung Lee, Wonuk Kim, Yongchan Kim. Performance optimization of a hybrid ground source heat pump with the parallel configuration of a ground heat exchanger and a supplemental heat rejecter in the cooling mode. *International journal of refrigeration* 35 (2012) 1537-1546
- [24] S. Awani, S. Kooli, R. Chargui, A. Guizani. Numerical and experimental study of a closed loop for ground heat exchanger coupled with heat pump system and a solar collector for heating a glass greenhouse in north of Tunisia. *International journal of refrigeration* 76 (2017) 328–341
- [25] Arif Hepbasli, Emrah Biyik, Orhan Ekren, Huseyin Gunerhan, Mustafa Araz. A key review of wastewater source heat pump (WWSHP) systems. *Energy Conversion and Management* 88 (2014) 700–722
- [26] Mehdi Mehrpooya, Hoofar Hemmatabady, Mohammad H. Ahmadi. Optimization of performance of Combined Solar Collector-Geothermal Heat Pump Systems to supply thermal load needed for heating greenhouses. *Energy Conversion and Management* 97 (2015) 382–392
- [27] Yi Man, Hongxing Yang, Jinggang Wang. Study on hybrid ground-coupled heat pump system for air conditioning in hot-weather areas like Hong Kong. *Applied Energy* 87 (2010) 2826–2833

- [28] Z. Sagia, C. Rakopoulos, E. Kakaras. Cooling dominated Hybrid Ground Source Heat Pump System application. *Applied Energy* 94 (2012) 41–47
- [29] Joo Seong Lee, Honghee Park, Yongchan Kim. Transient performance characteristics of a hybrid ground-source heat pump in the cooling mode. *Applied Energy* 123 (2014) 121–128
- [30] Hadi Ghasemi, Elysia Sheu, Alessio Tizzanini, Marco Paci, Alexander Mitsos. Hybrid solar–geothermal power generation: Optimal retrofitting. *Applied Energy* 131 (2014) 158–170
- [31] Onder Ozgener, Arif Hepbasli. Performance analysis of a solar-assisted ground-source heat pump system for greenhouse heating: an experimental study. *Building and Environment* 40 (2005) 1040–1050
- [32] Jongug Jeon, Sunil Lee, Daehie Hong, Yongchan Kim. Performance evaluation and modeling of a hybrid cooling system combining a screw water chiller with a ground source heat pump in a building. *Energy* 35 (2010) 2006–2012
- [33] Onder Ozgener, Arif Hepbasli. Experimental performance analysis of a solar assisted ground-source heat pump greenhouse heating system. *Energy and Buildings* 37 (2005) 101–110
- [34] S. Antonov, L. Helsen. Robustness analysis of a hybrid ground coupled heat pump system with model predictive control. *Journal of Process Control* 47 (2016) 191–200
- [35] Stefano Poppi, Chris Bales, Andreas Heinz, Franz Hengel, David Chèze, Igor Mojic, Catia Cialani. Analysis of system improvements in solar thermal and air source heat pump combisystems. *Applied Energy* 173 (2016) 606–623
- [36] A. Moreno-Rodriguez, N. Garcia-Hernando, A. González-Gil, M. Izquierdo. Experimental validation of a theoretical model for a direct-expansion solar-assisted heat pump applied to heating. *Energy* 60 (2013) 242–253
- [37] Cai-hua Liang, Xiao-song Zhang, Xiu-wei Li, Xia Zhu. Study on the performance of a solar assisted air source heat pump system for building heating. *Energy and Buildings* 43 (2011) 2188–2196
- [38] Jing Yang, Linghong Xu, Pingfang Hu, Na Zhu, Xuepeng Chen. Study on intermittent operation strategies of a hybrid ground-source heat pump system with double-cooling towers for hotel buildings. *Energy and Buildings* 76 (2014) 506–512
- [39] Weibo Yang, Lulu Sun, Yongping Chen. Experimental investigations of the performance of a solar-ground source heat pump system operated in heating modes. *Energy and Buildings* 89 (2015) 97–111
- [40] Vikas Verma, K. Murugesan. Experimental study of solar energy storage and space heating using solar assisted ground source heat pump system for Indian climatic conditions. *Energy and Buildings* 139 (2017) 569–577
- [41] Masih Alavy, Hiep V. Nguyen, Wey H. Leong, Seth B. Dworkin. A methodology and computerized approach for optimizing hybrid ground source heat pump system design. *Renewable Energy* 57 (2013) 404–412
- [42] Qing Zhang, Nan Lv, Shengpeng Chen, Hao Shi, Zhenqian Chen. Study on Operating and Control Strategies for Hybrid Ground Source Heat Pump System. *Procedia Engineering* 121 (2015) 1894 – 1901

- [43] Xu Guoying, Zhang Xiaosong, Deng Shiming. A simulation study on the operating performance of a solar–air source heat pump water heater. *Applied Thermal Engineering* 26 (2006) 1257–1265
- [44] Aydın Dikici, Abdullah Akbulut. Performance characteristics and energy–exergy analysis of solar-assisted heat pump system. *Building and Environment* 43 (2008) 1961–1972
- [45] L. Ni, S.K Lau, H. Li, T. Zhang, J.S Stansbury, Jonathan Shi, Jill Neal. Feasibility study of a localized residential grey water energy-recovery system. *Applied Thermal Engineering* 39 (2012) 53-62
- [46] Scott Hackel, Amanda Pertzborn. Effective design and operation of hybrid ground-source heat pumps: Three case studies. *Energy and Buildings* 43 (2011) 3497–3504
- [47] Xiaoyu Liu, Long Ni, Siu-Kit Lau, Haorong Li. Performance analysis of a multi-functional heat pump system in cooling mode. *Applied Thermal Engineering* 59 (2013) 253-266
- [48] Stefano Poppi, Chris Bales, Michel Y. Haller, Andreas Heinz. Influence of boundary conditions and component size on electricity demand in solar thermal and heat pump combisystems. *Applied Energy* 162 (2016) 1062–1073
- [49] Costanzo Di Perna, Guglielmo Magri, Giuliano Giuliani, Giorgio Serenelli. Experimental assessment and dynamic analysis of a hybrid generator composed of an air source heat pump coupled with a condensing gas boiler in a residential building. *Applied Thermal Engineering* 76 (2015) 86-97
- [50] Lanhua Dai, Sufen Li, Lin DuanMu, Xiangli Li, Yan Shang, Ming Dong. Experimental performance analysis of a solar assisted ground source heat pump system under different heating operation modes. *Applied Thermal Engineering* 75 (2015) 325-333
- [51] John W. Lund, Tonya L. Boyd. Direct utilization of geothermal energy 2015 worldwide review. *Geothermics* 60 (2016) 66–93
- [52] Wang, Q., He, W., Liu, Y., Liang, G., Li, J., Han, X. and Chen, G. Vapor compression multifunctional heat pumps in China: A review of configurations and operational modes. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, (2012) 6522-6538.
- [53] Felix Schmid. Sewage water: Interesting heat source for heat pumsp and chillers. *SwissEnergy Agency for Infrastructure Plants Gessnerallee 38<sup>a</sup>*. (2014).
- [54] Nižetić, S., Papadopoulos, A., Tina, G. and Rosa-Clot, M. Hybrid energy scenarios for residential applications based on the heat pump split air-conditioning units for operation in the Mediterranean climate conditions. *Energy and Buildings*, 140, (2017) 110-120.
- [55] Cenk Yavuzturk, Jeffrey D. Spitler. Comparative Study of Operating and Control Strategies for Hybrid Ground-Source Heat Pump Systems Using a Short Time Step Simulation Model. *ASHRAE transaction* 2000, Vol 106, Part 2 (2000).
- [56] Kaygusuz, K. and Ayhan, T. Experimental and theoretical investigation of combined solar heat pump system for residential heating. *Energy Conversion and Management*, 40(13), (1999) 1377-1396.
- [57] Qi, Z., Gao, Q., Liu, Y., Yan, Y. and Spitler, J. Status and development of hybrid energy systems from hybrid ground source heat pump in China and other countries. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 29, (2014) 37-51.

- [58] Ted Collins, Steven Parker, Van Baxter. Assessment of Hybrid Geothermal Heat Pump Systems. U.S. Department of Energy (DOE) by the Oak Ridge National Laboratory, DOE/EE-0258. (2001).
- [59] Moran, M. and Shapiro, H. (1998). Fundamentos de termodinámica técnica. Barcelona: Reverté.
- [60] Correa, L., (2017). Ciclos de Refrigeración. [online] Rsilvera-utp-fim-refrigeracion.blogspot.com.es.
- [61] Guía técnica IDAE: Guía técnica sobre sobre procedimientos y aspectos de la simulación de instalaciones térmicas en edificios. Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, Madrid (2008).
- [62] Fernández Seara, J., Pinazo Ojer, J. and Albert Soto, A. Fundamentos de refrigeración. Madrid: ATECYR. (2015).
- [63] Guía técnica IDAE: Síntesis de estudio: Parque de bombas de calor en España. Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, Madrid (2017).
- [64] Guía Técnica IDAE: Escala de certificación energética para edificios de nueva construcción. Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, Madrid (2008).

## 10. ANEXOS

### 10.1. ANEXO I: ESTUDIO ENERGÉTICO CON ENERGYPLUS.

El objetivo de este bloque es llevar a cabo un estudio energético de un edificio y compararlo con los resultados obtenidos a partir de la base de datos. Para ello, se realizará un conjunto de simulaciones mediante el programa de cálculo *Energy Plus*, ayudado de los complementos de *OpenStudio* y *Google SketchUp*.

Muchos son los programas de simulación energética existentes en el mercado, cada uno posee unas características diferenciadoras que le hacen destacar en un campo u otro de la simulación. Como se ha presentado en el estado del arte, podemos ver que los investigadores tienen preferencia por el uso de *TRNSYS*. Una de las desventajas de este software es que se trata de un programa comercial de pago, por ello se ha optado por usar *EnergyPlus* como alternativa. Este programa posee unas posibilidades de simulación similares a las de *TRNSYS* y además es de libre uso. No obstante, se han evaluado las características de varios softwares de simulación gracias a la guía técnica sobre procedimientos y aspectos de la simulación de instalaciones térmicas en edificios [61], publicada por el IDAE (Instituto para la Diversificación y Ahorro Energético), eligiendo *EnergyPlus* por sus prestaciones, variedad de equipos de climatización, gratuidad y posibilidad de diseñar bombas de calor híbridas.

Tabla 7 Sistemas de climatización CVAC	Blast	Bsim	DeST	DOE2.1E	ECOTECH	Ener-Win	Energy Express	Energy-10	EnergyPlus	eQUEST	ESP-r	HAP	HEED	IDA ICE	IES<VE>	PowerDomus	SUNREL	Tas	TRACE	TRNSYS
Componentes discretos			X						X		X			X	X			X		X
Sistemas idealizados	X		X		X	X			X		X			X	X		X			X
Sistemas configurables por el usuario (parametrizados o plantillas)		X	X	X					X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Bucles de aire <sup>140</sup>			X						X		X	X		X	X	X		X	X	X
Bucles de agua <sup>141</sup>			X						X	X	X	X		X	X			X	X	X
Bucles primarios y secundarios			X							X	X	X		X				X	X	X
Potencia de bombeo de fluidos										X	X	X		X					X	

Tabla 7: Ejemplo Tabla comparativa de software de simulación. Fuente: IDAE [61]

Una vez escogido el software de simulación de edificios, se comenzará construyendo el edificio objeto. El edificio será modelizado gracias a *Google SketchUp* y *OpenStudio*. Primero se mostrará la interfaz y posibilidades de ambos programas y se describirán los aspectos relacionados con el edificio y su entorno. Un breve resumen de cómo ha sido la construcción de este edificio paso a paso se encuentra en el Anexo II.

Una vez construido el edificio, en el capítulo “Simulación con *EnergyPlus*” se explica en detalle el motor de cálculo *EnergyPlus* y los distintos componentes que posee.

Por último, se simulará el edificio construido, primero para conocer la demanda energética con el clima de Zaragoza, y después, se simulará el edificio con un sistema de climatización compuesto por una bomba de calor híbrida de foco aire y apoyo de caldera de gas natural.

De este modo, obtendremos los resultados de distintas variables que consideraremos relevantes para comparar, en la memoria, con respecto a los análisis realizados por otros investigadores.

### DESCRIPCIÓN DEL MODELO DE SIMULACIÓN

El modelo de simulación que se ha creado es una sencilla casa de campo, compuesta por un garaje, una planta baja y una primera planta. Se ha realizado un resumen de los pasos llevados a cabo para su construcción, el cual se puede encontrar en el Anexo II.

El resultado final del edificio modelo puede verse en la Figura 8, dentro del capítulo 6 de la memoria.

En total, el edificio cuenta con una altura de 5,90 metros, con 2,70 metros de altura en cada planta. Cuenta con 14 ventanas y dos puertas, una para el garaje. La distribución de superficie útil en cada recinto se muestra a continuación

<b>Recinto</b>	<b>Superficie (m<sup>2</sup>)</b>	<b>Volumen (m<sup>3</sup>)</b>
<b>Garaje</b>	36	97,2
<b>Planta Baja</b>	69,75	188,325
<b>Planta Primera</b>	69,75	205,76

*Tabla 8: Superficies y volúmenes del edificio modelo. Fuente: Elaboración Propia.*

### DATOS CLIMATOLÓGICOS

La casa se va a simular con las características climatológicas de la ciudad de Zaragoza, Aragón, para poder ver el impacto de aplicar una bomba de calor híbrida en esta región. También, en la ficha de resultados completa de la simulación, Anexo IV, se encuentran los datos meteorológicos de Zaragoza según la World Meteorological Organization (WMO).

### DATOS CONSTRUCTIVOS

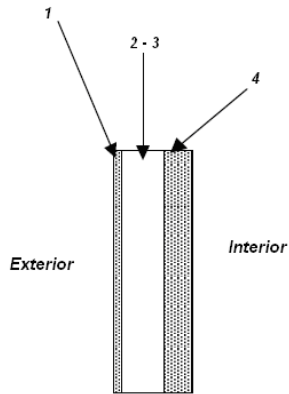
A continuación, se detallarán los aspectos constructivos del edificio con los datos característicos de las mismas, y de los materiales que las componen. Todos ellos cumplen estrictamente el CTE, Código Técnico de la Edificación.

El Código Técnico de la Edificación (CTE) es el conjunto principal de normativas que regulan la construcción de edificios en España desde 2006. Es el código de edificación en vigor en el país. En él se establecen los requisitos básicos de seguridad y habitabilidad de las construcciones, definidos por la Ley de Ordenación de la Edificación (LOE). Sus exigencias intervienen en las fases de proyecto, construcción, mantenimiento y conservación.

#### Cerramientos Exteriores

Un cerramiento exterior es un conjunto de elementos del edificio en que enfrentan las adversidades del exterior: su cara exterior es de tipo impermeable y tiene como función disminuir el ruido y reflejar la luz. El esquema usado es el siguiente:





Donde,

1. Ladrillo cerámico perforado (12cm)
2. XPS Poliestireno 0.038 (4cm)
3. Ladrillo cerámico hueco (11cm)
4. Enlucido de yeso  $d < 1000$  (1cm)

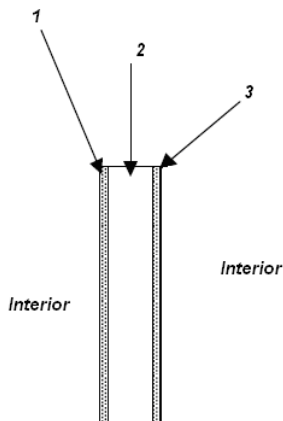
Las características de los materiales se encuentran en la siguiente tabla:

Nombre	Ladrillo cerámico perforado catalán	XPS Poliestireno	Ladrillo cerámico hueco	Enlucido de yeso $d < 1000$
Espesor (m)	0.12	0.04	0.11	0.01
Conductividad (W/m-K)	0.567	0.038	0.435	0.4
Densidad ( $\text{kg/m}^3$ )	1020	30	920	900
Calor específico (J/kg-K)	1000	1000	1000	100

Tabla 9: Materiales en Cerramientos Exteriores. Fuente:CTE

### Cerramientos Interiores

Un cerramiento interior es el conjunto de elementos del edificio o local que separan su interior del ambiente exterior. Éstos no se encuentran expuestos a factores exteriores tales como lluvia, granizo, calor, frío, etc; pero sí poseen grandes características acústicas.



Donde,

1. Enlucido de yeso  $d < 1000$  (20mm)
2. Tabique de LH sencillo (40mm)
3. Enlucido de yeso  $d < 1000$  (20mm)

Sus características se muestran a continuación:

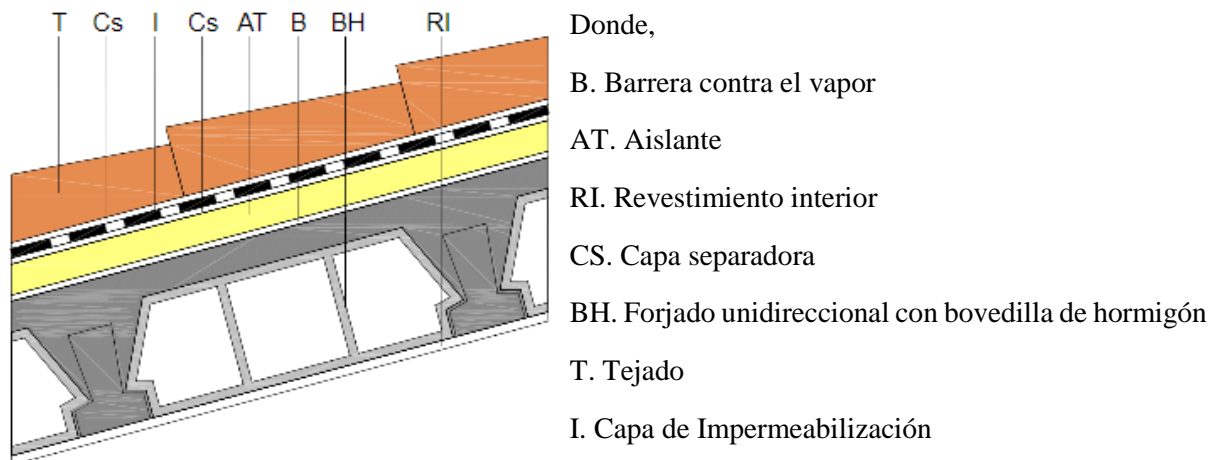
Nombre	Enlucido de yeso d < 1000	Tabique de LH sencillo	Enlucido de yeso d < 1000
Espesor (m)	0.02	0.04	0.02
Conductividad (W/m-K)	0.4	0.444	0.4
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	900	1000	900
Calor específico (J/kg-K)	100	1000	100

Tabla 10: Materiales en Cerramientos Interiores. Fuente: CTE

## Tejado

Se define como tejado/cubierta al Sistema de cierre en la parte superior de una construcción.

La capa exterior está formada por las distintas partes.



Las características de los materiales, descritos por orden de exterior a interior, son los siguientes:

Nombre	Tejado: teja de arcilla cocida	Capa separadora de mortero	Capa impermeabilización: lámina de PVC	Lámina de geotextil	Aislamiento de conductividad térmica	Lámina de polietileno de baja densidad (LDPE)	Forjado unidireccional de 25cm de canto con bovedilla de hormigón de áridos densos
Espesor (cm)	2	1,5	0,2	0,1		0,02	25
Densidad (Kg/m <sup>3</sup> )	2000	1900	1390	120		920	1330
Conductividad (W/mK)	1	1,3	0,17	0,05	0,033	0,33	1,31
Calor específico (J/Kg-K)	800	1000	900	1300		2200	1000

Tabla 11: Materiales en Tejado. Fuente: CTE

## Cimientos

Se define cimiento como la parte de un edificio que queda enterrada y que sostiene toda la construcción.

Los materiales usados, de fuera a dentro son los siguientes:

1. Losa Maciza d=2500 (200mm)
2. URSA XPS (70mm)
3. Mortero de cemento o cal para albañilería y para revoco/enlucido 1000 < d < 1250
4. Plaqueta o baldosa cerámica

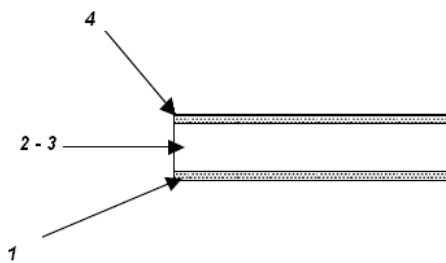
Sus características se detallan a continuación:

Nombre	Losa Maciza d=2500	URSA XPS	Mortero de cemento o cal para albañilería y para revoco/enlucido 1000 < d < 1250	Plaqueta o baldosa cerámica
Espesor (m)	0.2	0.07	0.02	0.02
Conductividad d (W/m-K)	2.5	0.034	1	1
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	2500	35	1525	2000
Calor Específico (J/kg-K)	1000	800	1000	800

Tabla 12: Materiales en Cimientos. Fuente: CTE

### Entreplanta

Planta de una casa o edificio que se construye quitando parte de altura a la planta inferior o a la superior.



Donde,

1. Enlucido de yeso d < 1000
2. Entrevigado de hormigón aligerado
3. Mortero de cemento o cal para albañilería y para revoco/enlucido 1600 < d < 1800

4. Plaqueta o baldosa cerámica

Las características técnicas son las siguientes:

Nombre	Enlucido de yeso d < 1000	Entrevigado hormigón aligerado 300mm	Mortero de cemento o cal para albañilería y para revoco/enlucido 1600 < d < 1800	Plaqueta o baldosa cerámica
Espesor (m)	0.02	0.3	0.02	0.02
Conductividad d (W/m-K)	0.4	1.128	1	1
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	900	1090	1525	2000
Calor específico (J/kg-K)	100	1000	1000	800

Tabla 13: Materiales en la Entreplanta. Fuente: CTE

El resto de materiales de construcción utilizados, que son puertas y ventanas, están predefinidos por el programa OpenStudio.

### CARGAS POR OCUPACIÓN, ILUMINACIÓN Y EQUIPOS

La declaración de las personas se utiliza para modelar las condiciones que afectan al espacio ocupado. Dicha definición de ocupación proporciona información que puede ser utilizada para comunicar el confort térmico de un grupo de ocupantes.

La declaración de luces permite especificar información sobre el sistema de alumbrado eléctrico de una zona, incluido el nivel de diseño de energía y horario de operación, y cómo el calor de las luces se

distribuye térmicamente. Posteriormente se añade las cargas internas de equipos eléctricos, Equipment Electric.

Para el aporte energético producido por las personas y equipos de iluminación y electrónicos, se han utilizados los parámetros estándar que incluye *OpenStudio*, como se detallan en la siguiente tabla:

<b>Recinto</b>	<b>Garaje</b>	<b>Planta Baja</b>	<b>Planta Primera</b>
<b>Personas por m<sup>2</sup> (Ocupación)</b>	0,1	0,2	0,2
<b>Watts por m<sup>2</sup> (Iluminación)</b>	5	4,8	4,8
<b>Watts por m<sup>2</sup> (Equipamiento eléctrico)</b>	4	20	20

Tabla 14: Cargas según recintos Fuente: Elaboración propia

Además, se ha considerado que durante los fines de semana la demanda de energía es mínima, ya que por tema de simplicidad se ha aplicado al edificio un horario de uso semejante a la de una oficina.

### VENTILACIÓN

Respecto a la ventilación del edificio, se realiza a través de las unidades terminales del sistema de climatización. El caudal de aire exterior será de 10 dm<sup>3</sup>/s por cada persona en la planta, correspondiente a la categoría IDA 3 (Calidad del aire media) del RITE.

### ANÁLISIS ENERGÉTICO DEL EDIFICIO

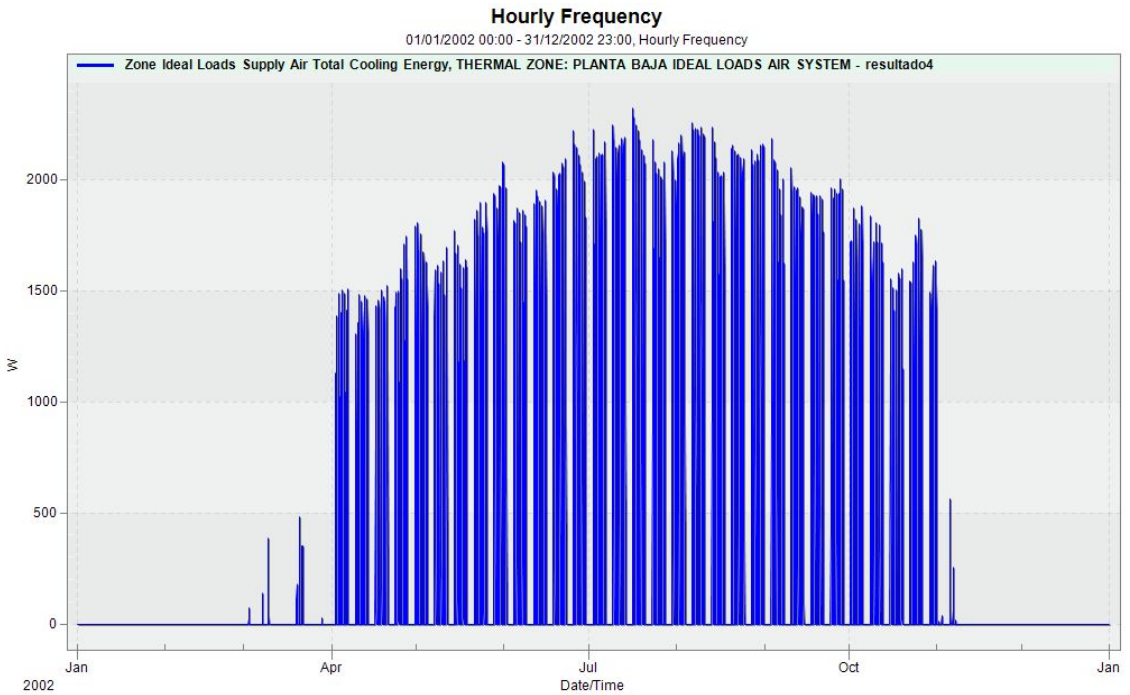
A continuación, se exponen los distintos resultados obtenidos en *EnergyPlus*.

#### DEMANDA ENERGÉTICA

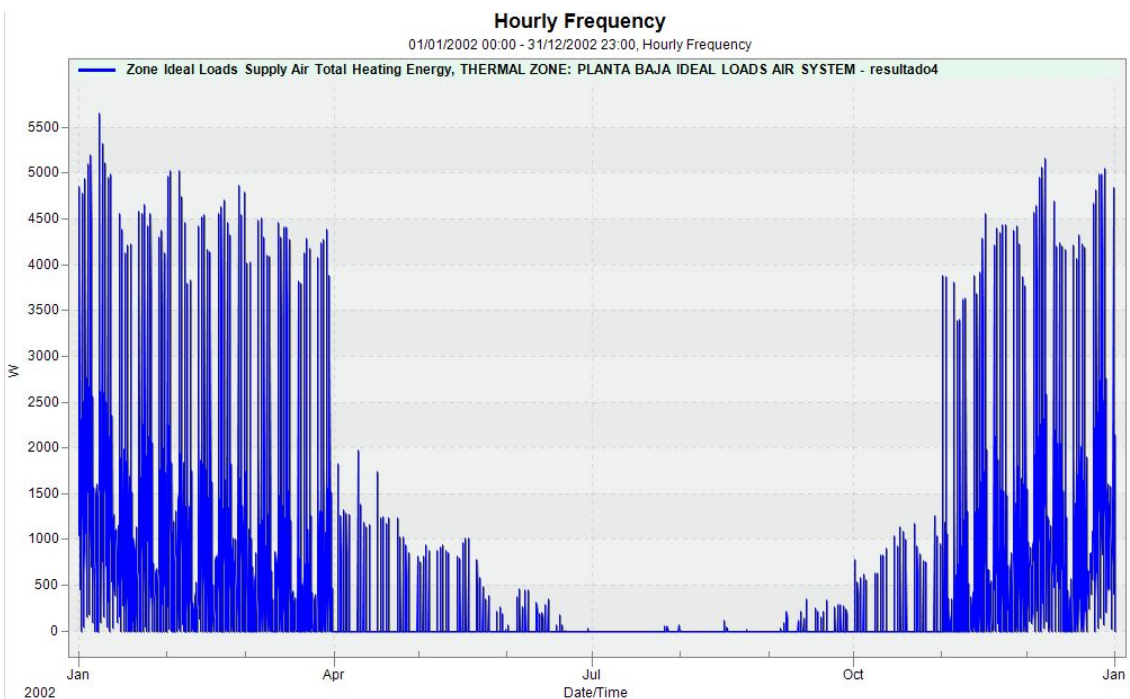
La demanda energética es la energía necesaria para mantener en el interior del edificio unas condiciones de confort definidas reglamentariamente en función del uso del edificio y de la zona climática en la que se ubique. Se compone de la demanda energética de calefacción y refrigeración, correspondientes a los meses de la temporada de calefacción y refrigeración respectivamente.

A través del software *EnergyPlus*, se ha estimado la demanda energética en base a los parámetros descritos en los apartados anteriores en aquellos recintos habitables, la planta baja y la primera planta, obteniéndose los siguientes resultados.

Tomando como muestra la Planta Baja del edificio, se muestran las cargas de refrigeración y calefacción a lo largo de todo el año.

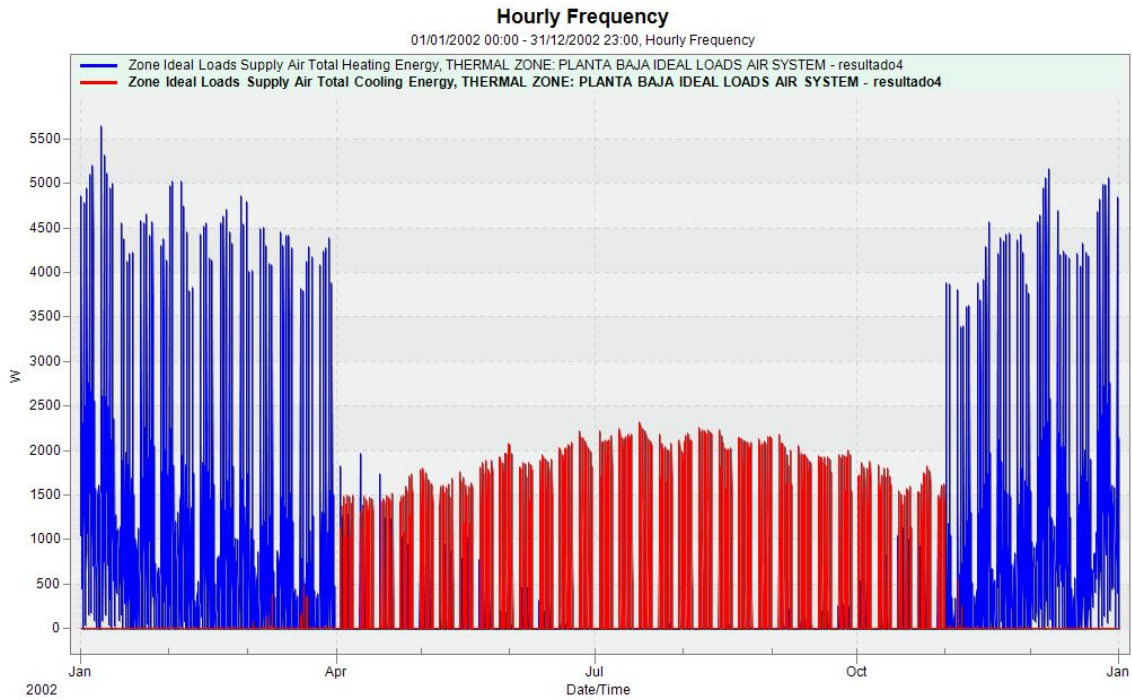


Gráfica 21: Carga de Refrigeración de la Planta Baja. Fuente: Elaboración propia.



Gráfica 22: Carga de Calefacción de la Planta Baja. Fuente: Elaboración Propia.

En estas gráficas se pueden apreciar aproximadamente los meses correspondientes a calefacción y a refrigeración en el edificio modelo. También, se puede apreciar que los valores de calefacción son notablemente mayores que los valores de refrigeración, lo que nos indica que el clima en Zaragoza es frío, con carga predominantemente de calentamiento. Este factor puede verse con mayor facilidad al solapar las dos gráficas anteriores en una única que recoja las dos variables, calefacción y refrigeración, como se muestra a continuación:



Gráfica 23: Demanda energética de la Planta Baja. Fuente: Elaboración Propia.

Respecto a la segunda planta, la curva resultante es similar a la anterior pero ligeramente desplazada verticalmente en sentido positivo. Esto es debido a que esta zona está mucho más expuesta a la intemperie, mientras que, en la planta baja posee el Garaje y el contacto con el suelo que ayudan a disminuir la demanda. Puede verse en la Gráfica 15 la demanda térmica las dos plantas del edificio modelo.

En la siguiente tabla se resumen la estimación de la demanda energética anual según uso final:

	Electricity [GJ]	Natural Gas [GJ]	Additional Fuel [GJ]	District Cooling [GJ]	District Heating [GJ]	Water [m <sup>3</sup> ]
Heating	0.00	0.00	0.00	0.00	30.86	0.00
Cooling	0.00	0.00	0.00	20.64	0.00	0.00
Interior Lighting	9.27	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Exterior Lighting	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Interior Equipment	27.98	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Exterior Equipment	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Fans	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Pumps	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Heat Rejection	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Humidification	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Heat Recovery	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Water Systems	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Refrigeration	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Generators	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Total End Uses	37.25	0.00	0.00	20.64	30.86	0.00

Tabla 15: Demanda Energética Anual en el Edificio Objeto. Fuente: Hoja de resultados EnergyPlus.

Como muestra la tabla, solo tenemos demanda en electricidad y climatización, según las cargas de ocupación, iluminación y equipos eléctricos diseñadas anteriormente. Nótese que la demanda de calefacción (30,86 GJ) es aproximadamente un 50% mayor que la demanda de refrigeración (20,64 GJ) a lo largo del año.



## CONSUMOS ENERGÉTICOS

Una vez hallada la demanda térmica del edificio objeto, se va a instalar un sistema híbrido compuesto por una bomba de calor de foco aire y un sistema auxiliar de gas natural (HASHP), se ha elegido este sistema por la facilidad de programación dentro del software *EnergyPlus*.

Se trata de una configuración en paralelo, cuyo control depende de la temperatura de bulbo seco exterior. La caldera se activa si esta temperatura es menor a 5 °C.

Modelizado el sistema HVAC completo, realizamos la simulación en *EnergyPlus*, el cual optimiza automáticamente los parámetros de nuestra bomba de calor híbrida, como se explica a continuación.

El programa *EnergyPlus* descompone la bomba de calor híbrida en circuitos/serpentín (del inglés “coils”) y los parametriza para cada zona a simular, en este caso las dos plantas. A efectos de simulación es como si existiera una bomba de calor híbrida en cada una de las plantas, de este modo el programa es capaz de procesar resultados de manera individualizada. En este caso, tenemos un circuito para la refrigeración, Cooling Coil, y un segundo circuito para la calefacción, Heating Coil, que lleva acoplada la caldera auxiliar. Para distinguir a que planta corresponde cada circuito, los referidos a la planta baja son nombrados “COIL” y los correspondientes a la primera planta son nombrados “COIL 1”. Asimismo, la “caldera virtual” que abastece a la planta baja es denominada “FUEL1” y la que abastece a la primera planta es denominada “FUEL2”. Las características de la bomba de calor son las siguientes:

### Cooling Coils

	Type	Design Coil Load [W]	Nominal Total Capacity [W]	Nominal Sensible Capacity [W]	Nominal Latent Capacity [W]	Nominal Sensible Heat Ratio	Nominal Efficiency [W/W]
PTHP 1 SPD DX CLG COIL	Coil:Cooling:DX:SingleSpeed		3542.79	2508.05	1034.74	0.71	3.00
PTHP 1 SPD DX CLG COIL 1	Coil:Cooling:DX:SingleSpeed		6201.41	4370.93	1830.49	0.70	3.00

Tabla 16: Características Circuito de Refrigeración en Modelo. Fuente: Hoja de Resultados EnergyPlus

### Heating Coils

	Type	Design Coil Load [W]	Nominal Total Capacity [W]	Nominal Efficiency [W/W]
PTHP 1 SPD DX HTG COIL	Coil:Heating:DX:SingleSpeed		3542.79	3.00
FUEL1	Coil:Heating:Fuel		4302.07	0.80
PTHP 1 SPD DX HTG COIL 1	Coil:Heating:DX:SingleSpeed		6201.41	3.00
FUEL2	Coil:Heating:Fuel		5879.37	0.80

Tabla 17: Características de Calefacción en Modelo. Fuente: Hoja de Resultados EnergyPlus.

También se adjuntan las características de las unidades terminales que intercambian calor con la planta:

### Fans

	Type	Total Efficiency [W/W]	Delta Pressure [pa]	Max Air Flow Rate [m3/s]	Rated Electric Power [W]	Rated Power Per Max Air Flow Rate [W-s/m3]	Motor Heat In Air Fraction	End Use
PTHP CV FAN	Fan:ConstantVolume	0.70	250.00	0.16	57.57	357.14	1.00	General
PTHP CV FAN 1	Fan:ConstantVolume	0.70	250.00	0.28	99.65	357.14	1.00	General

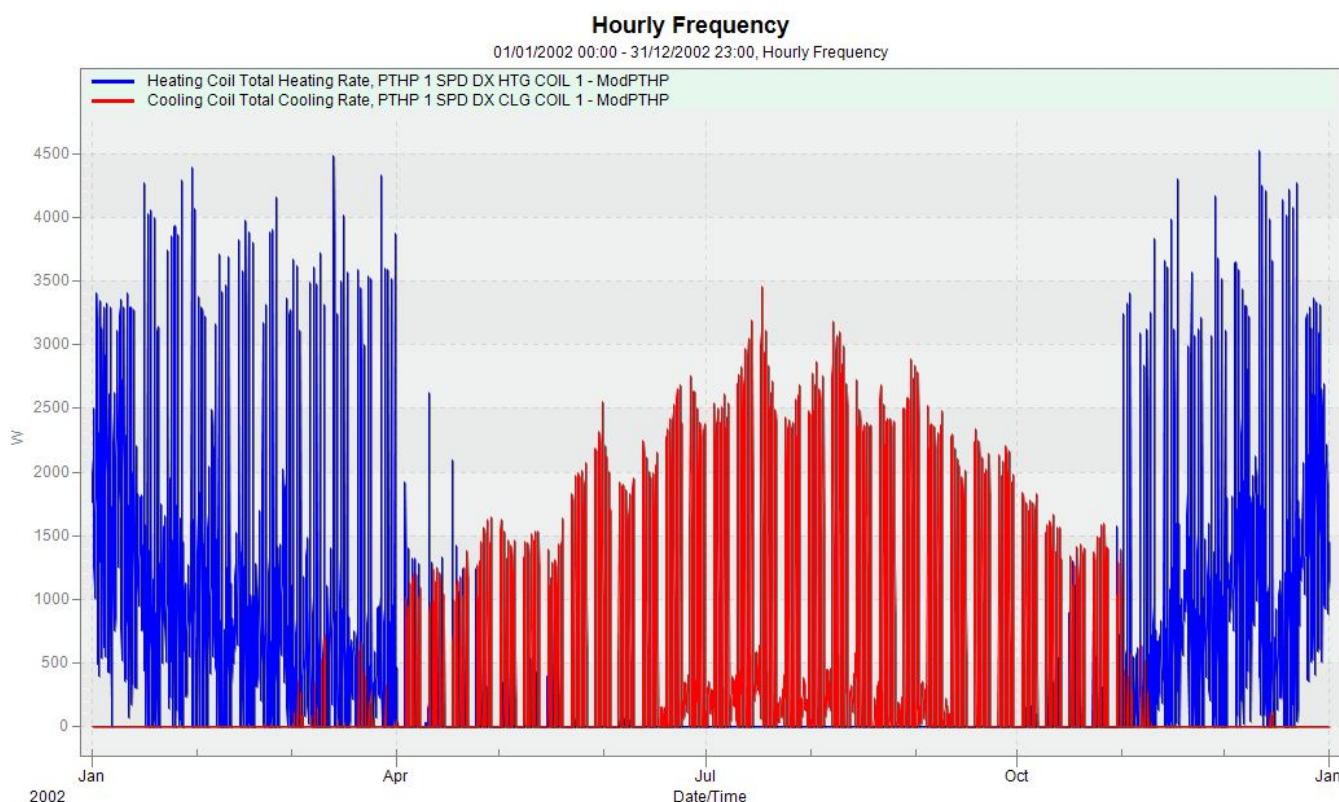
Tabla 18: Características de las Unidades Terminales en Modelo. Fuente: Hoja de Resultados EnergyPlus.



Estas características son en condiciones nominales, y han sido seleccionadas según los resultados de la sítisis de estudio sobre bombas de calor en España [63], realizada por el IDAE. No obstante, la tempera exterior va variando, lo que repercute en el consumo de energía eléctrica y en el COP en cada momento, como se ve en la Gráfica 19, en el capítulo 6 de la memoria.

Además, se ha comparado el consumo eléctrico anual en las dos bombas de calor, como se puede ver en la Gráfica 20.

Conforme al sistema HASHP, se evaluó la temperatura interior en cada una de las plantas del edificio, viendo en la Gráfica 18 que se encontraba en el intervalo asignado. Este confort ha sido posible gracias a la energía térmica que ha sido capaz de intercambiar nuestro sistema híbrido. En la siguiente gráfica se presenta la energía que ha sido necesaria para climatizar cada una de las plantas, tanto en refrigeración (color rojo) como en calefacción (color azul):



Gráfica 24: Aporte Energético Anual de la HASHP en el modelo. Fuente: Elaboración Propia.

Esta gráfica sigue un perfil similar a la demanda energética calculada en el apartado previo, lo que nos indica que la capacidad de nuestro sistema HASHP es capaz de cubrir esa demanda de manera efectiva.

Otro dato de interés es ver qué porcentaje de la demanda energética era cubierta por la bomba de calor de foco aire, y cuál era cubierta por la caldera, veasé Gráfica 17.

Puede verse que la caldera de apoyo solo ha sido necesaria en los meses fríos de invierno, pero no en gran proporción. Traducido a datos numéricos podemos obtener la siguiente tabla de la hoja de resultados:

	Source Electricity [GJ]	Source Natural Gas [GJ]
Heating	16.53	1.81
Cooling	22.61	0.00
Interior Lighting	29.26	0.00
Exterior Lighting	0.00	0.00
Interior Equipment	88.51	0.00
Exterior Equipment	0.00	0.00
Fans	2.48	0.00

Tabla 19: Fuentes de Energía utilizadas en el Modelo. Elaboración: Ficha de Resultados EnergyPlus.

Por último, se mostró el consumo eléctrico de nuestro sistema HVAC, en comparación con el consumo energético global del edificio en la Gráfica 16.

En datos numéricos, se obtuvo de la hoja de resultados la tabla de la energía consumida anualmente en el edificio:

	Electricity [GJ]
Heating	5.22
Cooling	7.14
Interior Lighting	9.24
Exterior Lighting	0.00
Interior Equipment	27.95
Exterior Equipment	0.00
Fans	0.78
Pumps	0.00
Heat Rejection	0.00
Humidification	0.00
Heat Recovery	0.00
Water Systems	0.00
Refrigeration	0.00
Generators	0.00
Total End Uses	50.33

Tabla 20: Energía Eléctrica Anual en el Modelo. Fuente: Ficha de Resultados EnergyPlus.

Hasta ahora, se han expuesto los resultados considerados más relevantes del edificio modelo. No obstante, se adjunta a modo de Anexo IV la ficha de resultados completa de la simulación del sistema de bomba de calor híbrida de foco aire con apoyo de caldera en *EnergyPlus*.

## 10.2. ANEXO II: CARÁCTERÍSTICAS Y MANUAL DE USO DE LOS SOFTWARE DE SIMULACIÓN

### GOOGLE SKETCHUP Y OPENSTUDIO

Para realizar el caso práctico, se comienza creando un edificio, representativo de un bloque de oficinas, en el que se realizará la simulación. Gracias a *SketchUp*, se puede crear conceptualmente el edificio modelo. Este conocido software es fruto de la combinación de herramientas sencillas y potentes que simplifican el diseño 3D, facilitando su uso. Este programa posee un plugin o aplicación complementaria llamada *OpenStudio* el cual permite editar la geometría de la construcción y diversos parámetros del edificio para convertirlos en archivos de entrada *EnergyPlus*. Además, permite lanzar las simulaciones en *EnergyPlus* y ver los resultados sin tener que abandonar *SketchUp*.

### INTERFAZ DE GOOGLE SKETCHUP

Esta unidad está dedicada a la interfaz de Google SketchUp en donde se incluyen los menús, las barras de herramientas, los cuadros de diálogo y el área de dibujo. El objetivo de este apartado es dar a conocer el funcionamiento completo del programa de dibujo y llegar a conocer todas sus herramientas y su uso.

Para empezar, se abre el programa una vez descargado e instalado de la página web anteriormente nombrada. Surgirá la pantalla siguiente en donde se hace click en *Start using SketchUp*.

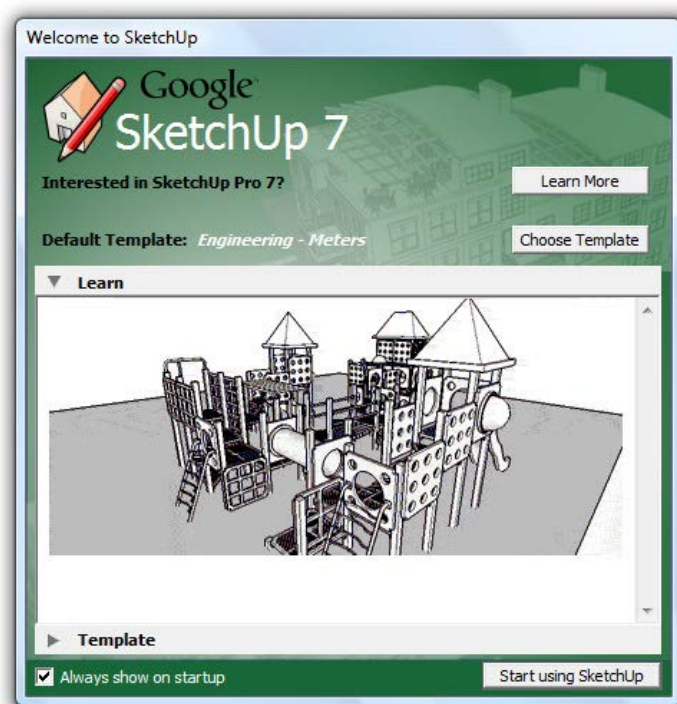


Figura 10: Pantalla inicial de Google SketchUp7. Fuente: Software SketchUp.

Automáticamente, el software se prepara para ser iniciado y poder trabajar con él, apareciendo la pantalla principal:

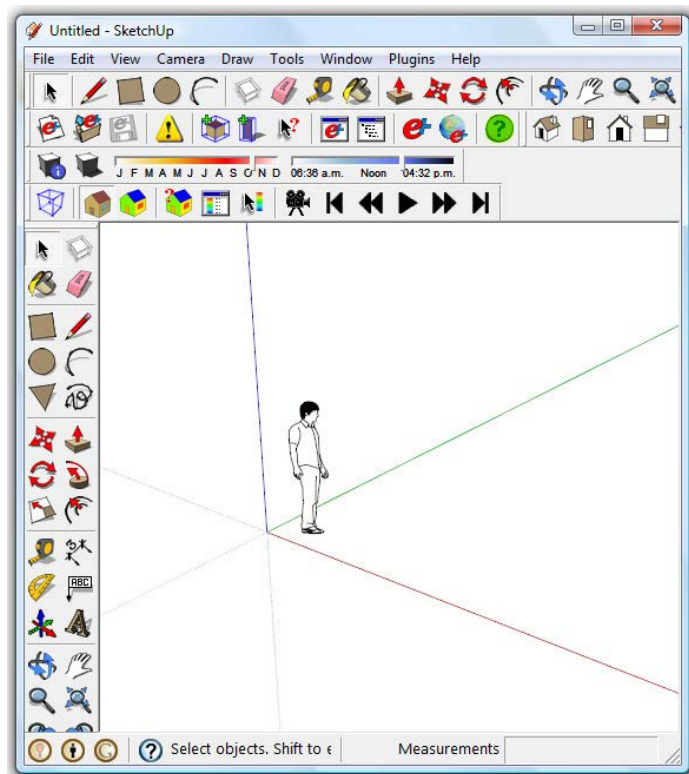


Figura 11: Pantalla de inicio a SketchUp. Fuente: Software SketchUp

Se vé que aparecen todas las funciones que van a ser utilizadas, distribuidas en dos barras de herramientas, la horizontal y la vertical. En el centro de la pantalla aparece una persona (Shank), la cual se puede utilizar como referencia, aunque como se observa aparecen tres ejes diferenciados por colores que indican una orientación en concreto. *SketchUp* utiliza un sistema de coordenadas 3D en el que los puntos se identifican en el espacio mediante su posición en tres coordenadas: valores X, Y y Z, positivos o negativos (por encima o por debajo del plano origen).

En *SketchUp*, el valor X positivo o negativo se representa mediante líneas rojas continuas o punteadas, respectivamente; Y positivo o negativo se representa respectivamente mediante líneas de eje verdes continuas o punteadas; y Z positivo o negativo (por encima o por debajo del suelo) se representa mediante líneas azules continuas o punteadas. El plano en el que descansan las líneas de eje rojas y verdes es el plano del suelo.

Por último, el término origen se emplea para concretar el lugar donde se inician todas las líneas de eje. La siguiente imagen muestra los tres ejes de dibujo en *SketchUp* (las líneas se muestran más gruesas de lo normal para facilitar la lectura de los ejes). El círculo negro representa el origen de coordenadas.

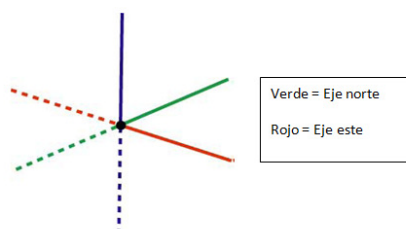


Figura 12: Ejes en Google SketchUp. Fuente: Software SketchUp.

La interfaz de usuario de *SketchUp* está diseñada para que su uso resulte lo más sencillo posible. Los elementos principales de la interfaz de *SketchUp* son: la barra de título, los menús, la barra de

herramientas, el área de dibujo, la barra de estado y el cuadro de control de valores (CCV), que se explican a continuación:

- Barra de título: asignar un nombre al proyecto.
- Menús: aparecen debajo de la barra de título. La mayoría de herramientas, comandos y ajustes de SketchUp están disponibles en estos menús. Los menús que se muestran de forma predeterminada son: "Archivo", "Edición", "Ver", "Cámara", "Dibujar", "Herramientas", "Ventana" y "Ayuda".
- Las barras de herramientas: aparecen bajo los menús y en el lado izquierdo de la aplicación, aunque se pueden desplazar a otros espacios de la pantalla. Contienen un conjunto de herramientas y controles definidos por el usuario.
- Área de dibujo: es el lugar donde se construye el modelo.
- Barra de estado: Área gris situada en la parte inferior de la pantalla.

Seguidamente, se explica con más detalles de cada una de las pestañas que aparecen en el Menú:

1. Archivo: Contiene opciones relacionadas con los archivos de modelos de SketchUp, como comandos para crear, abrir, guardar, imprimir, importar y exportar archivos de modelos:

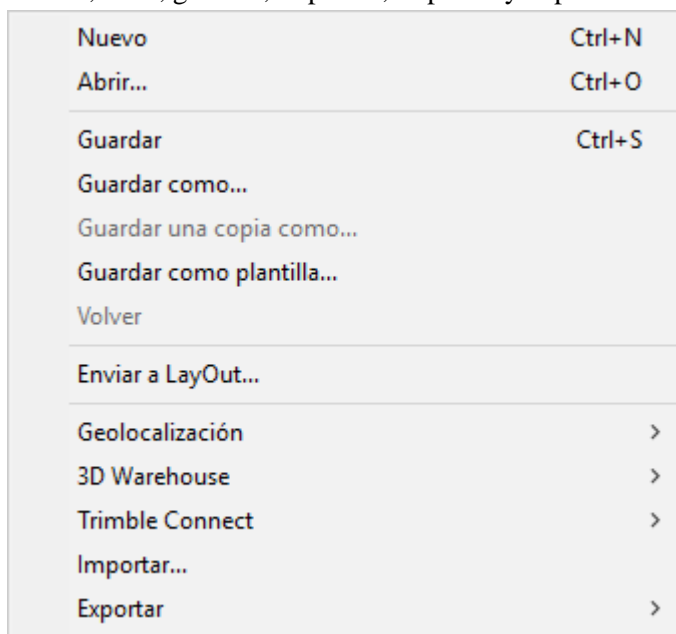


Figura 13: Pestaña de Archivo SketchUp. Fuente: Software SketchUp

Se pueden ver los métodos abreviados desde el teclado como para abrir que es Control + N, por ejemplo, entre otros. El submenú "Exportar" se utiliza para acceder a las funciones de exportación de SketchUp, muy útiles para compartir el trabajo con otras personas o exportar dibujos a otros programas. Puedes exportar tu modelo de SketchUp como modelo 3D, gráfico 2D, línea de sección o animación.

2. Edición: ofrece distintas opciones que permiten llevar a cabo funciones de edición sobre las geometrías de SketchUp. Las opciones incluyen elementos para crear y editar grupos y componentes, funciones relacionadas con la visibilidad, y los comandos estándar: "Cortar", "Copiar" y "Pegar":

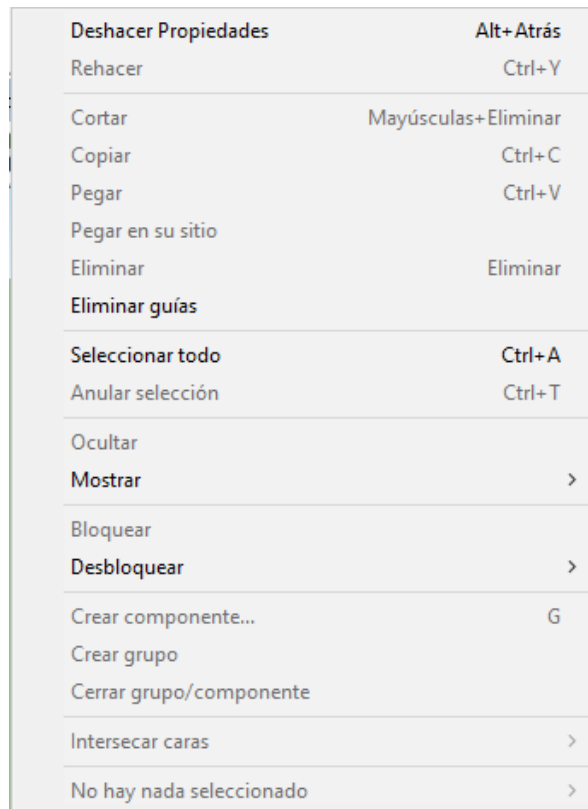


Figura 14: Pestaña de Edición SketchUp. Fuente: Software SketchUp.

3. Ver: ofrece opciones que permiten modificar la visualización de las entidades dentro del modelo creado. Dichas opciones afectan a la visualización de las entidades.

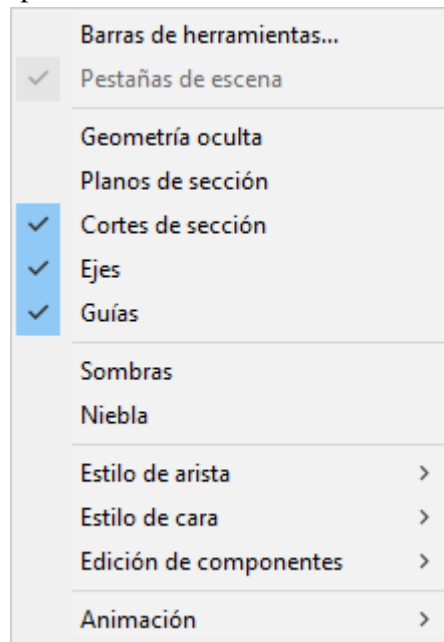


Figura 15: Pestaña de Ver SketchUp. Fuente: Software SketchUp.

En el submenú "Barras de herramientas" se incluyen todas las barras de herramientas. Estas barras son entre otras: "Primeros pasos", "Conjunto grande de herramientas", "Cámara", "Auxiliar", "Dibujo", "Estilo de cara", "Google", "Modificación", "Capas", "Principales", "Secciones", "Sombras", "Estándar", "Vistas" y "Paseo", las cuales veremos más adelante.

4. Cámara: Proporciona opciones para modificar el punto de vista del modelo.

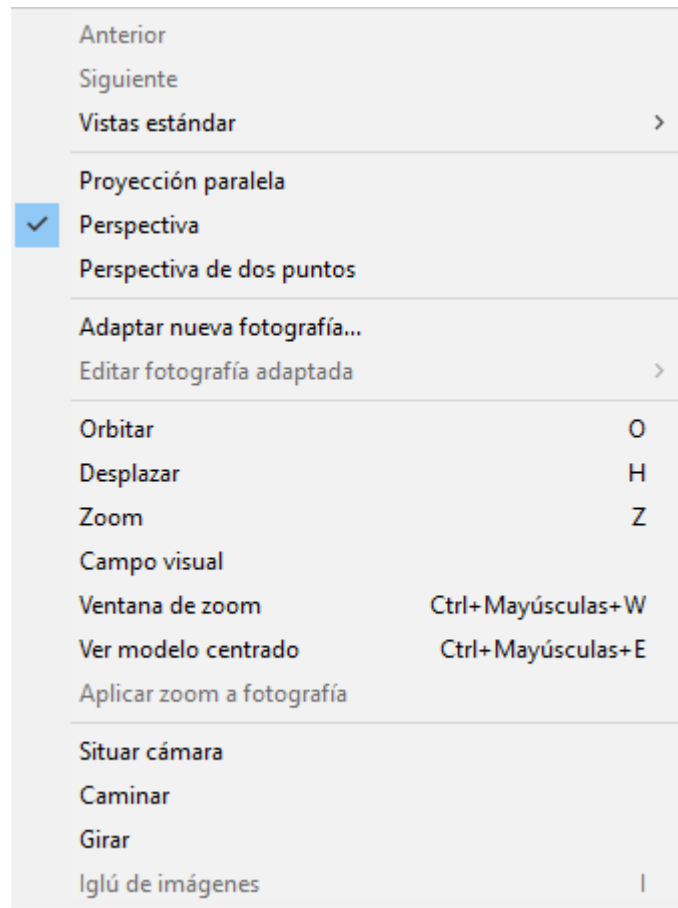


Figura 16: Pestaña de Cámara SketchUp. Fuente: Software SketchUp.

5. Dibujo: contiene las herramientas de dibujo de SketchUp y es una alternativa al uso de las barras de herramientas o a los métodos abreviados.

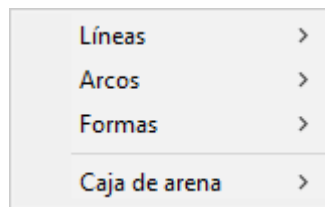


Figura 17: Pestaña de Dibujo SketchUp. Fuente: Software SketchUp.

6. Herramientas: accede a todas las herramientas de modificación de SketchUp. Es uno de los tres modos disponibles para seleccionar estas herramientas.



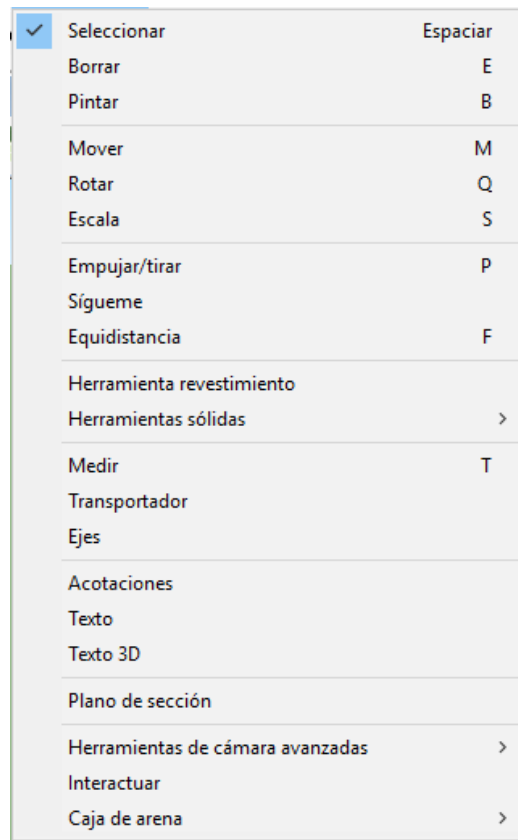


Figura 18: Pestaña de Herramientas SketchUp. Fuente: Software SketchUp.

7. Ventana: contiene ajustes y utilidades de gestión de los modelos. Los ajustes de un modelo son cuadros de diálogo con parámetros que afectan al modelo, como las sombras, la visualización en pantalla o información sobre el mismo. Los gestores son cuadros de diálogo que controlan determinados aspectos del modelo, como las escenas, las capas, los materiales o los componentes.

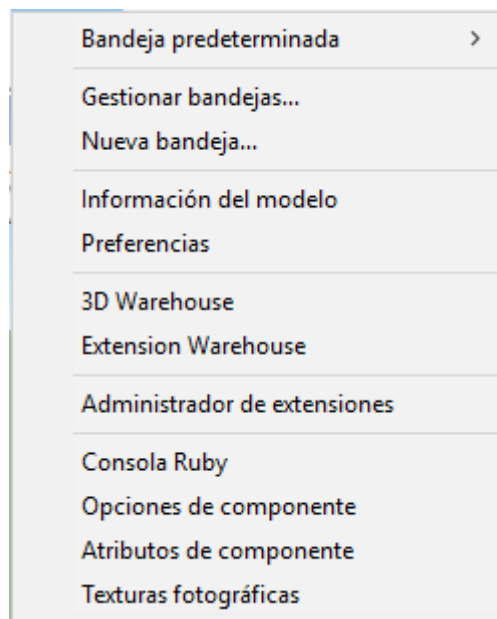


Figura 19: Pestaña de Ventana SketchUp. Fuente: Software SketchUp.

8. Plugins: En este caso se tiene el plugin de OpenStudio:



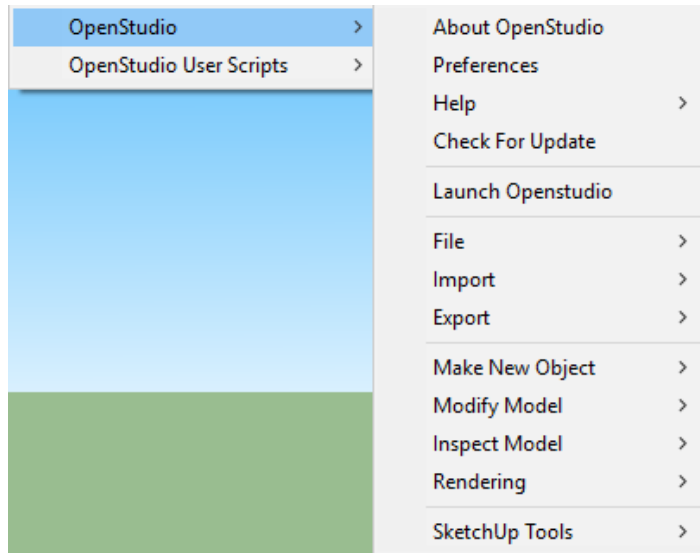


Figura 20: Pestaña de Plugins SketchUp. Fuente: Software SketchUp.

9. Ayuda: dispone de artículos de ayuda sobre el producto. Estos artículos incluyen la guía del usuario online de SketchUp, una guía de referencia rápida y tutoriales en vídeo.

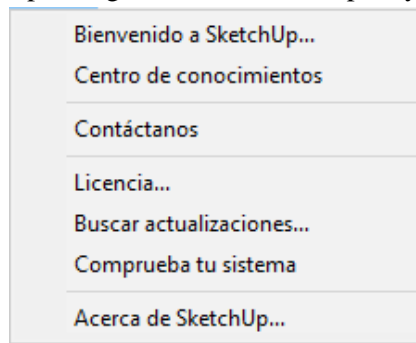


Figura 21: Pestaña de Ayuda SketchUp. Fuente: Software SketchUp.

Una vez nombrados uno a uno todos los desplegables ofrecidos por SketchUp, se va a hablar de la barra de herramientas que es la base de todo programa para su funcionamiento más cómodo, rápido o eficaz, como se le prefiera decir. Estas barras de herramientas se pueden separar haciendo clic y arrastrando el control de movimiento (línea final de la parte superior), se pueden cambiar de tamaño arrastrando las esquinas y se pueden volver a anclar en el margen del área de dibujo según prefiera el usuario. Activa o desactiva la visibilidad de la barra de herramientas con el submenú "Ver > Barras de herramientas".

1. Primeros pasos: recoge todas las herramientas y opciones necesarias para que un nuevo usuario se familiarice con *SketchUp*. Estas herramientas y opciones son: herramienta "Seleccionar", herramienta "Línea", herramienta "Rectángulo", herramienta "Círculo", herramienta "Arco", "Crear componente", herramienta "Borrar", herramienta "Medir", herramienta "Pintar", herramienta "Empujar/tirar", herramienta "Mover", herramienta "Rotar", herramienta "Equidistancia", herramienta "Orbitar", herramienta "Desplazar", herramienta "Zoom", herramienta "Ver modelo centrado", botón "Obtener vista actual", botón "Cambiar terreno", botón "Colocar modelo", botón "Obtener modelos" y botón "Compartir modelo".



Figura 22: Herramienta Primeros Pasos SketchUp. Fuente: Software SketchUp.

2. Conjunto grande de herramientas: El conjunto grande de herramientas contiene las herramientas y opciones más usadas para usuarios con experiencia. Estas herramientas y opciones son: Herramienta "Seleccionar", "Crear componente", herramienta "Pintar", herramienta "Borrar", herramienta "Rectángulo", herramienta "Línea", herramienta "Círculo", herramienta "Arco", herramienta "Polígono", herramienta "Mano alzada", herramienta "Mover", herramienta "Empujar/tirar", herramienta "Rotar", herramienta "Sígueme", herramienta "Escala", herramienta "Equidistancia", herramienta "Medir", herramienta "Acotación", herramienta "Transportador", herramienta "Texto", herramienta "Ejes", herramienta "Texto 3D", herramienta "Orbitar", herramienta "Desplazar", herramienta "Zoom", herramienta "Ver modelo centrado", "Anterior", "Siguiente", herramienta "Situación cámara", herramienta "Girar", herramienta "Caminar", herramienta "Plano de sección".



Figura 23: Conjunto grande de Herramientas SketchUp. Fuente: Software SketchUp.

3. Barra de herramientas estándar: La barra de herramientas estándar agrupa diversas opciones que ayudan en la gestión de archivos y dibujos, además de métodos abreviados para imprimir y opciones de ayuda. Estas opciones son: "Nuevo", "Abrir", "Guardar", "Cortar", "Copiar", "Pegar", "Borrar", "Deshacer", "Rehacer", "Imprimir" e "Información del modelo".



Figura 24: Barra de herramientas Estándar SketchUp. Fuente: Software SketchUp.

4. Barra de herramientas principales: Los botones de la barra de herramientas principales permiten activar la herramienta "Seleccionar", "Crear componente", la herramienta "Pintar" y la herramienta "Borrar".



Figura 25: Barra de herramientas Principales SketchUp. Fuente: Software SketchUp.

5. Barra de herramientas de dibujo: Los botones de la barra de herramientas de dibujo permiten activar la herramienta "Rectángulo", la herramienta "Línea", la herramienta "Círculo", la herramienta "Arco", la herramienta "Polígono" y la herramienta "Mano alzada".



Figura 26: Barra de herramientas Dibujo SketchUp. Fuente: Software SketchUp.

6. Barra de herramientas de modificación: La barra de herramientas de modificación contiene herramientas que permiten editar y retocar las geometrías. Las herramientas de esta barra son: "Mover", "Empujar/Tirar", "Rotar", "Sígueme", "Escala" y "Equidistancia".



Figura 27: Barra de herramientas Modificación SketchUp. Fuente: Software SketchUp.

7. Barra de herramientas auxiliares: Los botones de la barra de herramientas auxiliares activan las herramientas "Medir", "Acotaciones", "Transportador", "Texto", "Ejes" y "Sección".

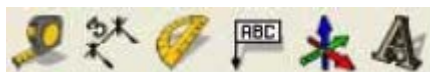


Figura 28: Barra de herramientas Auxiliares SketchUp. Fuente: Software SketchUp.

- Barra de herramientas de cámara: Los botones de la barra de herramientas de cámara permiten activar las herramientas "Orbitar", "Desplazar", "Zoom", "Ventana de zoom", "Anterior", "Siguiente", "Anterior" y "Ver modelo centrado".



Figura 29: Barra de herramientas Cámara SketchUp. Fuente: Software SketchUp.

- Barra de herramientas de paseo: Los botones de la barra de herramientas de paseo activan las herramientas "Situación cámara", "Caminar", "Girar" y "Sección".



Figura 30: Barra de herramientas Paseo SketchUp. Fuente: Software SketchUp.

- Barra de herramientas "Estilo de cara": Los botones de la barra de herramientas "Estilo de cara" permiten activar los estilos de visualización de caras del modelo *SketchUp* (transparencia de rayos X, alambre, líneas ocultas, sólidas, sólidas con textura y monocromas).



Figura 31: Barra de herramienta Estilo de Cara SketchUp. Fuente: Software SketchUp.

- Barra de herramientas de vistas: Los botones de la barra de herramientas de vistas permiten activar las vistas estándar de *SketchUp* (isométrica, planta, frontal, derecha, posterior e izquierda). La vista desde abajo o se incluye, pero está disponible en el menú "Cámara".



Figura 32: Barra de herramientas Vistas SketchUp. Fuente: Software SketchUp.

- Barra de herramientas de sombras: La barra de herramientas de sombras se usa para controlar las sombras. Sus botones permiten abrir el cuadro de diálogo "Ajustes de sombras" (primer icono de la izquierda) y activar/desactivar las sombras (segundo icono). Contiene también reguladores para controlar los ajustes relacionados con la época del año (barra de la izquierda) y la hora del día (barra de la derecha).



Figura 33: Barra de herramientas Sombras SketchUp. Fuente: Software SketchUp.

- Barra de herramientas de sección: La barra de herramientas de sección permite ejecutar fácilmente operaciones de sección habituales. Esta barra de herramientas incluye controles para activar o desactivar el efecto de corte de sección y permite la visualización de los planos de sección.



Figura 34: Barra de herramienta Selección SketchUp. Fuente: Software SketchUp.

14. Barra Google: Los botones de la barra Google se utilizan para funciones de interacción entre *SketchUp* y otros productos de Google. La barra de herramientas incluye los botones "Obtener vista actual", "Cambiar terreno", "Colocar modelo", "Obtener modelos" y "Compartir modelo".



Figura 35: Barra Google SketchUp. Fuente: Software SketchUp.

*SketchUp* incorpora un mecanismo de análisis geométrico (el motor de inferencias) que permite trabajar en un espacio 3D utilizando una pantalla y un dispositivo de entrada 2D. Este mecanismo ayuda a dibujar con una gran precisión, infiriendo puntos a partir de otros puntos y ofreciendo indicaciones visuales mientras se trabaja. El motor de inferencias utiliza notas de ayuda que aparecen automáticamente cuando se trabaja en el modelo para identificar puntos significativos o condiciones geométricas. Estas indicaciones hacen que combinaciones de inferencias complejas resulten claras mientras se dibuja. El motor de inferencias utiliza, además, colores determinados para indicar el tipo de inferencia, como se describe a continuación.

Existen tres tipos principales de inferencia: de puntos, de líneas y de planos:

1. De puntos: Se basan en un punto exacto del cursor en el modelo *SketchUp*:
  - a. Punto final: la inferencia verde de punto final identifica el extremo de una entidad de línea o una entidad de arco.
  - b. Punto medio: la inferencia cian de punto medio indica el punto medio de una línea o arista.
  - c. Intersección: la inferencia negra de intersección indica el punto exacto de intersección de una línea con otra o con una cara.
  - d. En la cara: la inferencia azul identifica el punto situado sobre una entidad de cara.
  - e. En la arista: la inferencia roja en la arista identifica un punto situado en una arista.
  - f. Equidistante en la arista: la inferencia "Equidistante en la arista" señala un punto equidistante cuando una línea magenta aparece entre dos aristas conectadas.
  - g. Semicircunferencia: la inferencia se semicircunferencia aparece cuando se dibuja un arco para indicar el punto en el que se forma la circunferencia exacta.

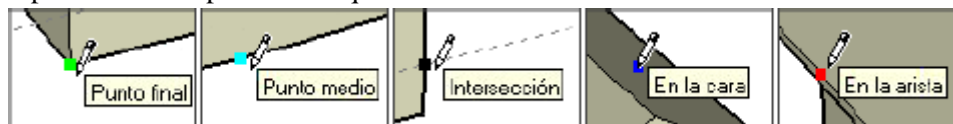


Figura 36: Tipos de Inferencias por puntos SketchUp. Fuente: Software SketchUp.

2. De líneas: Se ajustan siguiendo líneas o direcciones en el espacio. Además de las notas de ayuda, este tipo de inferencias muestra a veces líneas discontinuas temporales mientras se está dibujando para facilitar las operaciones.

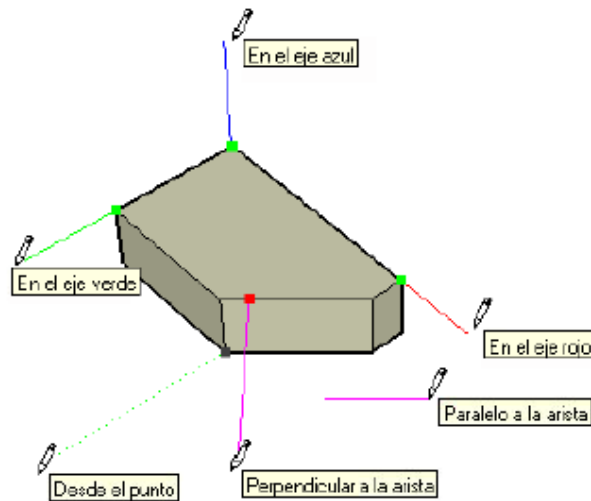


Figura 37: Tipos de Inferencias por línea SketchUp. Fuente: Software SketchUp.

- a. En el eje: indica la alineación con uno de los ejes de dibujo. La línea continua se dibuja en el color asociado al eje correspondido (rojo, verde o azul).
  - b. Desde el punto: indica una alineación desde un punto siguiendo las direcciones de los ejes de dibujo. También se dibuja en el color asociado al eje correspondido.
  - c. Perpendicular: la línea perpendicular magenta indica una alineación perpendicular a un eje.
  - d. Paralela: la línea paralela magenta indica una alineación en paralelo a una arista.
  - e. Tangente en el vértice: cuando se dibuja desde el punto final de una entidad de arco utilizando la herramienta “Arco”.
3. De planos: Se ajustan a un plano en el espacio.
- a. Planos de dibujo: *SketchUp* se ajusta a los planos definidos por los ejes de dibujo y por la vista seleccionada, cuando no puede ajustarse a la geometría del área de dibujo. Por ejemplo, *SketchUp* dibujará sobre el plano del suelo si éste es el punto de vista.
  - b. En la cara: la interferencia azul en la cara identifica un punto situado en una cara. Aunque inicialmente es una inferencia de puntos, la opción “En la cara” también puede emplearse como una alineación de plano, utilizando el bloqueo de inferencias.

### INTERFAZ DE OPENSTUDIO

*OpenStudio* es un plugin gratuito para el programa *Google SketchUp 3D* de dibujo. El plugin ayuda a crear y a editar la geometría de la construcción en los archivos de entrada *EnergyPlus*. El plugin también permite lanzar simulaciones *EnergyPlus* y ver los resultados sin abandonar *SketchUp*. El plugin permite utilizar las herramientas de *SketchUp* estándar para crear y editar las zonas *EnergyPlus* y superficies deseadas. Se pueden explorar los archivos de entrada *EnergyPlus* utilizando todas las capacidades nativas de *SketchUp 3D* para ver la geometría de cualquier punto de vista, aplicar diferentes estilos de reproducción, y realizar análisis precisos de sombreado. El plugin le permite unir el contenido construido en *SketchUp* con el contenido de simulación *EnergyPlus* como imágenes de fondo, paisajes, gente, acabado y detalles arquitectónicos, todo ello en el mismo modelo de *SketchUp*.

El plugin contiene los siguientes submenús:



Figura 38: Barra de herramientas OpenStudio. Fuente: Software OpenStudio.

1. **Nuevo:** Crea un archivo *EnergyPlus* de nueva entrada. El nuevo archivo se genera de una plantilla que incluye varios objetos de entrada que son necesarios para todos los archivos de entrada *EnergyPlus*. Puede editar los objetos de forma predeterminada en la plantilla de la modificación del archivo de texto "New\_File\_Template.idf", ubicado en el directorio de "Google SketchUp 7/Plugins/OpenStudio". Hasta que se guarda el archivo, sólo reside en la memoria y es vulnerable a la pérdida. Este comando también cierra cualquier archivo de entrada *EnergyPlus* que podría ser abierto. Si está abierto son los cambios no guardados, se le preguntará si desea guardar el archivo abierto en primer lugar.
2. **Abrir:** Abre un archivo de *EnergyPlus* existente de entrada, y lo hace utilizando del *SketchUp* las entidades: los grupos, caras y aristas. El archivo de entrada está ahora asociado con el modelo de *SketchUp*. Cualquier cambio que haga a las entidades de *SketchUp* con la norma herramientas (Mover, empujar / tirar, Escala, goma de borrar, etc) se actualizará inmediatamente en *EnergyPlus* objetos en el archivo de entrada. Los objetos nuevos de *EnergyPlus* pueden ser creados usando la *zona nueva* o *Nuevas herramientas* de sombreado de grupos, o mediante la edición de un grupo de *EnergyPlus* existentes (zona o sombreado grupo) en que inmediatamente se añaden nuevos objetos *EnergyPlus* en el archivo de entrada.
3. **Guardar:** Guarda la entrada de *EnergyPlus* archivo a su ruta actual. Si el archivo no ha guardado antes, un cuadro de diálogo le pregunta donde desea guardar el archivo nuevo.
4. **Muestra errores y advertencias:** Muestra los errores y advertencias de comandos con una ventana de diálogo y un registro de errores y advertencias que se genera cuando se abre un archivo de entrada *EnergyPlus*. Errores y advertencias pueden incluir problemas de geometría común o errores en la sintaxis de la entrada de archivo. Muchos errores de geometría común (por ejemplo, al revés de piso o techo, en el interior por la ventana, etc) se fijan de forma automática y así puedes acabar de abrir el archivo de entrada, pero con limitaciones.

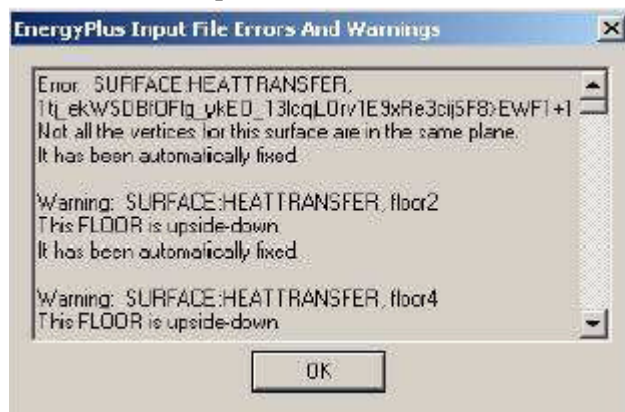


Figura 39: Ventana de errores y advertencias OpenStudio. Fuente: Software OpenStudio.



5. *Nueva Zona*: Para seleccionar un punto que se convertirá en la nueva zona de origen haciendo clic en algún lugar de la vista. Un modelo de *SketchUp* vacío resaltado con un rectángulo azul aparecerá anclado en una esquina de un punto de la construcción. Con el cursor todavía situado sobre el punto de construcción, haga doble clic en él para comenzar a editar de la zona. Cualquier entidad *SketchUp* nueva que se dibuje dentro del grupo con las herramientas Estándar (rectángulo, polígono, lápiz, etc) inmediatamente agregará la transferencia de calor *EnergyPlus* en nuevas superficies (BuildingSurface: completo, FenestrationSurface: completo, y Sombra: Zona: completo) para el archivo de entrada. Suelos, paredes, techos, ventanas, puertas y sombreado adjunta superficies que son automáticamente inducidas de sus inclinaciones y posiciones.

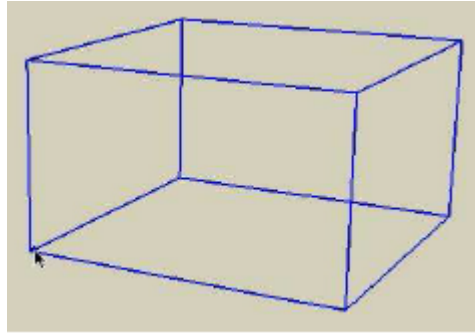


Figura 40: Zona de Google SketchUp. Fuente: Software OpenStudio.

6. *Sombreado*: Esta herramienta funciona de manera casi idéntica a la herramienta de la zona nueva, a excepción de que cualquier nuevo *SketchUp* entidad que se trace en el interior del grupo, inmediatamente se agregará un sombreado independiente de las nuevas superficies (sombreado: Construcción: Sitio completo y Sombra: completo) para el archivo de entrada, en lugar de las superficies de transferencia de calor.
7. *Herramienta de información*: Muestra información sobre la cara la cual se está trabajando, aunque es una información momentánea.
8. *Información de objetos*: Muestra una ventana de diálogo con información sobre el objeto que está seleccionado actualmente. Para la apertura de un grupo, dentro de la zona de edición (doble clic), y seleccionar una cara para obtener información acerca de la superficie objeto y de la transferencia de calor.

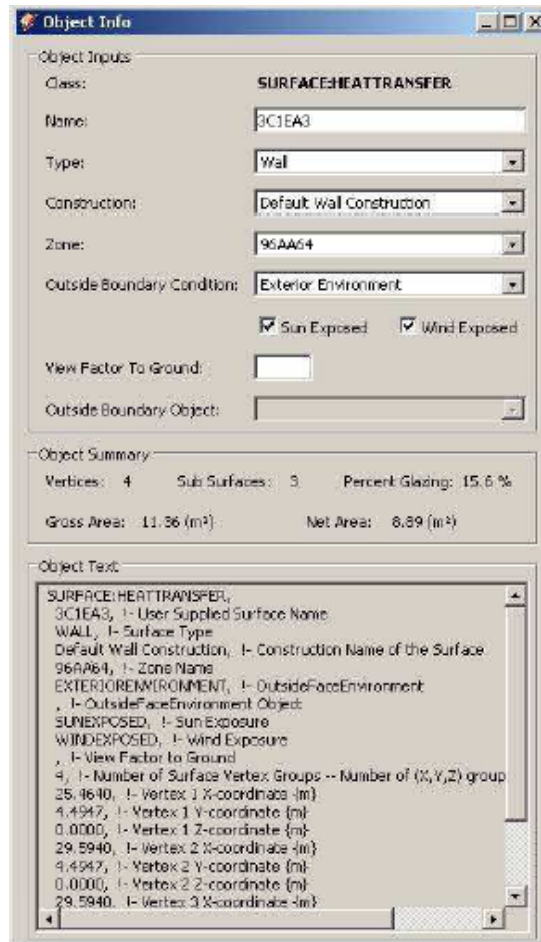


Figura 41: Información de objetos OpenStudio. Fuente: Software OpenStudio.

9. *Perfilador*: Te muestra todos los objetos que existen en el modelo. Desde la persona objeto hasta todas las zonas diferentes existentes en el modelo.
10. *Simular*: Muestra una ventana de diálogo, donde se permite seleccionar y ejecutar opciones de control, seleccionando un tiempo y ejecutando período, y elegir cómo desea que los resultados sean mostrados. Pulsado el botón ejecutar, se inicia una simulación del archivo *EnergyPlus*. El motor de *EnergyPlus* se comenzará a ejecutar en una ventana de comandos. Puedes continuar trabajando en *SketchUp* mientras que la simulación se está ejecutando. Si decides no ejecutar la simulación en este momento, puedes pulsar el botón Aplicar para guardar los cambios en el archivo de entrada. También puedes seleccionar la fecha inicial y final para el período de tiempo seleccionado. El cambio de estas opciones se actualiza el objeto RunPeriod en el archivo de entrada.



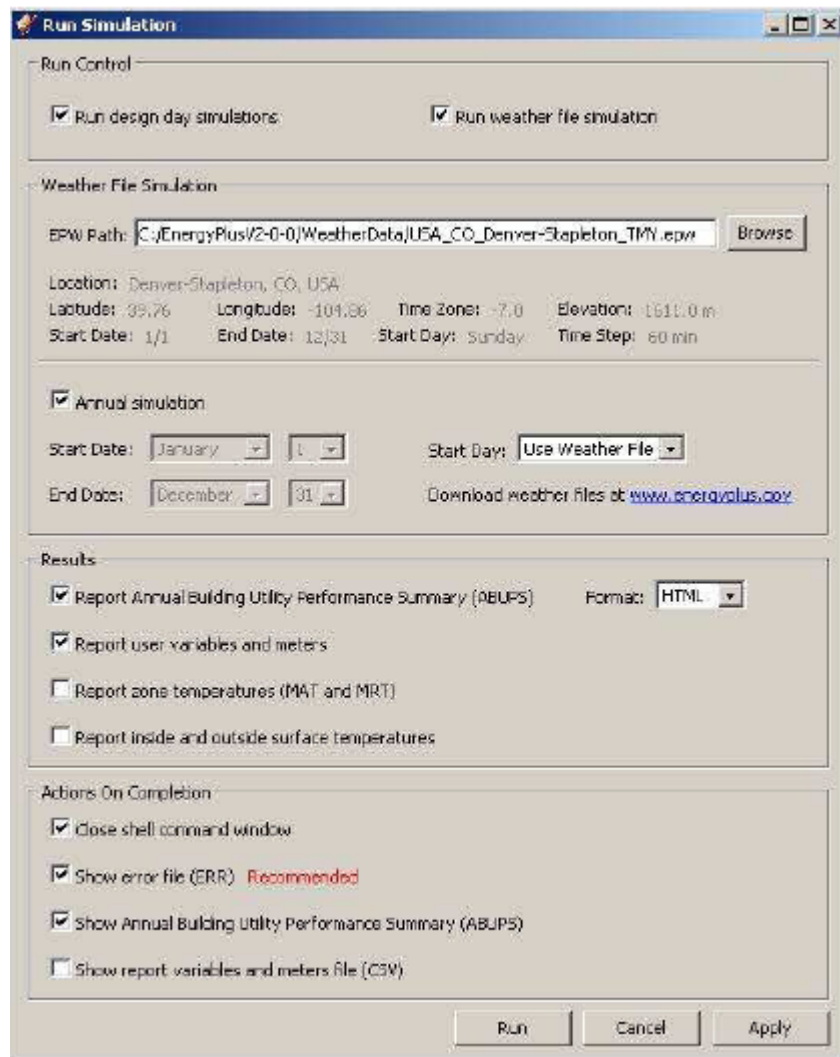


Figura 42: Ventana de Simulación OpenStudio. Fuente: Software OpenStudio.

11. *Generador de archivos de ejemplo*: Te conecta con el departamento de energía en el caso que necesites ayuda.
12. *Procesamiento de color*: Una vez que el archivo se ha cargado, el período de ejecución seleccionado, y los datos de la variable seleccionada, el usuario puede ver el modelo del color por el valor de datos utilizando el comando de procesamiento de color. Las superficies o zonas están coloreadas por el valor de la variable en un instante determinado en el tiempo. Para cambiar el momento en que las variables se muestran, utilizar el control de *SketchUp* en Configuración de sombra (Ventana-> Sombras). Si el tiempo está fuera del período de ejecución actual entonces no se mostrarán valores. El usuario puede mostrar una barra de color para hacer referencia a los valores absolutos de la variable, o usar el cursor del valor de los datos.
13. *Cuadro de diálogo*: Permite a los usuarios seleccionar las salidas de *EnergyPlus* Estándar (ESO) del archivo correspondiente a su modelo actual. Una vez que la ESO se ha cargado, el usuario puede seleccionar a disposición de los períodos de ejecución (tales como los días de diseño o simulaciones anuales) y, a continuación, selecciona el tipo de memoria disponible o variables. Escaneando los archivos el "\*. mdd", "\*. MTD", y "\*. RDD" muestran qué metros y variables de informes están disponibles para su modelo. Tenga en cuenta que el archivo de ESO puede llegar a ser bastante grande para los modelos con muchas variables de informes, y este fichero puede ser algo lento y causa que la interfaz de usuario se bloquee. Si es posible, limitar la cantidad de metros

y la variable de salida del informe solicitado, mirar los resultados de días de diseño único, o acortar el período de ejecución de la simulación para minimizar el tamaño de la ESO.

14. *Animación*: Una vez que el archivo de ESO se carga en memoria, el usuario puede ver cómo las variables cambian con el tiempo a lo largo de su modelo utilizando el comando Animación. El período de tiempo para ejecutar se puede configurar y el usuario puede configurar la animación en bucle continuo. No permite a la exportación directa de la animación que se ofrece. Sin embargo, una herramienta de captura de pantalla puede ser utilizada para grabar un vídeo para su uso posterior.
15. *Rebobinar, marcha y avanzar*: Dar paso a la simulación durante el periodo de tiempo exigido.

## ENERGYPLUS

### INTRODUCCIÓN

*EnergyPlus* tiene sus raíces en dos programas, el BLAST y DOE-2. BLAST, *Building Loads Analysis and System Thermodynamics* y DOE-2 fueron desarrollados en la década de 1970 y principios de 1980 como herramientas de simulación de carga energética.

Lo emplean tanto ingenieros como arquitectos que desean dimensionar de manera óptima instalaciones HVAC (Heating Ventilating and Air Conditioned), estudios de adaptación, optimizar el rendimiento de la energía, etc.

Nacido de las preocupaciones por la crisis energética de la década de 1970 y el reconocimiento de que la energía en la construcción y el consumo es un componente importante de la energía de América, los dos programas intentaron resolver el mismo problema desde dos perspectivas ligeramente diferentes. Ambos programas tienen sus ventajas y deficiencias, sus partidarios y detractores, y las bases sólidas de usuarios tanto a nivel nacional e internacional.

Al igual que sus programas padres, *EnergyPlus* es un programa de análisis de la energía térmica y de simulación de carga. Basado en la descripción de un edificio definido por el usuario desde la perspectiva de la constitución física (construcción), sistemas mecánicos, etc.

*EnergyPlus* permite calcular la calefacción y la refrigeración necesaria para mantener puntos de ajuste de control térmico, las condiciones en un sistema HVAC, y el consumo energético de los equipos de la planta primaria, así como muchos detalles de simulación de otro tipo que son necesarios para comprobar que la simulación está funcionando como se desea.

Muchas de las características de simulación han sido heredadas de los programas BLAST y DOE-2. A continuación se listan algunas de las características de *EnergyPlus*. Si bien esta lista no es exhaustiva, pretende dar la idea y la aplicabilidad de *EnergyPlus* a la simulación.

- Cálculo de la demanda térmica por el método las Series Temporales Radiantes (RTSM), propuesto por ASHRAE.
- Solución integrada y simultánea, donde la respuesta del edificio y los sistemas primario y secundario están fuertemente acoplados (lleva a cabo iteraciones cuando es necesario).
- Muestras temporales, el usuario puede definir intervalos de tiempo para la interacción entre las zonas térmicas, temperatura ambiente, y de los sistemas.
- Texto ASCII tanto el archivo de tiempo meteorológico, entradas, y archivos de salida, que incluyen las condiciones, la norma y los informes definibles por el usuario, respectivamente.

- Balance térmico, técnica de solución de base para la construcción de cargas térmicas que permite el cálculo simultáneo de los efectos de radiación y convección, tanto en la superficie interior y exterior.
- Conducción de calor transitoria a través de elementos de construcción tales como paredes, techos, pisos, etc., utilizando funciones de conducción.
- Mejora de la transferencia de calor de modelado a través del enlace al modelo tridimensional y la simplificación de las técnicas analíticas.
- Modelos de confort térmico basado en la actividad, humedad, etc.
- Cálculos de acristalamientos avanzado, incluyendo persianas controlables, cristales múltiples capa por capa, balances térmicos que permiten la asignación adecuada de la energía solar absorbida por los cristales de las ventanas, y una biblioteca (datasheet) de numerosas ventanas disponibles en el mercado.
- Control del “Daylighting”, cálculos de la iluminación interior, simulación y control de luminarias, y el efecto de la iluminación artificial en la reducción de la calefacción y la refrigeración.
- Lazos configurables basado en los sistemas de HVAC (convencional y radiante) que permite un modelo de sistemas típicos y los sistemas ligeramente modificados sin tener que recompilar el código fuente del programa.
- Cálculos de la contaminación atmosférica (partículas de CO<sub>2</sub>, SO<sub>x</sub>, NO<sub>x</sub>, CO).

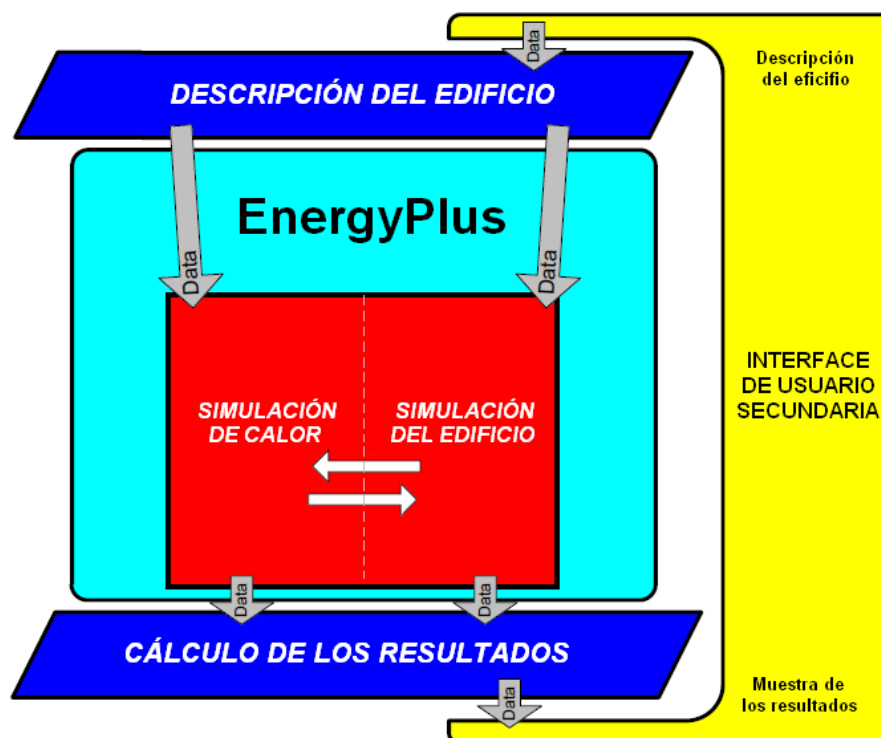


Figura 43: Esquema Simplificado EnergyPlus. Fuente: [energyplus.net](http://energyplus.net)

Ningún programa es capaz de manejar todas las situaciones de simulación. Sin embargo, una de las ventajas de *EnergyPlus* es que intenta abarcar tantas construcciones como le es posible y muchos diseños de HVAC a la hora de poder escoger la mejor opción.

*EnergyPlus* no tiene una interfaz de usuario. Su objetivo es ser el motor de simulación en torno a una interfaz secundaria. Sus entradas y salidas son simple texto, claramente descrito. Los diseñadores de interfaz gráfica crean herramientas de calidad para poder interactuar con *EnergyPlus* según las preocupaciones del mercado y las demandas, estas interfaces pueden observarse en la página principal de *EnergyPlus*, [www.EnergyPlus.gov](http://www.EnergyPlus.gov). Entonces, liberada de la parte gráfica, se liberan recursos para

así potenciar la producción y los algoritmos, con el fin de mantener el ritmo del mercado y las demandas de los profesionales, *EnergyPlus* saca al mercado una versión nueva y con mejoras cada seis meses de manera gratuita.

### EP-LAUNCH

EP-Launch es un componente opcional de la instalación de Windows *EnergyPlus*. Para los usuarios que quieren una manera simple de seleccionar los archivos. Además, EP-Launch puede ayudar a abrir un editor de texto para modificar los archivos de entrada, abrir una hoja de cálculo para obtener los resultados postprocesados, un navegador web, y arrancar un visor para el archivo gráfico.

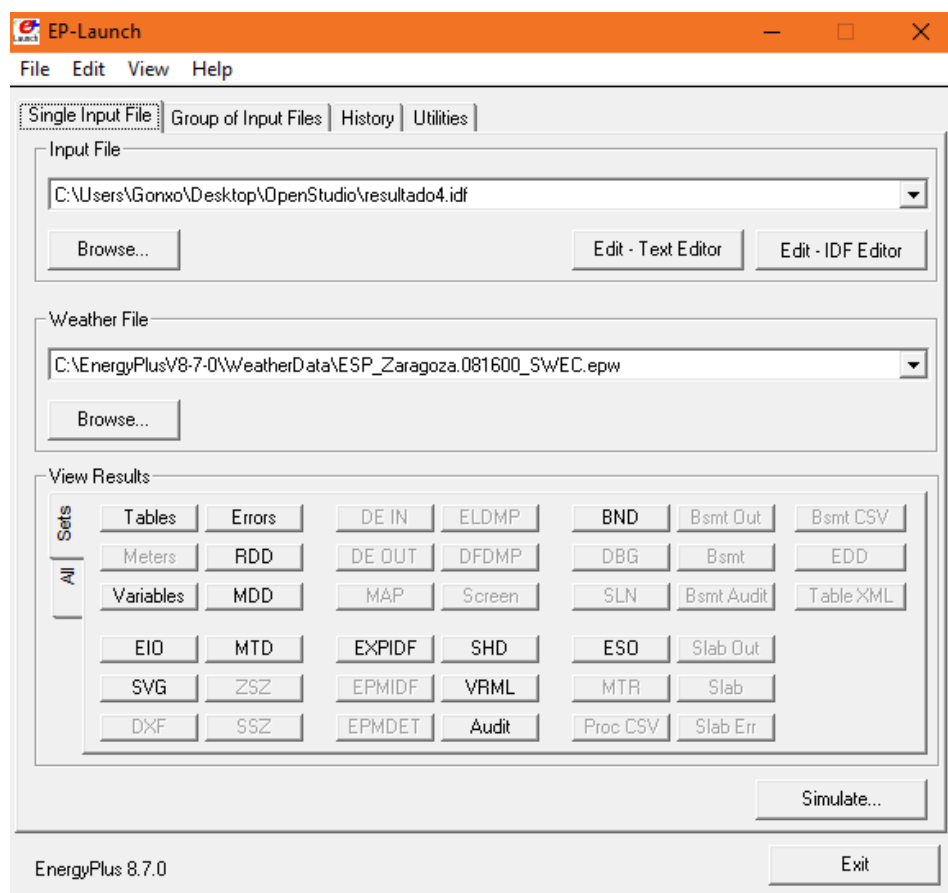


Figura 44: Ventana EP-LAUNCH. Fuente: Elaboración Propia.

Como puede verse en la ventana EP-LAUNCH, para realiza la simulación es necesario introducir tanto el archivo .idf con el edificio y todos los parámetros de simulación, como seleccionar el archivo meteorológico donde se va a simular. Estos archivos están disponibles en la propia página web de *EnergyPlus* con extensión .epw.

### IDF EDITOR

IDF Editor es donde se debe añadir todas las características del recinto a simular, se escoge que elementos componen la estructura del modelo, se indicará tanto la situación geográfica donde estará ubicado, como el material de que estarán hechas las ventanas, paredes, también se puede añadir datos como el número medio de personas que pasaran por nuestro modelo, y decir cuál será su actividad metabólica para también tenerlo en cuenta en la simulación.

### VISUALIZACIÓN DE RESULTADOS

Una vez creado y configurado el archivo de entrada, después de seleccionar el tiempo, basta con pulsar el botón *Simulate* para iniciar el motor de simulación de *EnergyPlus*. En este punto, una ventana de MS-DOS se despliega en la pantalla y muestra el progreso de la simulación. Este proceso será rápido si se ha seleccionado un rango corto de días a simular.

Después de ejecutar la simulación y que se cierre la ventana de MS-DOS, *EnergyPlus* termina, y se muestra un mensaje de estado como este:

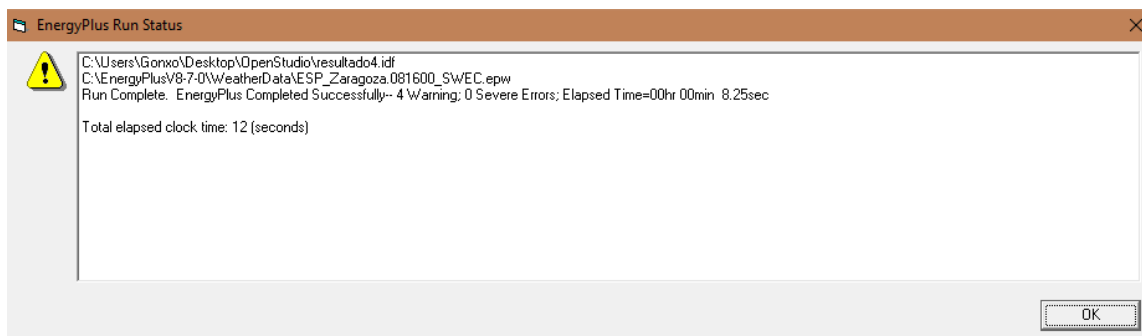


Figura 45: Resumen Simulación EnergyPlus. Fuente: Elaboración Propia

En esta ventana se enseña una visión general rápida de si hay *advertencias/warnings* (donde debes mirar que ha fallado, pero no es obligado arreglarlo), o *grave/several* (se debe solucionar para poder simular correctamente), así como el tiempo que tomó para la simulación.

Una forma de abrir los archivos con facilidad es utilizar el panel rápido para la simulación como se muestra en la figura:

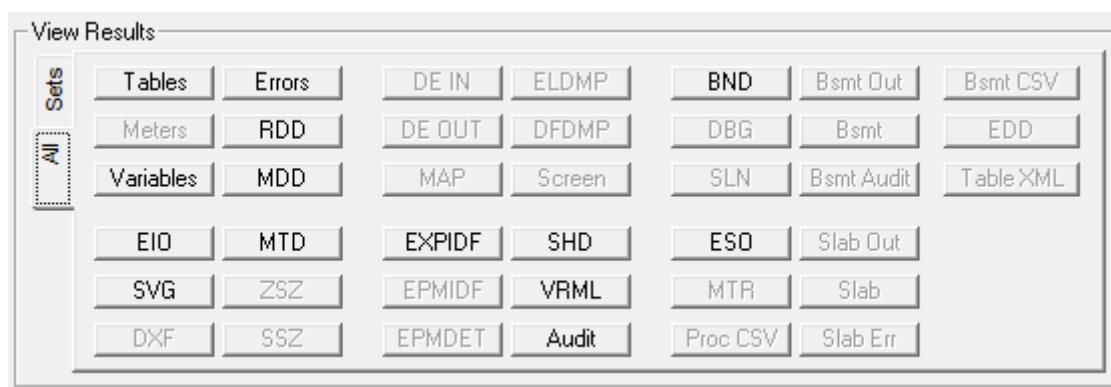


Figura 46: Cuadro de selección de resultados EnergyPlus. Fuente: Elaboración Propia

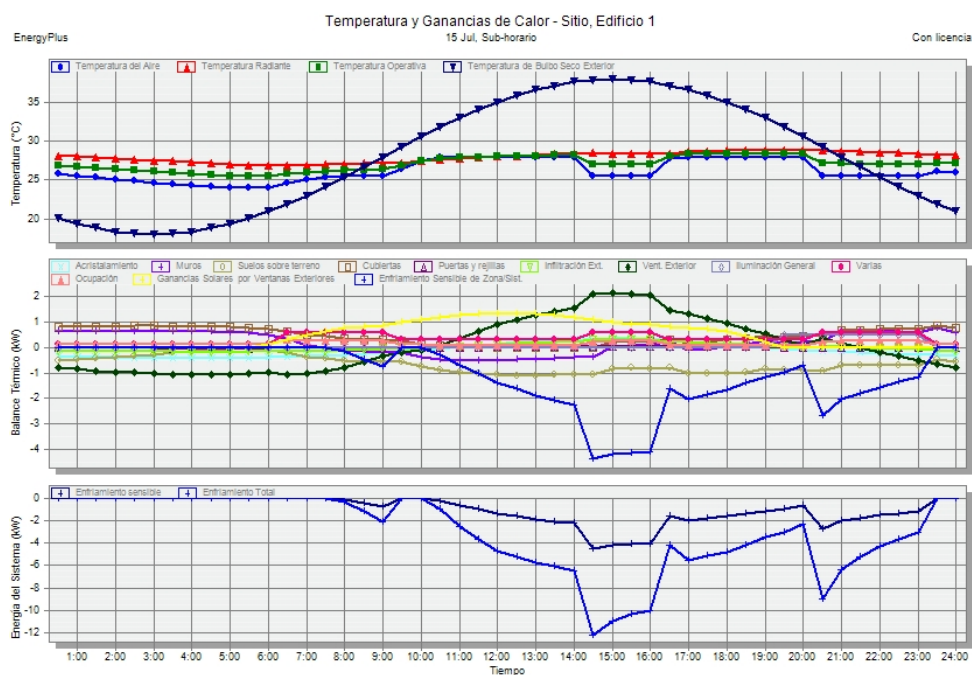
En este panel muestra los archivos disponibles, los que están en gris no están disponibles. Ahora se describe de manera sencilla los archivos de salida más importantes de este cuadro de resultados.

Los archivos de salida más importantes se muestran a continuación:

1. ESO – Informe de las variables de salida.
2. RDD – Lista de las posibles salidas que puedes observar con tu simulación.
3. MDD – Lista de las posibles mediciones que observarás en la simulación.
4. ERRORS – Listado de errores y avisos.
5. BND – Informe detallado del sistema HVAC y sus nodos de conexión.
6. MTD – Informe de las medidas de salida.
7. SVG - Diagrama HVAC.
8. DXF – Archivo de dibujo en formato AutoCAD DXF.
9. CSV – Archivo tipo Microsoft Excel.

Cuando queremos obtener los resultados de unas pocas variables, nos vale crear una hoja Excel que nos muestre los resultados. No obstante, al realizar una simulación energética de un edificio buscamos evaluar varias variables a lo largo de todo un año, teniendo gran cantidad de datos dependiendo de los rangos de simulación. Por esta razón se han creado programas o plugins compatibles con *EnergyPlus* para poder visualizar estas salidas de una manera más eficaz y con todo detalle.

En nuestro caso, se ha utilizado el DesignBuilding Results Viewer. Este visor de resultados permite visualizar y comparar los resultados obtenidos mediante una o más simulaciones, incluyendo cualquiera de los miles de resultados que EnergyPlus puede generar. Se trata de una herramienta extremadamente útil, sobre todo para analizar las condiciones de los nodos de los sistemas HVAC.

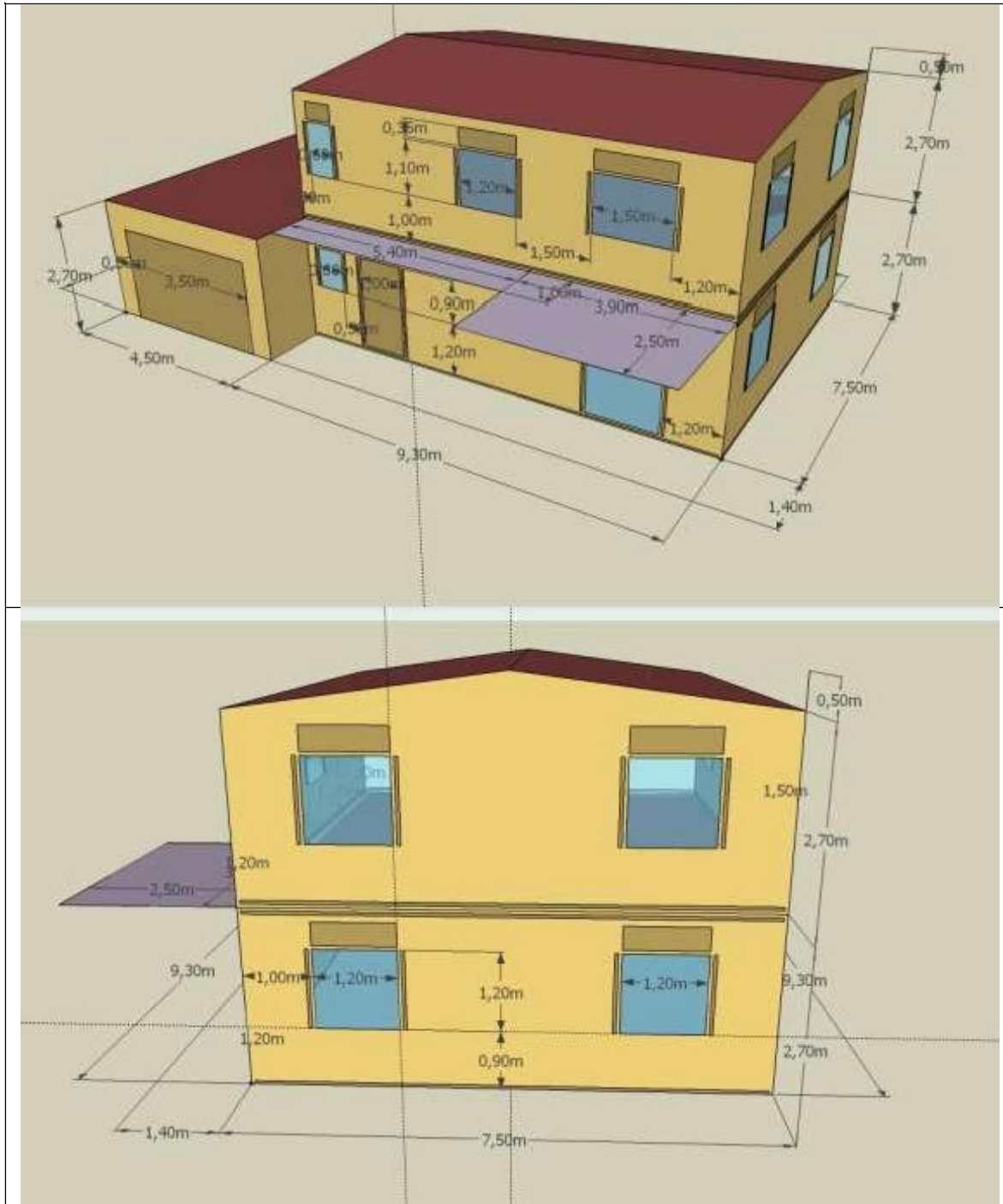


Gráfica 25: Ejemplo DesignBuilding Results Viewer. Fuente: [www.designbuilder.uk](http://www.designbuilder.uk)



### 10.3. ANEXO III: CREACIÓN DEL MODELO PASO A PASO

En el presente anexo se desarrolla paso a paso el edificio utilizado en la simulación del caso práctico. Para ello, se emplean los programas de libre licencia *Google SketchUp* y *OpenStudio*, presentados en el Anexo I. El resultado va a ser el siguiente edificio, una vivienda unifamiliar formada por dos plantas y un recinto adyacente destinado al garaje.



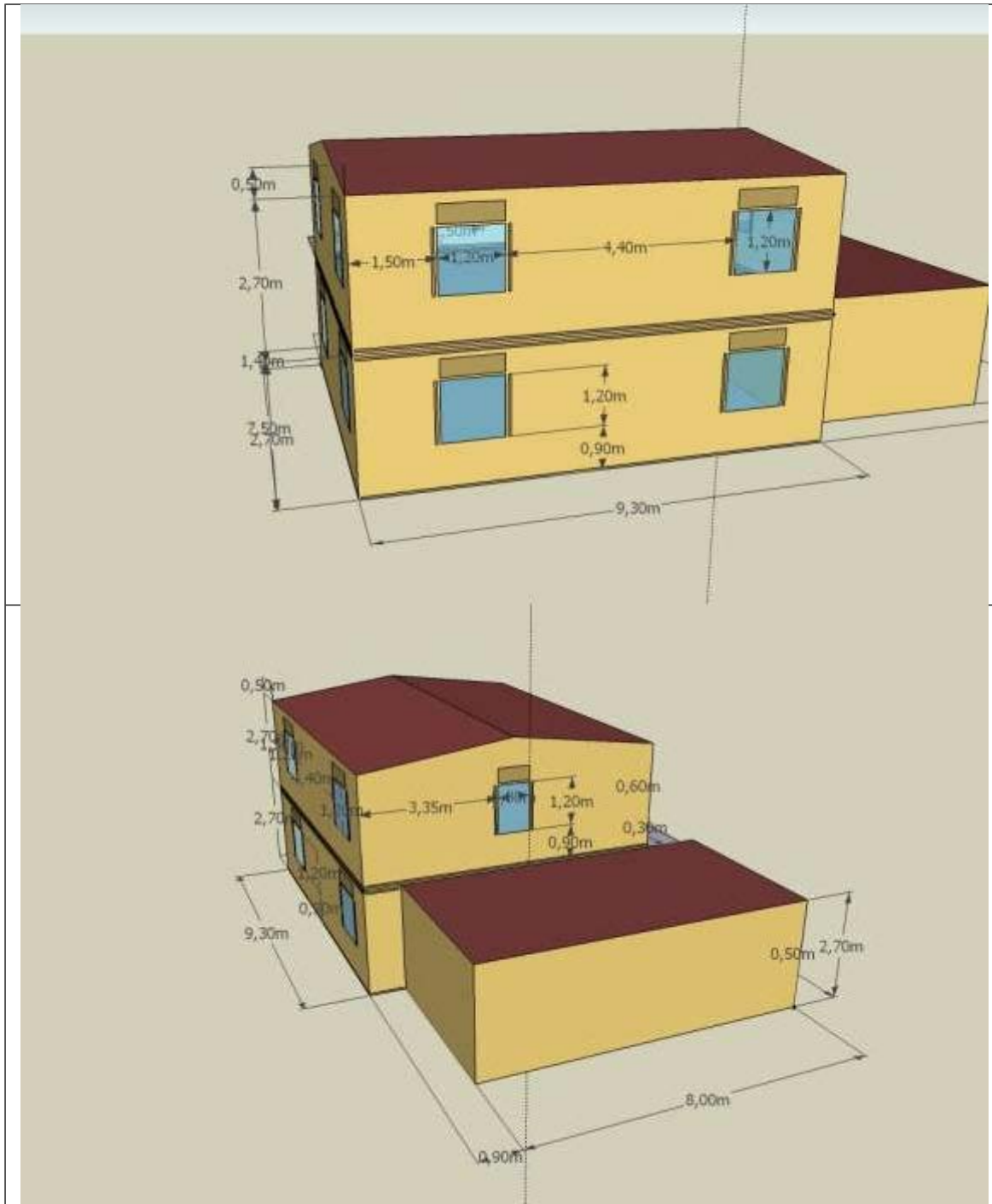
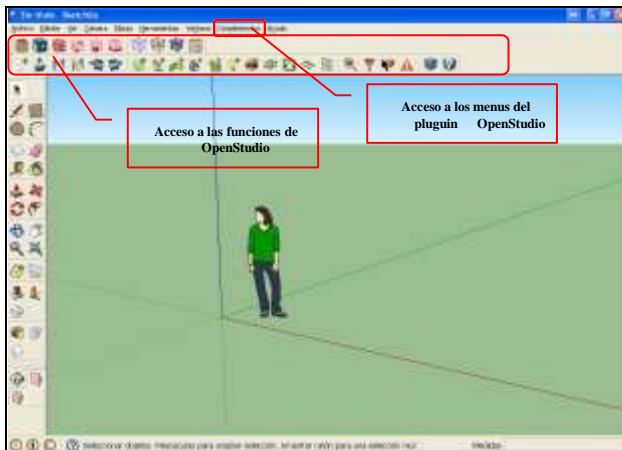


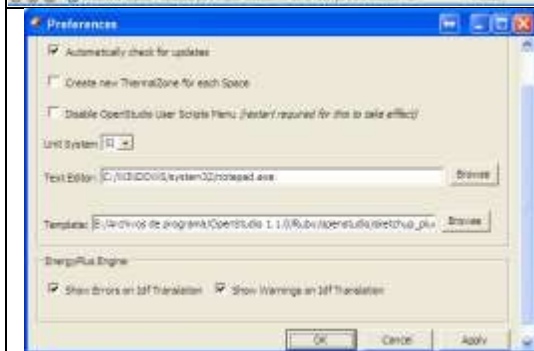
Figura 47: Vistas Acotadas del modelo de simulación. Fuente: Software Google SketchUp



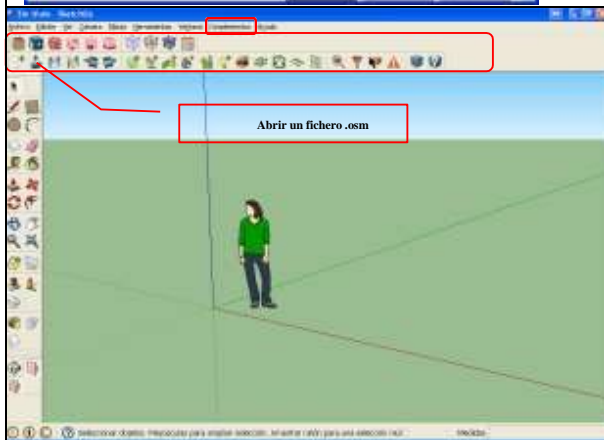
## ABRIR GOOGLE SKETCHUP Y OPENSTUDIO



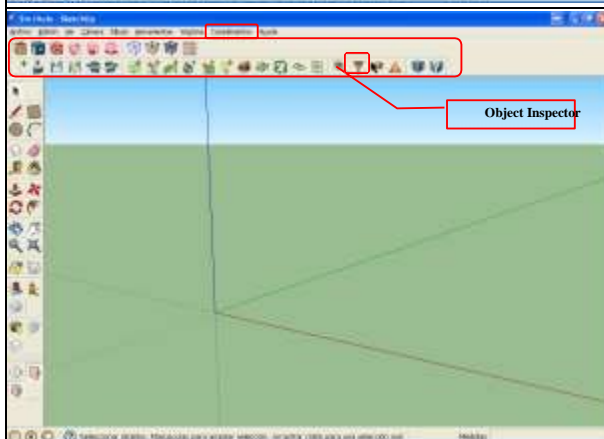
Al abrir *SketchUp* debe aparecer una pantalla con el aspecto adjunto. Si se ha instalado correctamente *OpenStudio* aparecerá la opción “Complementos” que permite acceder a los menús de *OpenStudio* y dos barras de iconos con las principales funciones de *OpenStudio*.



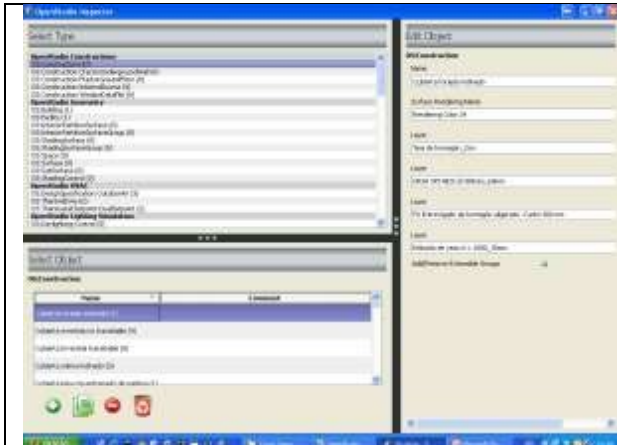
Debe accederse a la opción “Complementos” y después en “Preferences” para verificar que las unidades que usará *OpenStudio* serán las del Sistema Internacional “SI” en vez de las Imperiales “IP”. Las demás opciones pueden dejarse tal como están por defecto. Seleccionada la opción “SI” se pulsa en “Apply” y “Ok”.



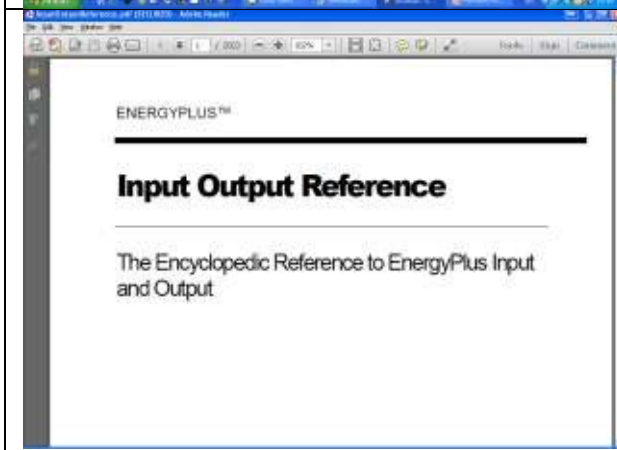
Usando la opción “Abrir un fichero .osm” nos permite abrir plantillas de *OpenStudio* con distintos parámetros introducidos. No usar la opción “Abrir” de la barra de comandos de *SketchUp* ya que no permite acceder a los ficheros .osm.



Si se introdujo una plantilla, usando el “Inspector de objetos” se pueden visualizar los diferentes objetos introducidos así como sus propiedades.

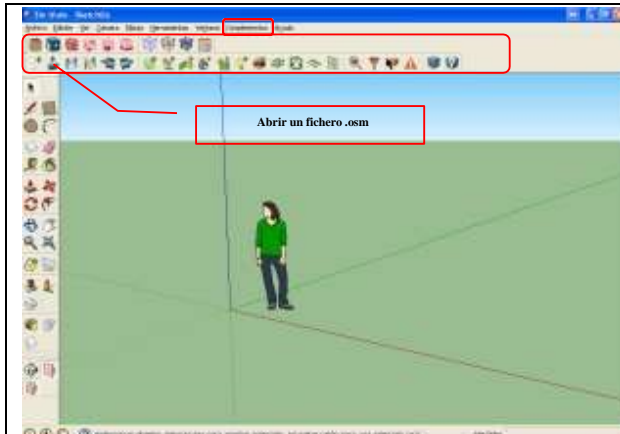


Normalmente no es necesario ni cambiar los objetos ni sus propiedades ya que la plantilla contiene los que son usualmente necesarios.

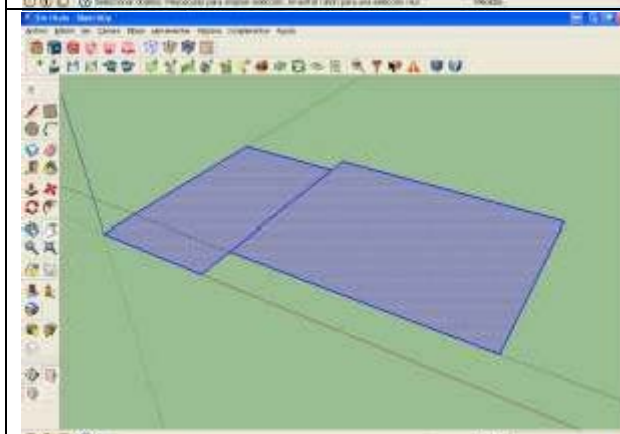


Si se desea tener más información sobre alguno de los objetos se puede acceder al “Input Output Reference” de *EnergyPlus* que se encuentra en la carpeta “Documentation” dentro de la carpeta donde se ha instalado EnergyPlus.(normalmente C:\EnergyPlusV8-0-0\ documentation).

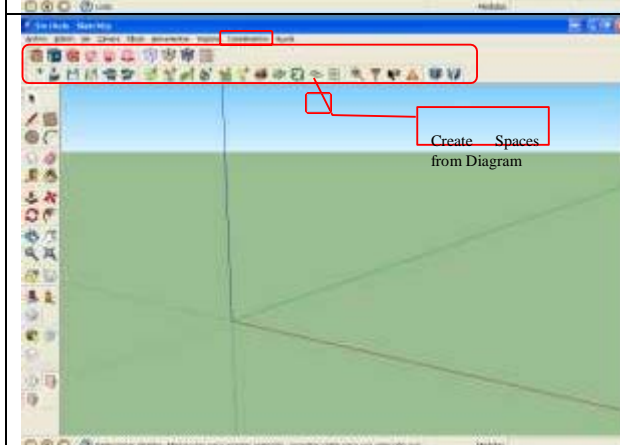
## INTRODUCCIÓN DE RECINTOS



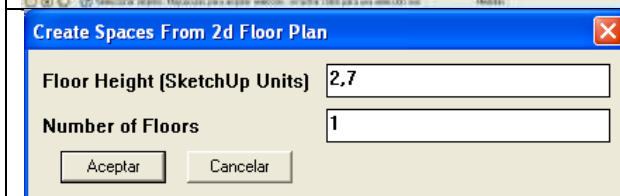
Después de abrir el fichero .osm de la plantilla o un nuevo archivo se procede a introducir los diferentes recintos. Existen dos procedimientos para ello.



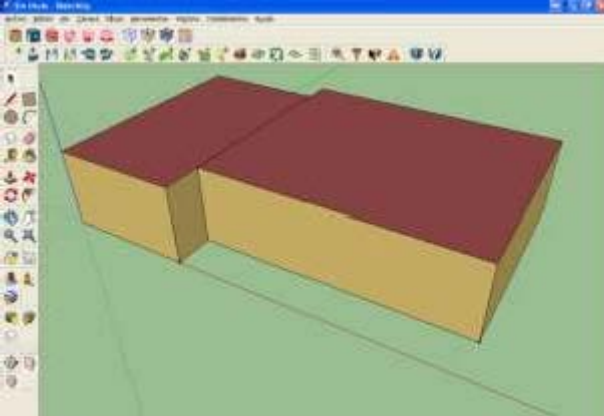
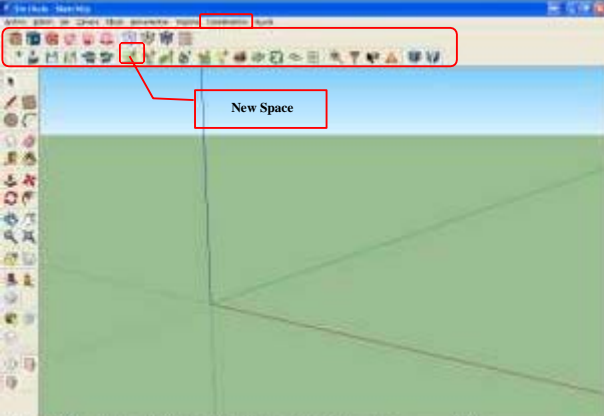
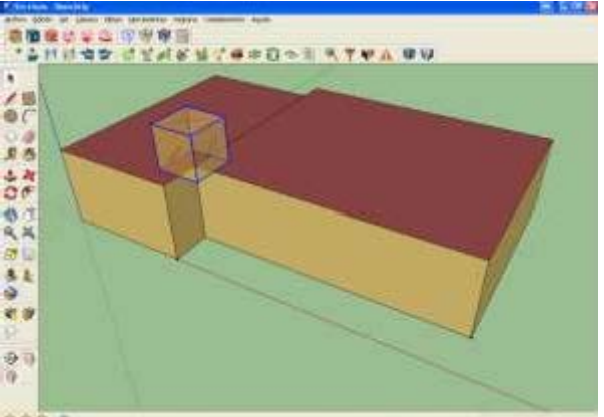
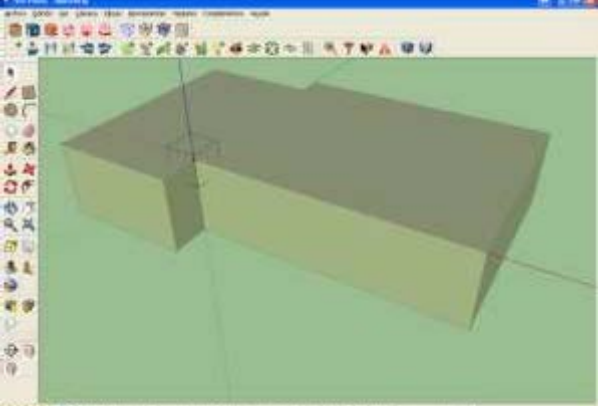
Usando las herramientas de *SketchUp* (rectángulos/ polígonos/ guías...) se dibuja la planta de los recintos. Se recomienda usar la opción de medición para verificar que se ha hecho correctamente. Se seleccionan todos los polígonos que definen la planta.

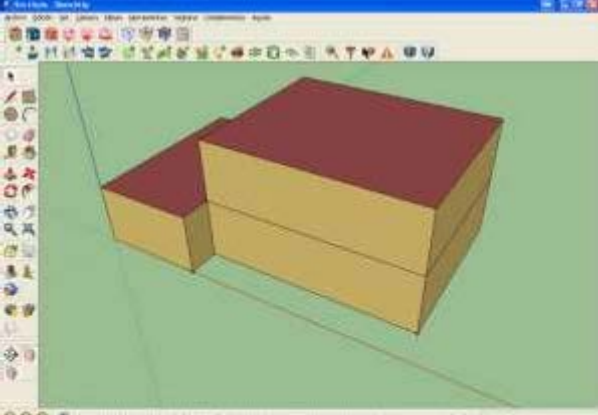
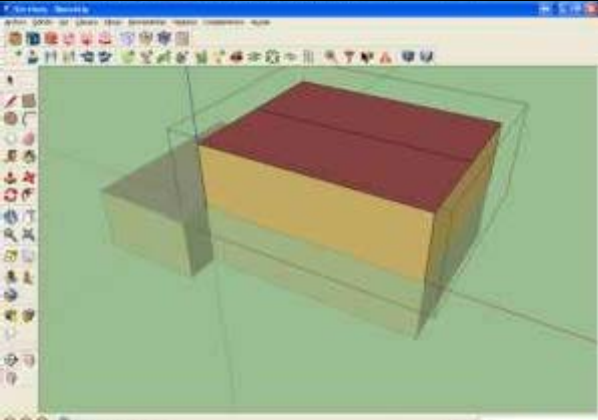
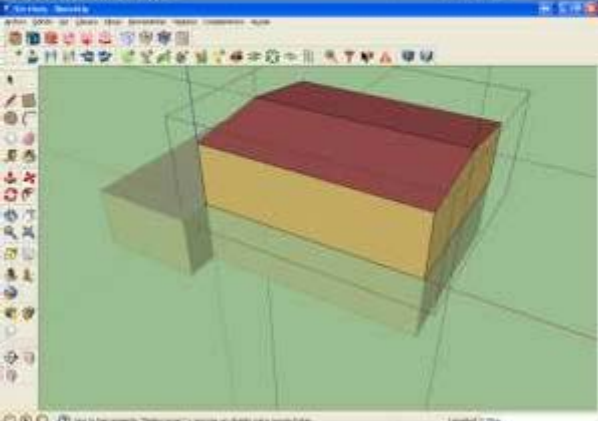


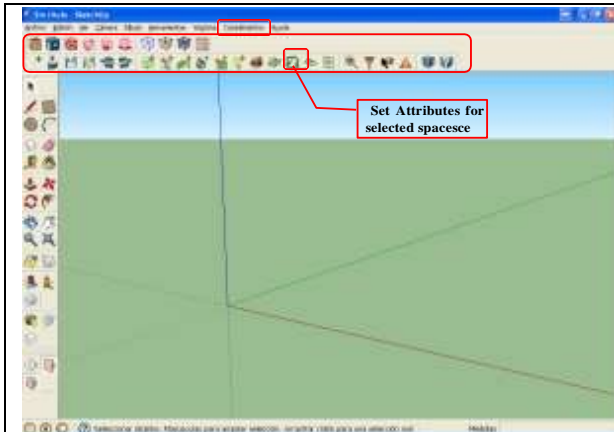
Usando el Icono "Create Spaces from Diagram" se accede a la creación de espacios



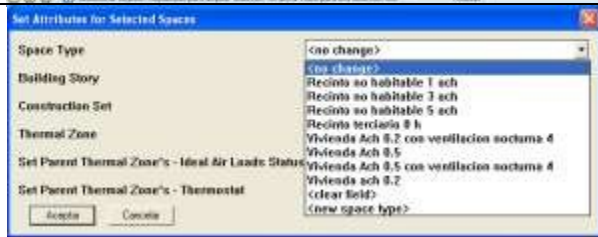
Se define la altura del espacio (en este caso 2,7m) y el número de plantas a crear (en este caso 1)

	<p>Se habrán generado los dos espacios tal como se deseaba. Se puede proceder a crear el espacio de la planta primera (en este caso usaremos el segundo procedimiento)</p>
	<p>Se accede al icono "New Space"</p>
	<p>Se hace clic con el mouse en el punto donde se desea crear el espacio.</p>
	<p>Se hace doble clic para poder acceder a editar este grupo.</p>
	<p>Con las herramientas de <i>SketchUp</i> se dibuja el perfil del nuevo recinto, hecho esto se usa la herramienta de</p>

	<p><i>SketchUp</i> “Empujar/Tirar” y se extruye el recinto en altura para obtener el nuevo recinto</p>
	<p>Se obtendrá el nuevo recinto (en este caso superpuesto al anterior) como se adjunta en la imagen. Ahora se procederá a transformar la cubierta plana en una tejado inclinado.</p>
	<p>Se selecciona la planta superior, se hace doble clic para poder editar este grupo y usando las herramientas de <i>SketchUp</i> se dibuja la línea de cumbrera.</p>
	<p>Usando guías para referencia y la herramienta “mover” se eleva la cumbrera hasta su posición correcta. Se pueden borrar las líneas guías para no emborronar el dibujo y crear posibles futuras confusiones.</p>
	<p>Conviene seleccionar cada uno de los recintos y con el botón derecho, se aparece un menu contextual que accede a “OpenStudio/Inspector” y se abre automáticamente el objeto “Space” en el “Inspector de objetos”. Se cambia el nombre (por defecto un número) por uno que sea más fácil de identificar (por ej. Garaje / Planta Baja / Planta Primera)</p>



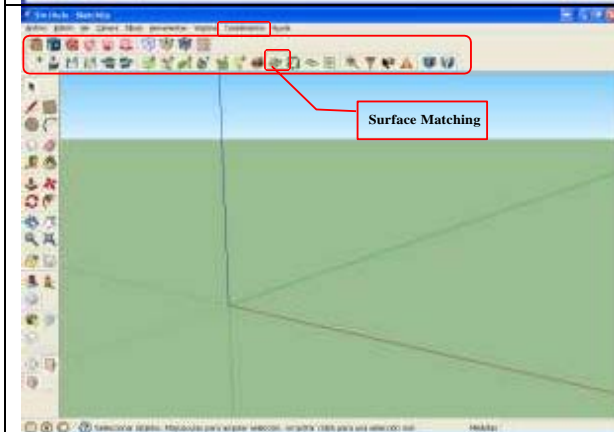
Después de renombrar los recintos, se selecciona cada uno de los recintos y se accede al Icono “Set attributes for selected Spaces”



Se selecciona en el menú desplegable cada una de las opciones y se especifican los parámetros de ese recinto.

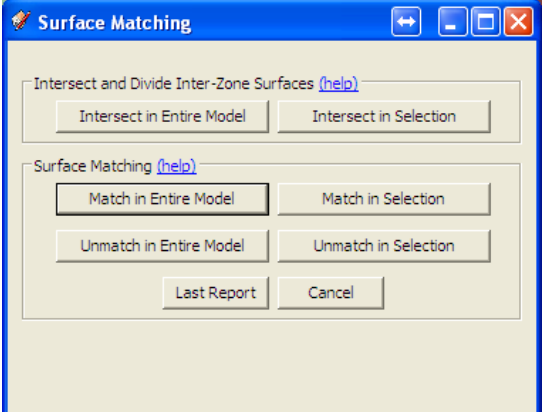
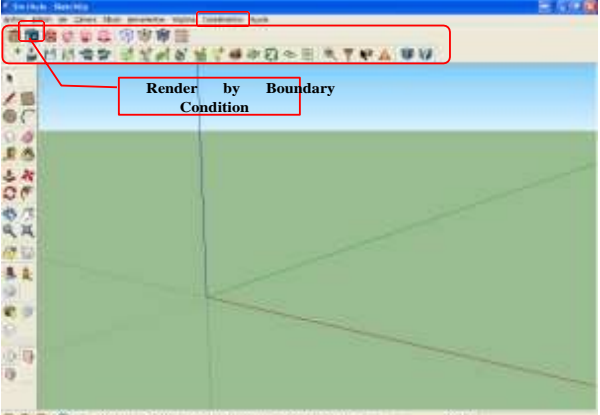
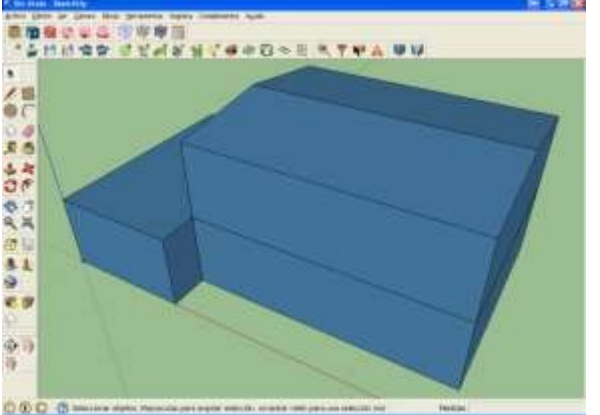
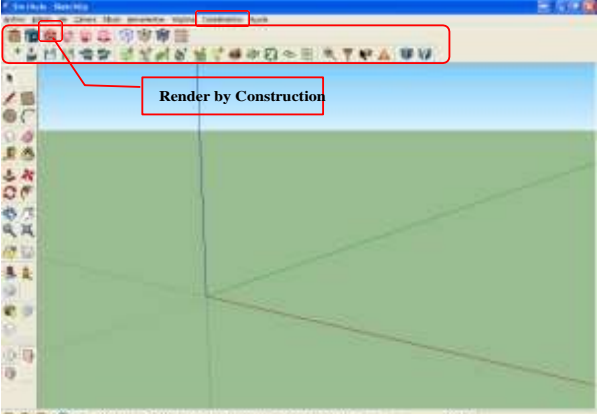


Se repite el mismo proceso para todos los recintos con sus atributos.

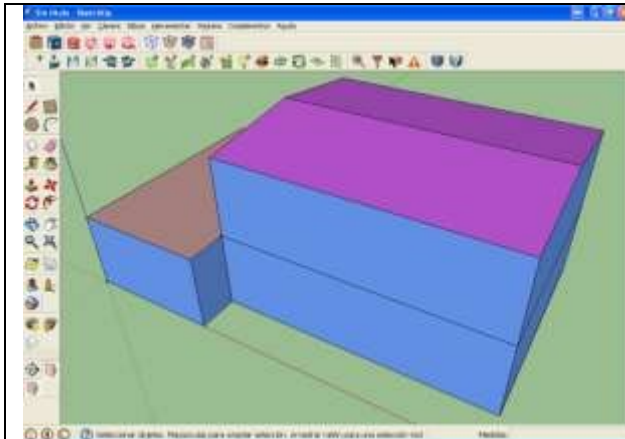


Se debe acceder al icono de *OpenStudio* “Surface Matching” para que el modelo detecte las condiciones de contorno entre recintos.

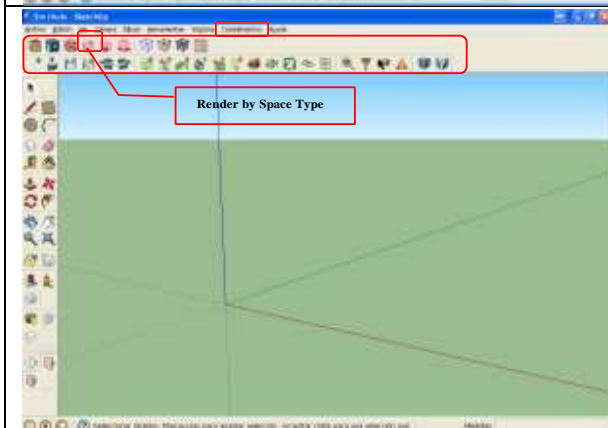


	<p>Se aplican sucesivamente las opciones “Intersect in Entere Model” y “Match in Entere Model” para que se identifiquen las superficies que son comunes a varios espacios. (paredes / suelos / techos/ ...)</p>
	<p>En este punto conviene verificar que se han introducido correctamente todos los atributos usando las opciones de “renderizado”.</p>
	<p>“Render by Boundary Conditions”</p>
	<p>Las superficies identificadas en azul son “exteriores” mientras que las verdes son “interiores” y las de color beige “en contacto con el terreno”</p>
	<p>“Render by Construction”</p>

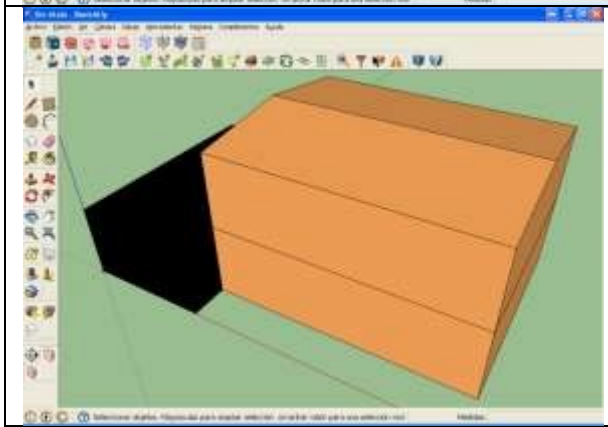




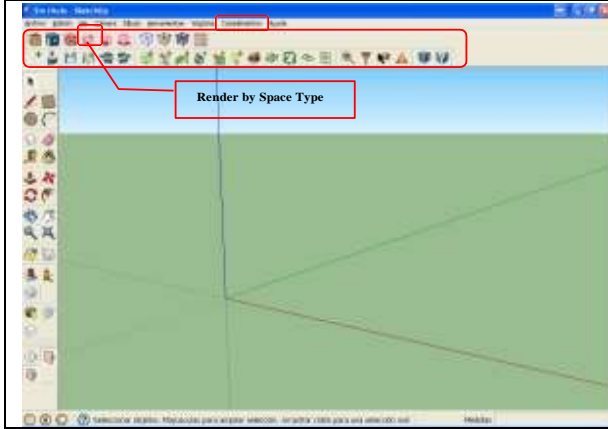
Cada color representa un tipo diferente de construcción.  
 Seleccionando un espacio, abrirlo para editarlo con doble clic y después, en una superficie se pueden ver las propiedades de la construcción con el botón derecho accionando “OpenStudio / Inspector”  
 En la imagen se ven las paredes de azul, el tejado inclinado morado y el tejado plano marrón.



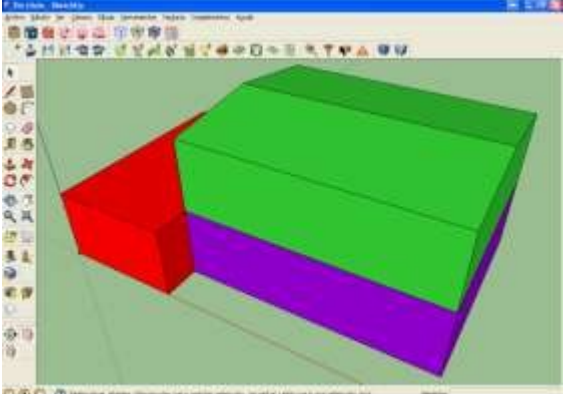
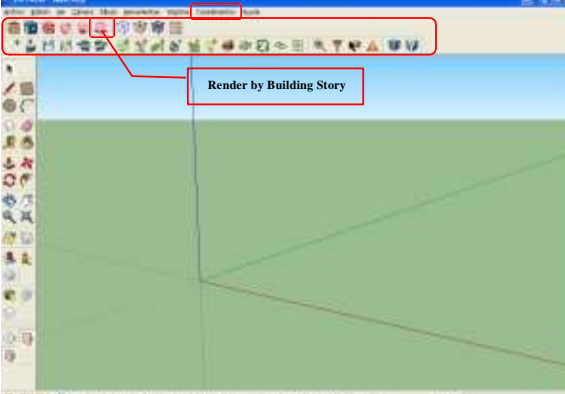
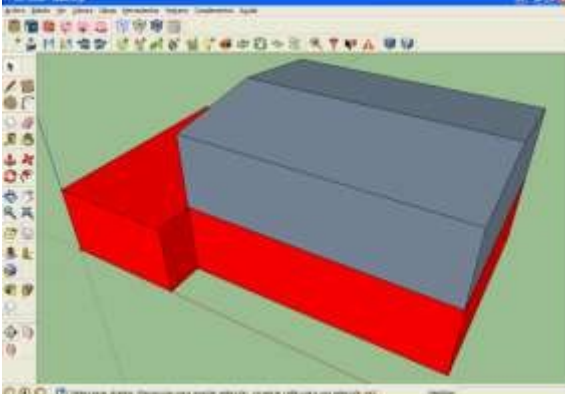
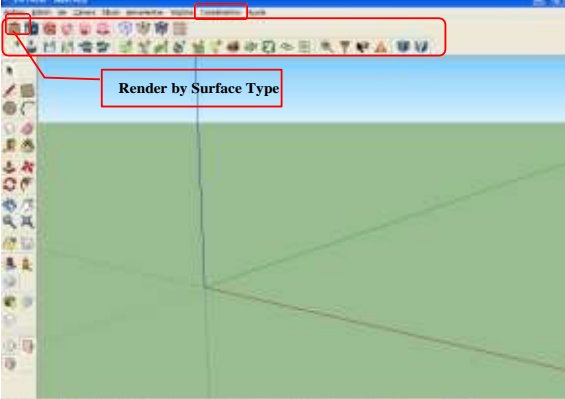
“Render by Space Type”

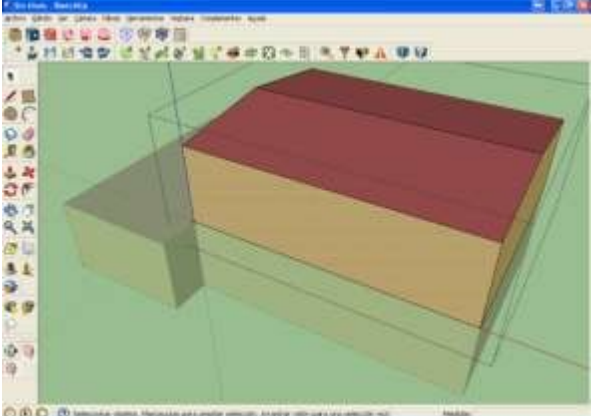
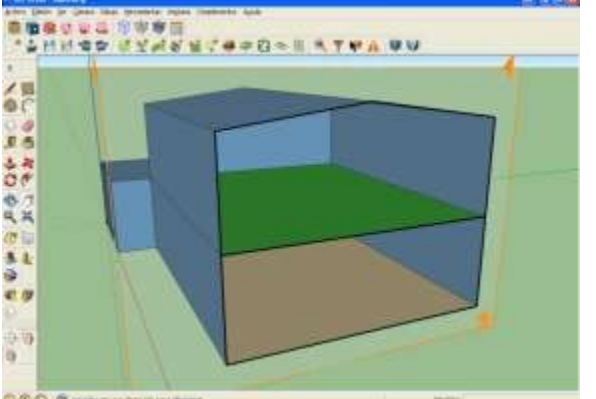
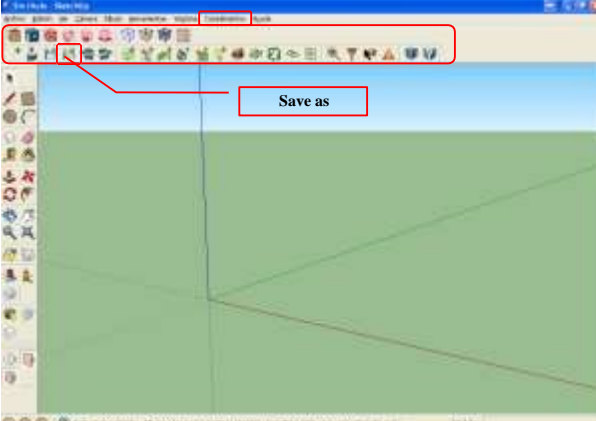


Cada color representa un tipo de espacio.  
 Seleccionando un espacio y con botón derecho mediante las opciones “OpenStudio / Inspector” se abre el Inspector de Objetos y se pueden visualizar sus atributos.  
 En este caso se muestran en marron los espacios que climatizaremos y el garaje en color negro, ya que no se climatiza.

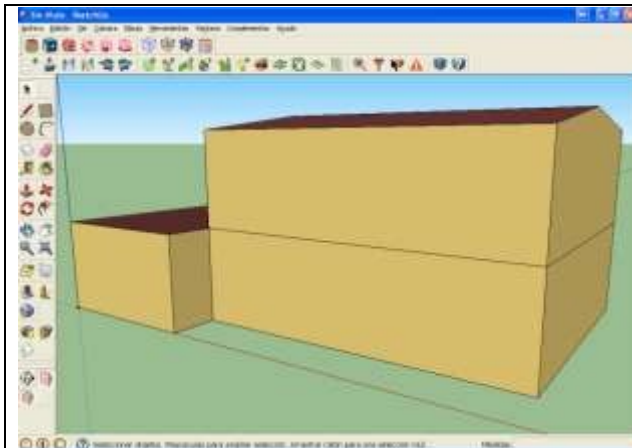


“Render By Thermal Zone”

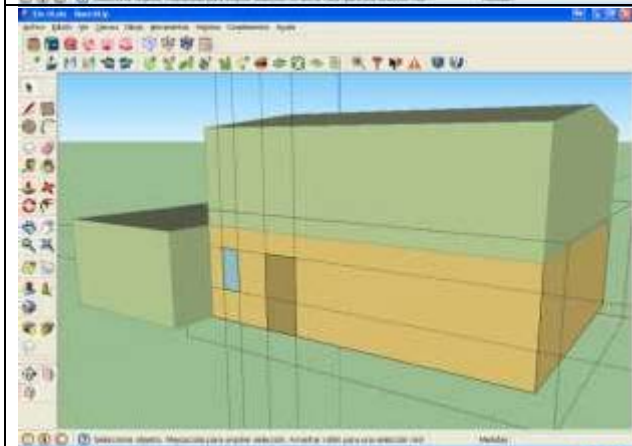
	<p>Cada color representa una zona térmica del edificio.          Conviene seleccionar una a una para dotarlas de un nombre más inteligible mediante botón derecho las opciones “OpenStudio / Inspector” para acceder al inspector y renombrar las diferentes zonas.</p>
	<p>“Render by Building Story”</p>
	<p>Cada color representa cada una de las plantas, en este caso rojo la planta baja y gris la primera planta.</p>
	<p>“Render by Surface Type”</p>

	<p>Conviene renombrar las superficies principales para su mejor identificación accediendo a cada recinto seleccionando la superficie y con el botón derecho se accede al menú contextual con las opciones “OpenStudio / Inspector” se accede a las propiedades de esta superficie para modificar su denominación y hacerla más inteligible)</p>
	<p>Los diferentes “render” en varias posiciones / secciones y la consulta de los atributos permiten verificar visualmente si todos los cerramientos se han introducido correctamente.</p>
	<p>Se recomienda guardar el ejercicio para no perder el progreso realizado.</p>

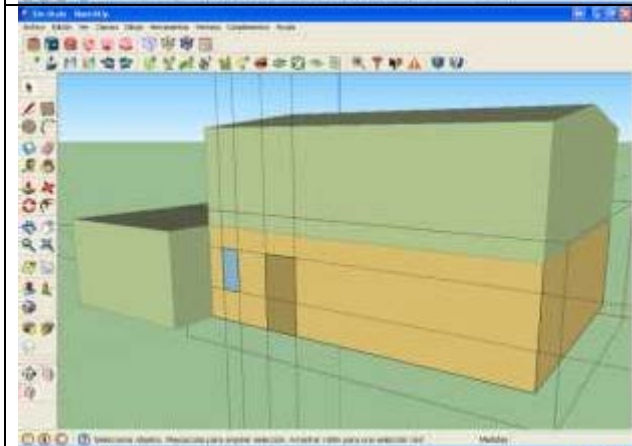
## INTRODUCCIÓN DE HUECOS



Se abre el fichero generado en el párrafo anterior desde la barra de *OpenStudio*.



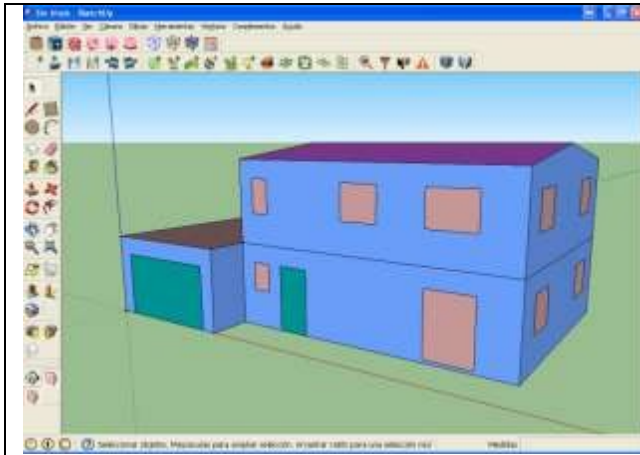
Para introducir un hueco basta con seleccionar un recinto, abrirlo para editarlo mediante doble clic, y dibujar mediante un rectángulo la posición del hueco. Las guías pueden ser una ayuda para posicionar con precisión cada hueco.  
Si el hueco arranca del suelo se generará una puerta (opaca) en vez de una ventana.



Seleccionando un hueco se pueden modificar sus propiedades (denominación / puerta / ventana,..) para adaptarlas al caso.  
Con la opción botón derecho "OpenStudio/Inspector" se accede al Inspector de Objetos para modificar sus propiedades.




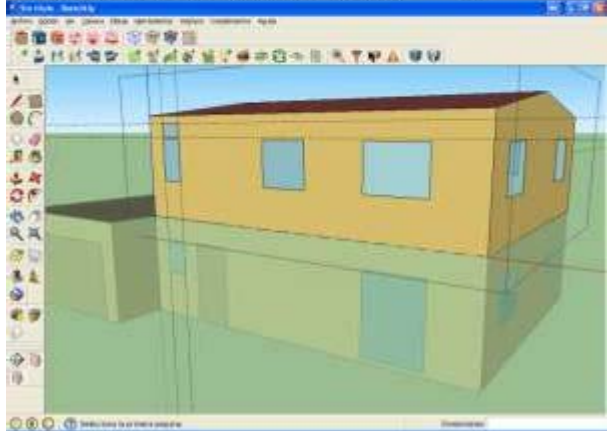
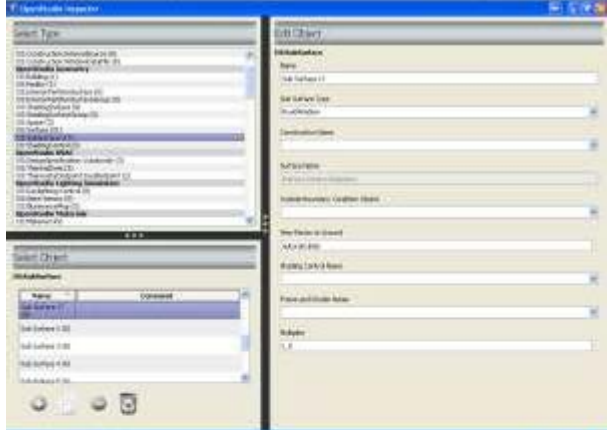
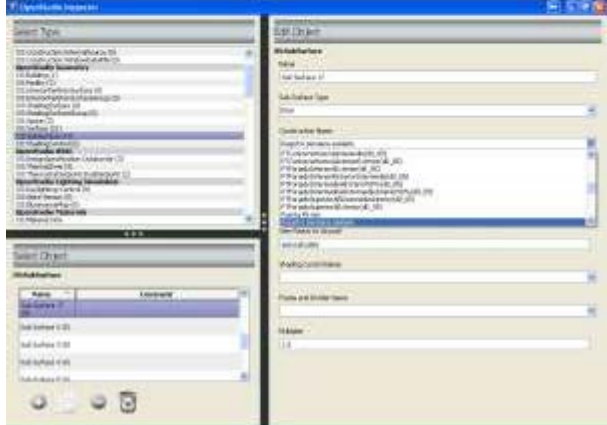
Se repite el proceso tantas veces como sea preciso hasta conseguir el edificio de la imagen.


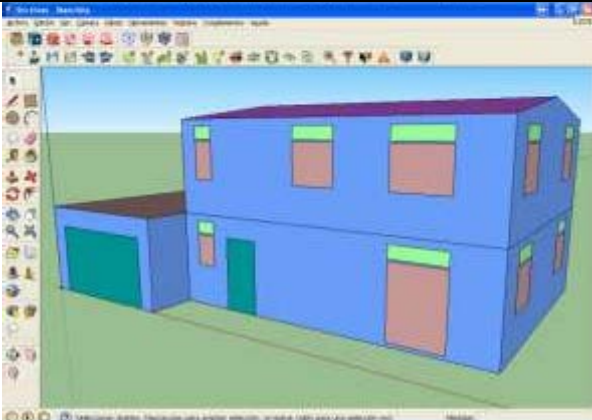


Usando el renderizado por construcciones es posible visualizar los tipos de construcción empleados o visualizar su construcción con la opción botón derecho “OpenStudio / Inspector”



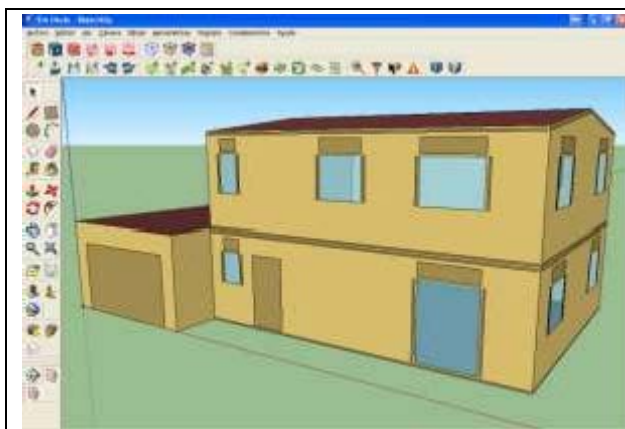
## INTRODUCCIÓN DE REGISTROS DE PERSIANA

	<p>Se procede a abrir el fichero generado en el paso anterior desde la barra de <i>OpenStudio</i>.</p>
	<p>Los registros de persiana se introducen como un hueco de características puerta y con la construcción adecuada al registro. Los huecos deben introducirse ligeramente separados los unos de los otros (por ej 5 cm) Al introducir el hueco se genera automáticamente como “ventana”</p>
	<p>Se selecciona el hueco y con el botón derecho y en las opciones “OpenStudio/Inspector se accede a las propiedades del hueco.</p>
	<p>Se modifica la propiedad <i>SubSurfaceType</i> a “Door” y se introduce en la propiedad <i>ConstructionName</i> la construcción adecuada, por ej:”Registro de persiana aislado”</p>

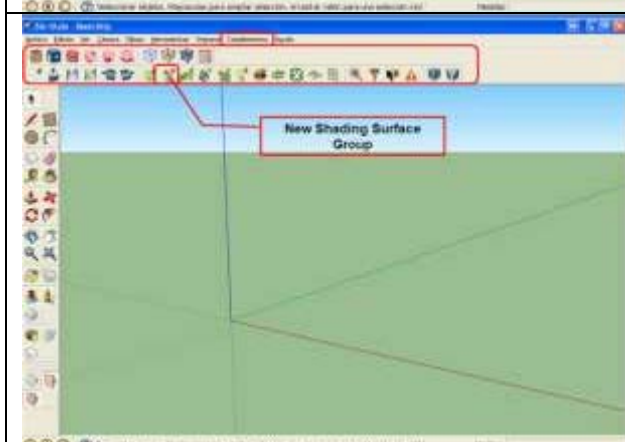
	<p>Se repite el proceso tantas veces como sea necesario</p>
	<p>Con el “Render by Construction” (véase página 9), se pueden visualizar las diferentes construcciones usadas en el modelo mediante los diferentes colores. Seleccionando un registro pulsando botón derecho y con la opción “OpenStudio/Inspector” se puede acceder al inspector de objetos y ver el detalle de la construcción introducida</p>
	<p>Se puede proceder a guardar un nuevo fichero .osm con los registros de persiana introducidos.</p>



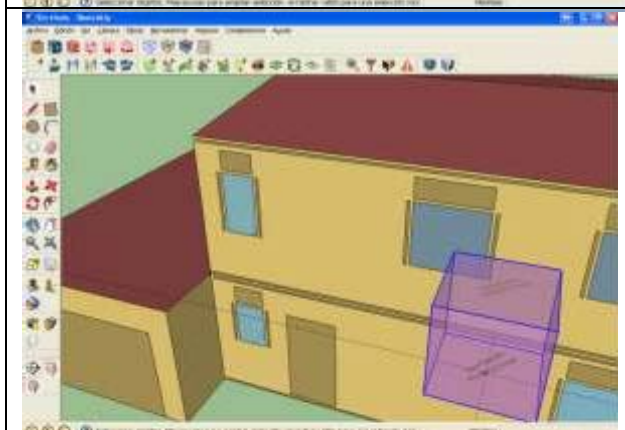
## DISPOSITIVOS DE SOMBRA



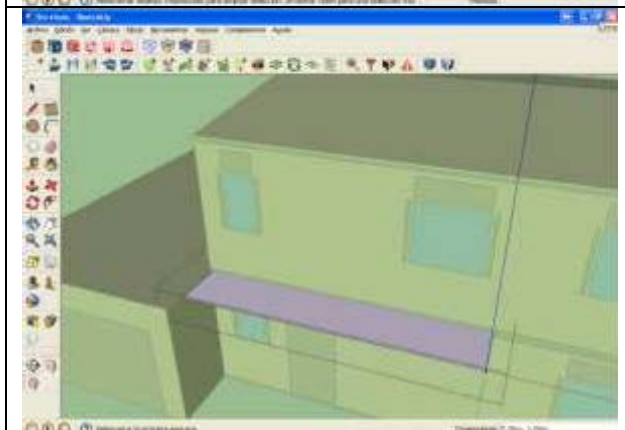
Se procede a abrir el fichero generado en el paso anterior.



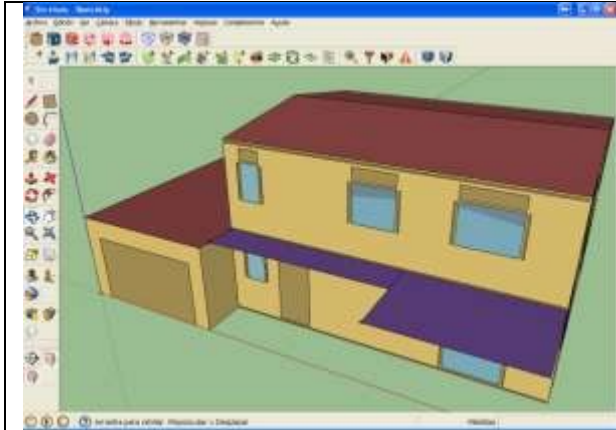
Para introducir un dispositivo de sombra fija se debe usar la opción “New Shading Surface Group”



Se pincha en el vértice donde se desea introducir el elemento de sombra.



Se hace doble clic para permitir editar el grupo y mediante las herramientas de *SketchUp* se dibuja el elemento de sombra



Se repite el procedimiento tantas veces como sea necesario

Se guarda el archivo final y ya podemos cerrar *SketchUp* y *OpenStudio*.

#### 10.4. ANEXO IV: HOJA DE RESULTADOS ENERGYPLUS

A continuación, se presentan la hoja de resultados completa de la simulación realizada con *EnergyPlus* del sistema HASHP, en el edificio modelo creado y con la climatología de la ciudad de Zaragoza, (Anexo I)

Program Version:EnergyPlus, Version 8.7.0-78a111df4a, YMD=2017.11.22 20:48

[Table of Contents](#)

Tabular Output Report in Format: HTML

Building: **Building 1**Environment: **RUN PERIOD 1 \*\* Zaragoza - ESP SWEC WMO#=081600**Simulation Timestamp: **2017-11-22 20:48:49**Report: **Annual Building Utility Performance Summary**[Table of Contents](#)For: **Entire Facility**Timestamp: **2017-11-22 20:48:49****Values gathered over 8760.00 hours****Site and Source Energy**

	Total Energy [GJ]	Energy Per Total Building Area [MJ/m2]	Energy Per Conditioned Building Area [MJ/m2]
Total Site Energy	54.73	311.83	392.30
Net Site Energy	54.73	311.83	392.30
Total Source Energy	169.84	967.74	1217.48
Net Source Energy	169.84	967.74	1217.48

**Site to Source Energy Conversion Factors**

	Site=>Source Conversion Factor
Electricity	3.167
Natural Gas	1.084
District Cooling	1.056
District Heating	3.613
Steam	0.300
Gasoline	1.050
Diesel	1.050
Coal	1.050
Fuel Oil #1	1.050
Fuel Oil #2	1.050
Propane	1.050
Other Fuel 1	1.000
Other Fuel 2	1.000

**Building Area**

	Area [m2]
Total Building Area	175.50
Net Conditioned Building Area	139.50
Unconditioned Building Area	36.00

**End Uses**

	Electricity [GJ]	Natural Gas [GJ]	Additional Fuel [GJ]	District Cooling [GJ]	District Heating [GJ]	Water [m3]
Heating	7.95	1.67	0.00	0.00	0.00	0.00
Cooling	7.14	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Interior Lighting	9.24	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Exterior Lighting	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Interior Equipment	27.95	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Exterior Equipment	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Fans	0.78	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Pumps	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Heat Rejection	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

Humidification	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Heat Recovery	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Water Systems	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Refrigeration	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Generators	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Total End Uses	53.06	1.67	0.00	0.00	0.00	0.00

Note: Electricity appears to be the principal heating source based on energy usage.

**End Uses By Subcategory**

	Subcategory	Electricity [GJ]	Natural Gas [GJ]	Additional Fuel [GJ]	District Cooling [GJ]	District Heating [GJ]	Water [m3]
Heating	General	7.95	1.67	0.00	0.00	0.00	0.00
Cooling	General	7.14	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Interior Lighting	General	9.24	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Exterior Lighting	General	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Interior Equipment	General	27.95	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Exterior Equipment	General	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Fans	General	0.78	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Pumps	General	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Heat Rejection	General	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Humidification	General	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Heat Recovery	General	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Water Systems	General	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Refrigeration	General	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Generators	General	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

**Normalized Metrics**

**Utility Use Per Conditioned Floor Area**

	Electricity Intensity [MJ/m2]	Natural Gas Intensity [MJ/m2]	Additional Fuel Intensity [MJ/m2]	District Cooling Intensity [MJ/m2]	District Heating Intensity [MJ/m2]	Water Intensity [m3/m2]
Lighting	66.23	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
HVAC	113.77	11.98	0.00	0.00	0.00	0.00
Other	200.33	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Total	380.33	11.98	0.00	0.00	0.00	0.00

**Utility Use Per Total Floor Area**

	Electricity Intensity [MJ/m2]	Natural Gas Intensity [MJ/m2]	Additional Fuel Intensity [MJ/m2]	District Cooling Intensity [MJ/m2]	District Heating Intensity [MJ/m2]	Water Intensity [m3/m2]
Lighting	52.64	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
HVAC	90.43	9.52	0.00	0.00	0.00	0.00
Other	159.24	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Total	302.31	9.52	0.00	0.00	0.00	0.00

**Electric Loads Satisfied**

	Electricity [GJ]	Percent Electricity [%]
Fuel-Fired Power Generation	0.000	0.00
High Temperature Geothermal*	0.000	0.00
Photovoltaic Power	0.000	0.00
Wind Power	0.000	0.00
Power Conversion	0.000	0.00
Net Decrease in On-Site Storage	0.000	0.00
Total On-Site Electric Sources	0.000	0.00
Electricity Coming From Utility	53.056	100.00
Surplus Electricity Going To Utility	0.000	0.00

Net Electricity From Utility	53.056	100.00
Total On-Site and Utility Electric Sources	53.056	100.00
Total Electricity End Uses	53.056	100.00

#### On-Site Thermal Sources

	Heat [GJ]	Percent Heat [%]
Water-Side Heat Recovery	0.00	
Air to Air Heat Recovery for Cooling	0.00	
Air to Air Heat Recovery for Heating	0.00	
High-Temperature Geothermal*	0.00	
Solar Water Thermal	0.00	
Solar Air Thermal	0.00	
Total On-Site Thermal Sources	0.00	

#### Water Source Summary

	Water [m3]	Percent Water [%]
Rainwater Collection	0.00	-
Condensate Collection	0.00	-
Groundwater Well	0.00	-
Total On Site Water Sources	0.00	-
-	-	-
Initial Storage	0.00	-
Final Storage	0.00	-
Change in Storage	0.00	-
-	-	-
Water Supplied by Utility	0.00	-
-	-	-
Total On Site, Change in Storage, and Utility Water Sources	0.00	-
Total Water End Uses	0.00	-

#### Setpoint Not Met Criteria

	Degrees [deltaC]
Tolerance for Zone Heating Setpoint Not Met Time	0.20
Tolerance for Zone Cooling Setpoint Not Met Time	0.20

#### Comfort and Setpoint Not Met Summary

	Facility [Hours]
Time Setpoint Not Met During Occupied Heating	0.00
Time Setpoint Not Met During Occupied Cooling	0.00
Time Not Comfortable Based on Simple ASHRAE 55-2004	2302.75

Note 1: An asterisk (\*) indicates that the feature is not yet implemented.

#### Table of Contents

[Top](#)  
[Annual Building Utility Performance Summary](#)  
[Input Verification and Results Summary](#)  
[Demand End Use Components Summary](#)  
[Source Energy End Use Components Summary](#)  
[Component Sizing Summary](#)  
[Surface Shadowing Summary](#)  
[Adaptive Comfort Summary](#)  
[Initialization Summary](#)  
[Climatic Data Summary](#)  
[Envelope Summary](#)  
[Shading Summary](#)  
[Lighting Summary](#)

[Equipment Summary](#)  
[HVAC Sizing Summary](#)  
[System Summary](#)  
[Outdoor Air Summary](#)  
[Object Count Summary](#)  
[Energy Meters](#)  
[Sensible Heat Gain Summary](#)  
[Standard 62.1 Summary](#)  
[LEED Summary](#)

## Life-Cycle Cost Report

| [Entire Facility](#) |

### Report: Input Verification and Results Summary

[Table of Contents](#)

For: **Entire Facility**

Timestamp: **2017-11-22 20:48:49**

#### General

	Value
Program Version and Build	EnergyPlus, Version 8.7.0-78a111df4a, YMD=2017.11.22 20:48
RunPeriod	RUN PERIOD 1
Weather File	Zaragoza - ESP SWEC WMO#=081600
Latitude [deg]	41.67
Longitude [deg]	-1.0
Elevation [m]	158.00
Time Zone	1.00
North Axis Angle [deg]	0.00
Rotation for Appendix G [deg]	0.00
Hours Simulated [hrs]	8760.00

#### ENVELOPE

##### Window-Wall Ratio

	Total	North (315 to 45 deg)	East (45 to 135 deg)	South (135 to 225 deg)	West (225 to 315 deg)
Gross Wall Area [m2]	217.05	62.37	46.16	62.37	46.16
Above Ground Wall Area [m2]	217.05	62.37	46.16	62.37	46.16
Window Opening Area [m2]	23.08	6.78	6.78	8.61	0.91
Gross Window-Wall Ratio [%]	10.63	10.87	14.68	13.81	1.98
Above Ground Window-Wall Ratio [%]	10.63	10.87	14.68	13.81	1.98

##### Conditioned Window-Wall Ratio

	Total	North (315 to 45 deg)	East (45 to 135 deg)	South (135 to 225 deg)	West (225 to 315 deg)
Gross Wall Area [m2]	167.37	50.22	42.38	50.22	24.55
Above Ground Wall Area [m2]	167.37	50.22	42.38	50.22	24.55
Window Opening Area [m2]	23.08	6.78	6.78	8.61	0.91
Gross Window-Wall Ratio [%]	13.79	13.49	15.99	17.15	3.72
Above Ground Window-Wall Ratio [%]	13.79	13.49	15.99	17.15	3.72

##### Skylight-Roof Ratio

	Total
Gross Roof Area [m2]	106.37
Skylight Area [m2]	0.00
Skylight-Roof Ratio [%]	0.00

#### PERFORMANCE

##### Zone Summary

	Area [m2]	Conditioned (Y/N)	Part of Total Floor	Volume [m3]	Multipliers	Above Ground	Underground Gross Wall	Window Glass	Opening Area	Lighting [W/m2]	People [m2]	Plug and



			Area (Y/N)			Gross Wall Area [m <sup>2</sup> ]	Area [m <sup>2</sup> ]	Area [m <sup>2</sup> ]	[m <sup>2</sup> ]		per person	Process [W/m <sup>2</sup> ]
THERMAL ZONE: GARAGE THERMAL ZONE	36.00	No	Yes	97.20	1.00	49.68	0.00	0.00	0.00	5.0000	5.00	3.9826
THERMAL ZONE: PLANTA BAJA THERMAL ZONE	69.75	Yes	Yes	188.32	1.00	72.90	0.00	9.49	11.06	4.8438	9.29	20.0000
THERMAL ZONE: PLANTA PRIMERA THERMAL ZONE	69.75	Yes	Yes	205.76	1.00	94.47	0.00	10.11	12.02	4.8438	9.29	20.0000
Total	175.50			491.29		217.05	0.00	19.60	23.08	4.8758	7.90	16.7144
Conditioned Total	139.50			394.09		167.37	0.00	19.60	23.08	4.8438	9.29	20.0000
Unconditioned Total	36.00			97.20		49.68	0.00	0.00	0.00	5.0000	5.00	3.9826
Not Part of Total	0.00			0.00		0.00	0.00	0.00	0.00			

## Report: Demand End Use Components Summary

[Table of Contents](#)

For: Entire Facility

Timestamp: 2017-11-22 20:48:49

## End Uses

	Electricity [W]	Natural Gas [W]	Propane [W]	District Cooling [W]	Steam [W]	Water [m <sup>3</sup> /s]
Time of Peak	17-JUL-13:00	09-JAN-06:15	-	-	-	-
Heating	0.00	6231.35	0.00	0.00	0.00	0.00
Cooling	2409.52	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Interior Lighting	770.13	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Exterior Lighting	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Interior Equipment	2640.04	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Exterior Equipment	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Fans	110.10	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Pumps	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Heat Rejection	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Humidification	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Heat Recovery	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Water Systems	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Refrigeration	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Generators	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Total End Uses	5929.80	6231.35	0.00	0.00	0.00	0.00

## End Uses By Subcategory

	Subcategory	Electricity [W]	Natural Gas [W]	Propane [W]	District Cooling [W]	Steam [W]	Water [m <sup>3</sup> /s]
Heating	General	0.00	6231.35	0.00	0.00	0.00	0.00
Cooling	General	2409.52	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Interior Lighting	General	770.13	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Exterior Lighting	General	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Interior Equipment	General	2640.04	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Exterior Equipment	General	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Fans	General	110.10	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Pumps	General	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Heat Rejection	General	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Humidification	General	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Heat Recovery	General	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Water Systems	General	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Refrigeration	General	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Generators	General	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

Report: **Source Energy End Use Components Summary**[Table of Contents](#)For: **Entire Facility**Timestamp: **2017-11-22 20:48:49**Values gathered over **8760.00** hours**Source Energy End Use Components Summary**

	Source Electricity [GJ]	Source Natural Gas [GJ]	Source Additional Fuel [GJ]	Source District Cooling [GJ]	Source District Heating [GJ]
Heating	25.17	1.81	0.00	0.00	0.00
Cooling	22.61	0.00	0.00	0.00	0.00
Interior Lighting	29.26	0.00	0.00	0.00	0.00
Exterior Lighting	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Interior Equipment	88.51	0.00	0.00	0.00	0.00
Exterior Equipment	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Fans	2.48	0.00	0.00	0.00	0.00
Pumps	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Heat Rejection	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Humidification	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Heat Recovery	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Water Systems	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Refrigeration	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Generators	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Total Source Energy End Use Components	168.03	1.81	0.00	0.00	0.00

**Normalized Metrics****Source Energy End Use Components Per Conditioned Floor Area**

	Source Electricity [MJ/m <sup>2</sup> ]	Source Natural Gas [MJ/m <sup>2</sup> ]	Source Additional Fuel [MJ/m <sup>2</sup> ]	Source District Cooling [MJ/m <sup>2</sup> ]	Source District Heating [MJ/m <sup>2</sup> ]
Heating	180.42	12.98	0.00	0.00	0.00
Cooling	162.10	0.00	0.00	0.00	0.00
Interior Lighting	209.74	0.00	0.00	0.00	0.00
Exterior Lighting	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Interior Equipment	634.45	0.00	0.00	0.00	0.00
Exterior Equipment	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Fans	17.78	0.00	0.00	0.00	0.00
Pumps	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Heat Rejection	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Humidification	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Heat Recovery	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Water Systems	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Refrigeration	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Generators	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Total Source Energy End Use Components	1204.50	12.98	0.00	0.00	0.00

**Source Energy End Use Components Per Total Floor Area**

	Source Electricity [MJ/m <sup>2</sup> ]	Source Natural Gas [MJ/m <sup>2</sup> ]	Source Additional Fuel [MJ/m <sup>2</sup> ]	Source District Cooling [MJ/m <sup>2</sup> ]	Source District Heating [MJ/m <sup>2</sup> ]
Heating	180.42	12.98	0.00	0.00	0.00

Cooling	162.10	0.00	0.00	0.00	0.00
Interior Lighting	209.74	0.00	0.00	0.00	0.00
Exterior Lighting	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Interior Equipment	634.45	0.00	0.00	0.00	0.00
Exterior Equipment	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Fans	17.78	0.00	0.00	0.00	0.00
Pumps	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Heat Rejection	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Humidification	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Heat Recovery	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Water Systems	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Refrigeration	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Generators	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Total Source Energy End Use Components	1204.50	12.98	0.00	0.00	0.00

Report: Climatic Data Summary

[Table of Contents](#)

For: Entire Facility

Timestamp: 2017-11-22 20:48:49

SizingPeriod:DesignDay

	Maximum Dry Bulb [C]	Daily Temperature Range [deltaC]	Humidity Value	Humidity Type	Wind Speed [m/s]	Wind Direction
ZARAGOZA ANN CLG .4% CONDNS DB=>MWB	36.10	13.90	21.50	Wetbulb [C]	3.50	90.00
ZARAGOZA ANN CLG .4% CONDNS DP=>MDB	26.20	13.90	19.90	Dewpoint [C]	3.50	90.00
ZARAGOZA ANN CLG .4% CONDNS ENTH=>MDB	33.20	13.90	68200.00	Enthalpy [J/kg]	3.50	90.00
ZARAGOZA ANN CLG .4% CONDNS WB=>MDB	33.10	13.90	22.80	Wetbulb [C]	3.50	90.00
ZARAGOZA ANN HTG 99.6% CONDNS DB	-2.90	0.00	-2.90	Wetbulb [C]	2.00	300.00
ZARAGOZA ANN HTG WIND 99.6% CONDNS WS=>MCDB	10.00	0.00	10.00	Wetbulb [C]	15.00	300.00
ZARAGOZA ANN HUM_N 99.6% CONDNS DP=>MCDB	2.40	0.00	-8.20	Dewpoint [C]	2.00	300.00

Weather Statistics File

	Value
Reference	ESP_Zaragoza.081600_SWEC
Site:Location	Zaragoza - ESP
Latitude	{N 41° 40'}
Longitude	{W 1° 1'}
Time Zone	{GMT +1.0 Hours}
Elevation (m) above sea level	158
Standard Pressure at Elevation	99441Pa
Data Source	SWEC
WMO Station	081600
Weather File Design Conditions	Climate Design Data 2009 ASHRAE Handbook
Heating Design Temperature 99.6% (C)	-2.9°
Heating Design Temperature 99% (C)	-1.1°
Cooling Design Temperature 0.4% (C)	36.1°
Cooling Design Temperature 1% (C)	34.2°
Cooling Design Temperature 2% (C)	32.8°
Maximum Dry Bulb Temperature (C)	37.2°
Maximum Dry Bulb Occurs on	Jul 16

Minimum Dry Bulb Temperature (C)	-1.1°
Minimum Dry Bulb Occurs on	Feb 1
Maximum Dew Point Temperature (C)	15.9°
Maximum Dew Point Occurs on	Jul 14
Minimum Dew Point Temperature (C)	-3.9°
Minimum Dew Point Occurs on	Feb 23
ASHRAE Handbook 2009 Cooling Degree-Days (base 10°C)	2333
Weather File Cooling Degree-Days (base 10°C)	2022
ASHRAE Handbook 2009 Heating Degree-Days (base 18.3°C)	1734
Weather File Heating Degree-Days (base 18°C)	1789
Köppen Classification	Cfa
Köppen Description	Humid subtropical (mild with no dry season, hot summer, lat. 20-35°N)
Köppen Recommendation	Unbearably hot dry periods in summer, but passive cooling is possible
ASHRAE Climate Zone	3C
ASHRAE Description	Warm-Marine

Report: Envelope Summary

[Table of Contents](#)

For: Entire Facility

Timestamp: 2017-11-22 20:48:49

Opaque Exterior

	Construction	Reflectance	U-Factor with Film [W/m2-K]	U-Factor no Film [W/m2-K]	Gross Area [m2]	Net Area [m2]	Azimuth [deg]	Tilt [deg]	Cardinal Direction
CULOGARAGE	ASHRAE 189.1-2009 EXTWALL MASS CLIMATEZONE 5	0.08	0.450	0.483	12.15	12.15	0.00	90.00	N
ESQUINAGARAGE	ASHRAE 189.1-2009 EXTWALL MASS CLIMATEZONE 5	0.08	0.450	0.483	3.78	3.78	90.00	90.00	E
GARAGEESTE	ASHRAE 189.1-2009 EXTWALL MASS CLIMATEZONE 5	0.08	0.450	0.483	21.60	21.60	270.00	90.00	W
PUERTAGARAGE	ASHRAE 189.1-2009 EXTWALL MASS CLIMATEZONE 5	0.08	0.450	0.483	12.15	4.58	180.00	90.00	S
SUELOGARAGE	EXTSLABCARPET 4IN CLIMATEZONE 1-8	0.15	2.945	5.634	36.00	36.00	0.00	180.00	
TECHOGARAGE	ASHRAE 189.1-2009 EXTROOF IEAD CLIMATEZONE 2-5	0.30	0.223	0.230	36.00	36.00	0.00	0.00	
PB-FE	ASHRAE 189.1-2009 EXTWALL MASS CLIMATEZONE 5	0.08	0.450	0.483	2.43	2.43	270.00	90.00	W
PB-FN	ASHRAE 189.1-2009 EXTWALL MASS CLIMATEZONE 5	0.08	0.450	0.483	25.11	20.88	0.00	90.00	N
PB-FO	ASHRAE 189.1-2009 EXTWALL MASS CLIMATEZONE 5	0.08	0.450	0.483	20.25	16.02	90.00	90.00	E
PB-FS	ASHRAE 189.1-2009 EXTWALL MASS CLIMATEZONE 5	0.08	0.450	0.483	25.11	18.00	180.00	90.00	S
SUELOCASA	EXTSLABCARPET 4IN CLIMATEZONE 1-8	0.15	2.945	5.634	69.75	69.75	0.00	180.00	
P1-FE	ASHRAE 189.1-2009 EXTWALL MASS CLIMATEZONE 5	0.08	0.450	0.483	22.13	21.00	270.00	90.00	W
P1-FN	ASHRAE 189.1-2009 EXTWALL MASS CLIMATEZONE 5	0.08	0.450	0.483	25.11	20.88	0.00	90.00	N
P1-FO	ASHRAE 189.1-2009 EXTWALL MASS CLIMATEZONE 5	0.08	0.450	0.483	22.13	17.90	90.00	90.00	E
P1-FS	ASHRAE 189.1-2009 EXTWALL MASS CLIMATEZONE 5	0.08	0.450	0.483	25.11	19.62	180.00	90.00	S
P1-TECHO1	ASHRAE 189.1-2009 EXTROOF IEAD CLIMATEZONE 2-5	0.30	0.223	0.230	35.18	35.18	180.00	7.59	
P1-TECHO2	ASHRAE 189.1-2009 EXTROOF IEAD CLIMATEZONE 2-5	0.30	0.223	0.230	35.18	35.18	0.00	7.59	

Exterior Fenestration

Construction	Glass	Frame	Divider	Area of	Area of	Glass	Glass	Glass Visible	Frame	Divider	Shade	Parent	Azimuth
--------------	-------	-------	---------	---------	---------	-------	-------	---------------	-------	---------	-------	--------	---------

		Area [m2]	Area [m2]	Area [m2]	One Opening [m2]	Multiplied Openings [m2]	U- Factor [W/m2- K]	SHGC	Transmittance	Conductance [W/m2-K]	Conductance [W/m2-K]	Control	Surface	[d
SUB SURFACE 14	ASHRAE 189.1- 2009 EXTWINDOW CLIMATEZONE 4-5	1.44	0.25	0.00	1.69	1.69	2.559	0.426	0.000	0.000	0.000	No	PB-FN	0
SUB SURFACE 15	ASHRAE 189.1- 2009 EXTWINDOW CLIMATEZONE 4-5	1.44	0.25	0.00	1.69	1.69	2.559	0.426	0.000	0.000	0.000	No	PB-FN	0
SUB SURFACE 10	ASHRAE 189.1- 2009 EXTWINDOW CLIMATEZONE 4-5	1.44	0.25	0.00	1.69	1.69	2.559	0.426	0.000	0.000	0.000	No	PB-FO	90
SUB SURFACE 9	ASHRAE 189.1- 2009 EXTWINDOW CLIMATEZONE 4-5	1.44	0.25	0.00	1.69	1.69	2.559	0.426	0.000	0.000	0.000	No	PB-FO	90
SUB SURFACE 4	ASHRAE 189.1- 2009 EXTWINDOW CLIMATEZONE 4-5	3.15	0.38	0.00	3.53	3.53	2.559	0.426	0.000	0.000	0.000	No	PB-FS	180
SUB SURFACE 6	ASHRAE 189.1- 2009 EXTWINDOW CLIMATEZONE 4-5	0.58	0.17	0.00	0.75	0.75	2.559	0.426	0.000	0.000	0.000	No	PB-FS	180
SUB SURFACE 16	ASHRAE 189.1- 2009 EXTWINDOW CLIMATEZONE 4-5	0.72	0.19	0.00	0.91	0.91	2.559	0.426	0.000	0.000	0.000	No	P1-FE	270
SUB SURFACE 12	ASHRAE 189.1- 2009 EXTWINDOW CLIMATEZONE 4-5	1.44	0.25	0.00	1.69	1.69	2.559	0.426	0.000	0.000	0.000	No	P1-FN	0
SUB SURFACE 13	ASHRAE 189.1- 2009 EXTWINDOW CLIMATEZONE 4-5	1.44	0.25	0.00	1.69	1.69	2.559	0.426	0.000	0.000	0.000	No	P1-FN	0
SUB SURFACE 7	ASHRAE 189.1- 2009 EXTWINDOW CLIMATEZONE 4-5	1.44	0.25	0.00	1.69	1.69	2.559	0.426	0.000	0.000	0.000	No	P1-FO	90
SUB SURFACE 8	ASHRAE 189.1- 2009 EXTWINDOW CLIMATEZONE 4-5	1.44	0.25	0.00	1.69	1.69	2.559	0.426	0.000	0.000	0.000	No	P1-FO	90
SUB SURFACE 1	ASHRAE 189.1- 2009 EXTWINDOW CLIMATEZONE 4-5	0.66	0.18	0.00	0.84	0.84	2.559	0.426	0.000	0.000	0.000	No	P1-FS	180
SUB SURFACE 2	ASHRAE 189.1- 2009 EXTWINDOW CLIMATEZONE 4-5	1.32	0.24	0.00	1.56	1.56	2.559	0.426	0.000	0.000	0.000	No	P1-FS	180
SUB SURFACE 3	ASHRAE 189.1- 2009 EXTWINDOW CLIMATEZONE 4-5	1.65	0.27	0.00	1.92	1.92	2.559	0.426	0.000	0.000	0.000	No	P1-FS	180
Total or Average						23.08	2.559	0.426	0.000					
North Total or						6.78	2.559	0.426	0.000					

Average														
Non-North Total or Average					16.30	2.559	0.426		0.000					

**Interior Fenestration**

	Construction	Area of One Opening [m2]	Area of Openings [m2]	Glass U-Factor [W/m2-K]	Glass SHGC	Glass Visible Transmittance	Parent Surface
Total or Average			0.00	-	-	-	

**Exterior Door**

	Construction	U-Factor with Film [W/m2-K]	U-Factor no Film [W/m2-K]	Gross Area [m2]	Parent Surface
SUB SURFACE 11	EXTERIOR DOOR	1.004	1.181	7.57	PUERTAGARAGE
SUB SURFACE 25	ASHRAE 189.1-2009 EXTROOF METAL CLIMATEZONE 6	0.181	0.186	0.42	PB-FN
SUB SURFACE 26	ASHRAE 189.1-2009 EXTROOF METAL CLIMATEZONE 6	0.181	0.186	0.42	PB-FN
SUB SURFACE 27	ASHRAE 189.1-2009 EXTROOF METAL CLIMATEZONE 6	0.181	0.186	0.42	PB-FO
SUB SURFACE 28	ASHRAE 189.1-2009 EXTROOF METAL CLIMATEZONE 6	0.181	0.186	0.42	PB-FO
SUB SURFACE 29	ASHRAE 189.1-2009 EXTROOF METAL CLIMATEZONE 6	0.181	0.186	0.53	PB-FS
SUB SURFACE 30	ASHRAE 189.1-2009 EXTROOF METAL CLIMATEZONE 6	0.181	0.186	0.21	PB-FS
SUB SURFACE 5	EXTERIOR DOOR	1.004	1.181	2.10	PB-FS
SUB SURFACE 17	ASHRAE 189.1-2009 EXTROOF METAL CLIMATEZONE 6	0.181	0.186	0.21	P1-FE
SUB SURFACE 23	ASHRAE 189.1-2009 EXTROOF METAL CLIMATEZONE 6	0.181	0.186	0.42	P1-FN
SUB SURFACE 24	ASHRAE 189.1-2009 EXTROOF METAL CLIMATEZONE 6	0.181	0.186	0.42	P1-FN
SUB SURFACE 21	ASHRAE 189.1-2009 EXTROOF METAL CLIMATEZONE 6	0.181	0.186	0.42	P1-FO
SUB SURFACE 22	ASHRAE 189.1-2009 EXTROOF METAL CLIMATEZONE 6	0.181	0.186	0.42	P1-FO
SUB SURFACE 18	ASHRAE 189.1-2009 EXTROOF METAL CLIMATEZONE 6	0.181	0.186	0.21	P1-FS
SUB SURFACE 19	ASHRAE 189.1-2009 EXTROOF METAL CLIMATEZONE 6	0.181	0.186	0.42	P1-FS
SUB SURFACE 20	ASHRAE 189.1-2009 EXTROOF METAL CLIMATEZONE 6	0.181	0.186	0.53	P1-FS

Report: **Shading Summary**

[Table of Contents](#)

For: **Entire Facility**

Timestamp: **2017-11-22 20:48:49**

**Sunlit Fraction**

	March 21 9am	March 21 noon	March 21 3pm	June 21 9am	June 21 noon	June 21 3pm	December 21 9am	December 21 noon	December 21 3pm
SUB SURFACE 14	0.00	0.00	0.00	1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
SUB SURFACE 15	0.00	0.00	0.00	1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
SUB SURFACE 10	1.00	1.00	0.00	1.00	1.00	0.00	1.00	1.00	0.00
SUB SURFACE 9	1.00	1.00	0.00	1.00	1.00	0.00	1.00	1.00	0.00
SUB SURFACE 4	1.00	1.00	1.00	0.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00

SUB SURFACE 6	1.00	1.00	0.27	0.00	1.00	0.58	1.00	1.00	0.19
SUB SURFACE 16	0.00	0.00	1.00	0.00	0.00	1.00	0.00	0.00	1.00
SUB SURFACE 12	0.00	0.00	0.00	1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
SUB SURFACE 13	0.00	0.00	0.00	1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
SUB SURFACE 7	1.00	1.00	0.00	1.00	1.00	0.00	1.00	1.00	0.00
SUB SURFACE 8	1.00	1.00	0.00	1.00	1.00	0.00	1.00	1.00	0.00
SUB SURFACE 1	1.00	1.00	1.00	0.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
SUB SURFACE 2	1.00	1.00	1.00	0.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
SUB SURFACE 3	1.00	1.00	1.00	0.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00

**Window Control**

	Name	Type	Shaded Construction	Control	Glare Control
None					

Report: **Lighting Summary**[Table of Contents](#)For: **Entire Facility**Timestamp: **2017-11-22 20:48:49****Interior Lighting**

	Zone	Lighting Power Density [W/m2]	Zone Area [m2]	Total Power [W]	End Use Subcategory	Schedule Name	Scheduled Hours/Week [hr]	Hours/Week > 1% [hr]	Full Load Hours/Week [hr]	Return Air Fraction	Conditioned (Y/N)	Consumption [GJ]
LUCES GARAGE	THERMAL ZONE: GARAGE THERMAL ZONE	5.0000	36.00	180.00	General	LIGHTS-1	57.52	168.00	57.51	0.0000	N	1.94
LUCES PB	THERMAL ZONE: PLANTA BAJA THERMAL ZONE	4.8438	69.75	337.85	General	LIGHTS-1	57.52	168.00	57.51	0.0000	Y	3.65
LUCES P1	THERMAL ZONE: PLANTA PRIMERA THERMAL ZONE	4.8438	69.75	337.85	General	LIGHTS-1	57.52	168.00	57.51	0.0000	Y	3.65
Interior Lighting Total		4.8758	175.50	855.70								9.24

**Daylighting**

	Zone	Control Name	Daylighting Method	Control Type	Fraction Controlled	Lighting Installed in Zone [W]	Lighting Controlled [W]
None							

**Exterior Lighting**

	Total Watts	Astronomical Clock/Schedule	Schedule Name	Scheduled Hours/Week [hr]	Hours/Week > 1% [hr]	Full Load Hours/Week [hr]	Consumption [GJ]
Exterior Lighting Total	0.00						0.00

Report: **Equipment Summary**[Table of Contents](#)For: **Entire Facility**Timestamp: **2017-11-22 20:48:49**



## Central Plant

	Type	Nominal Capacity [W]	Nominal Efficiency [W/W]	IPLV in SI Units [W/W]	IPLV in IP Units [Btu/W-h]
None					

## Cooling Coils

	Type	Design Coil Load [W]	Nominal Total Capacity [W]	Nominal Sensible Capacity [W]	Nominal Latent Capacity [W]	Nominal Sensible Heat Ratio	Nominal Efficiency [W/W]	Nominal Coil UA Value [W/C]	Nominal Coil Surface Area [m2]
PTHP 1 SPD DX CLG COIL	Coil:Cooling:DX:SingleSpeed		3542.79	2508.05	1034.74	0.71	3.00		
PTHP 1 SPD DX CLG COIL 1	Coil:Cooling:DX:SingleSpeed		6201.41	4370.93	1830.49	0.70	3.00		

Nominal values are gross at rated conditions, i.e., the supply air fan heat and electric power NOT accounted for.

## DX Cooling Coils

	DX Cooling Coil Type	Standard Rated Net Cooling Capacity [W]	Standard Rated Net COP [W/W]	EER [Btu/W-h]	SEER [Btu/W-h]	IEER [Btu/W-h]
PTHP 1 SPD DX CLG COIL		3427.1	2.64	9.02	9.10	9.28
PTHP 1 SPD DX CLG COIL 1		6001.3	2.65	9.03	9.12	9.31

ANSI/AHRI ratings account for supply air fan heat and electric power.

## DX Cooling Coil ASHRAE 127 Standard Ratings Report

	DX Cooling Coil Type	Rated Net Cooling Capacity Test A [W]	Rated Electric Power Test A [W]	Rated Net Cooling Capacity Test B [W]	Rated Electric Power Test B [W]	Rated Net Cooling Capacity Test C [W]	Rated Electric Power Test C [W]	Rated Net Cooling Capacity Test D [W]	Rated Electric Power Test D [W]
PTHP 1 SPD DX CLG COIL	Coil:Cooling:DX:SingleSpeed								
PTHP 1 SPD DX CLG COIL 1	Coil:Cooling:DX:SingleSpeed								

## DX Heating Coils

	DX Heating Coil Type	High Temperature Heating (net) Rating Capacity [W]	Low Temperature Heating (net) Rating Capacity [W]	HSPF [Btu/W-h]	Region Number
PTHP 1 SPD DX HTG COIL	Coil:Heating:DX:SingleSpeed	2988.0	2889.6	7.65	4
PTHP 1 SPD DX HTG COIL 1	Coil:Heating:DX:SingleSpeed	5226.3	5054.1	7.79	4

ANSI/AHRI ratings account for supply air fan heat and electric power.

## Heating Coils

	Type	Design Coil Load [W]	Nominal Total Capacity [W]	Nominal Efficiency [W/W]
PTHP 1 SPD DX HTG COIL	Coil:Heating:DX:SingleSpeed		3542.79	3.00
FUEL1	Coil:Heating:Fuel		4302.07	0.80
PTHP 1 SPD DX HTG COIL 1	Coil:Heating:DX:SingleSpeed		6201.41	3.00
FUEL2	Coil:Heating:Fuel		5879.37	0.80

Nominal values are gross at rated conditions, i.e., the supply air fan heat and electric power NOT accounted for.

## Fans

	Type	Total Efficiency [W/W]	Delta Pressure [pa]	Max Air Flow Rate [m3/s]	Rated Electric Power [W]	Rated Power Per Max Air Flow Rate [W-s/m3]	Motor Heat In Air Fraction	End Use
PTHP CV FAN	Fan:ConstantVolume	0.70	250.00	0.16	57.57	357.14	1.00	General
PTHP CV FAN 1	Fan:ConstantVolume	0.70	250.00	0.28	99.65	357.14	1.00	General

**Pumps**

	Type	Control	Head [pa]	Water Flow [m3/s]	Electric Power [W]	Power Per Water Flow Rate [W-s/m3]	Motor Efficiency [W/W]
None							

**Service Water Heating**

	Type	Storage Volume [m3]	Input [W]	Thermal Efficiency [W/W]	Recovery Efficiency [W/W]	Energy Factor
None						

Report: **HVAC Sizing Summary**[Table of Contents](#)For: **Entire Facility**Timestamp: **2017-11-22 20:48:49****Zone Sensible Cooling**

	Calculated Design Load [W]	User Design Load [W]	User Design Load per Area [W/m2]	Calculated Design Air Flow [m3/s]	User Design Air Flow [m3/s]	Design Day Name	Date/Time Of Peak {TIMESTAMP}	Thermostat Setpoint Temperature at Peak Load [C]	Indoor Temperature at Peak Load [C]	Indoor Humidity Ratio at Peak Load [kgWater/kgAir]	Outdoor Temperature at Peak Load [C]	Humidity Ratio at Peak Load [kgW/kgW]
THERMAL ZONE: PLANTA BAJA THERMAL ZONE	1900.10	1900.10	27.24	0.142	0.142	ZARAGOZA ANN CLG .4% CONDNS DB=>MWB	7/21 11:00:00	23.90	23.90	0.00935	32.90	
THERMAL ZONE: PLANTA PRIMERA THERMAL ZONE	2371.05	2371.05	33.99	0.177	0.177	ZARAGOZA ANN CLG .4% CONDNS DB=>MWB	7/21 15:00:00	23.90	23.90	0.00915	36.10	

*The Design Load is the zone sensible load only. It does not include any system effects or ventilation loads.***Zone Sensible Heating**

	Calculated Design Load [W]	User Design Load [W]	User Design Load per Area [W/m2]	Calculated Design Air Flow [m3/s]	User Design Air Flow [m3/s]	Design Day Name	Date/Time Of Peak {TIMESTAMP}	Thermostat Setpoint Temperature at Peak Load [C]	Indoor Temperature at Peak Load [C]	Indoor Humidity Ratio at Peak Load [kgWater/kgAir]	Outdoor Temperature at Peak Load [C]	Humidity Ratio at Peak Load [kgW/kgW]
THERMAL ZONE: PLANTA BAJA THERMAL ZONE	1798.80	2158.56	30.95	0.134	0.161	ZARAGOZA ANN HTG 99.6% CONDNS DB	1/21 24:00:00	22.20	22.20	0.00721	-2.90	
THERMAL ZONE: PLANTA PRIMERA THERMAL ZONE	3113.39	3736.07	53.56	0.233	0.279	ZARAGOZA ANN HTG 99.6% CONDNS DB	1/21 24:00:00	22.20	22.19	0.00705	-2.90	

*The Design Load is the zone sensible load only. It does not include any system effects or ventilation loads.***System Design Air Flow Rates**

	Calculated cooling [m3/s]	User cooling [m3/s]	Calculated heating [m3/s]	User heating [m3/s]
None				

**Plant Loop Coincident Design Fluid Flow Rate Adjustments**

	Previous Design Volume Flow Rate [m3/s]	Algorithm Volume Flow Rate [m3/s]	Coincident Design Volume Flow Rate [m3/s]	Coincident Size Adjusted	Peak Sizing Period Name	Peak Day into Period {TIMESTAMP} [day]	Peak Hour Of Day {TIMESTAMP} [hr]	Peak Step Start Minute {TIMESTAMP} [min]
None								

Report: **System Summary**[Table of Contents](#)For: **Entire Facility**Timestamp: **2017-11-22 20:48:49****Economizer**

	High Limit Shutoff Control	Minimum Outdoor Air [m3/s]	Maximum Outdoor Air [m3/s]	Return Air Temp Limit	Return Air Enthalpy Limit	Outdoor Air Temperature Limit [C]	Outdoor Air Enthalpy Limit [C]
None							

**Demand Controlled Ventilation using Controller:MechanicalVentilation**

	Controller:MechanicalVentilation Name	Outdoor Air Per Person [m3/s-person]	Outdoor Air Per Area [m3/s-m2]	Outdoor Air Per Zone [m3/s]	Outdoor Air ACH [ach]	Outdoor Air Method	Outdoor Air Schedule Name	Air Distribution Effectiveness in Cooling Mode	Air Distribution Effectiveness in Heating Mode	Air Distribution Effectiveness Schedule Name
None										

**Time Not Comfortable Based on Simple ASHRAE 55-2004**

	Winter Clothes [hr]	Summer Clothes [hr]	Summer or Winter Clothes [hr]
THERMAL ZONE: PLANTA BAJA THERMAL ZONE	38.25	2855.25	38.25
THERMAL ZONE: PLANTA PRIMERA THERMAL ZONE	336.75	2479.50	311.25
THERMAL ZONE: GARAGE THERMAL ZONE	2302.25	2860.00	2302.25
Facility	2302.75	2860.00	2302.75

Aggregated over the RunPeriods for Weather

**Time Setpoint Not Met**

	During Heating [hr]	During Cooling [hr]	During Occupied Heating [hr]	During Occupied Cooling [hr]
THERMAL ZONE: PLANTA BAJA THERMAL ZONE	69.50	0.00	0.00	0.00
THERMAL ZONE: PLANTA PRIMERA THERMAL ZONE	43.75	0.00	0.00	0.00
THERMAL ZONE: GARAGE THERMAL ZONE	0.00	0.00	0.00	0.00
Facility	69.50	0.00	0.00	0.00

Aggregated over the RunPeriods for Weather

Report: **Outdoor Air Summary**[Table of Contents](#)For: **Entire Facility**Timestamp: **2017-11-22 20:48:49****Average Outdoor Air During Occupied Hours**

	Average Number of Occupants	Nominal Number of Occupants	Zone Volume [m3]	Mechanical Ventilation [ach]	Infiltration [ach]	AFN Infiltration [ach]	Simple Ventilation [ach]
THERMAL ZONE: PLANTA BAJA THERMAL ZONE	6.48	7.51	188.32	0.399	0.195	0.000	0.000
THERMAL ZONE: PLANTA PRIMERA THERMAL ZONE	6.48	7.51	205.76	0.267	0.385	0.000	0.000

Values shown for a single zone without multipliers

**Minimum Outdoor Air During Occupied Hours**

	Average Number of Occupants	Nominal Number of Occupants	Zone Volume [m3]	Mechanical Ventilation [ach]	Infiltration [ach]	AFN Infiltration [ach]	Simple Ventilation [ach]
THERMAL ZONE: PLANTA BAJA THERMAL ZONE	6.48	7.51	188.32	0.000	0.000	0.000	0.000
THERMAL ZONE: PLANTA PRIMERA THERMAL ZONE	6.48	7.51	205.76	0.000	0.000	0.000	0.000

Values shown for a single zone without multipliers

Report: **Object Count Summary**[Table of Contents](#)For: **Entire Facility**

Timestamp: 2017-11-22 20:48:49

**Surfaces by Class**

	Total	Outdoors
Wall	14	12
Floor	3	2
Roof	4	3
Internal Mass	0	0
Building Detached Shading	0	0
Fixed Detached Shading	0	0
Window	14	14
Door	16	16
Glass Door	0	0
Shading	0	0
Overhang	0	0
Fin	0	0
Tubular Daylighting Device Dome	0	0
Tubular Daylighting Device Diffuser	0	0

**HVAC**

	Count
HVAC Air Loops	0
Conditioned Zones	2
Unconditioned Zones	1
Supply Plenums	0
Return Plenums	0

**Input Fields**

	Count
IDF Objects	256
Defaulted Fields	193
Fields with Defaults	651
Autosized Fields	30
Autosizable Fields	32
Autocalculated Fields	105
Autocalculatable Fields	105

Report: **Energy Meters**[Table of Contents](#)For: **Entire Facility**

Timestamp: 2017-11-22 20:48:49

**Annual and Peak Values - Electricity**

	Electricity Annual Value [GJ]	Electricity Minimum Value [W]	Timestamp of Minimum {TIMESTAMP}	Electricity Maximum Value [W]	Timestamp of Maximum {TIMESTAMP}
Electricity:Facility	53.06	101.45	18-JAN-21:15	5929.80	17-JUL-14:00
Electricity:Building	37.18	101.45	02-JAN-00:15	3495.74	02-JAN-10:15
Electricity:Zone:THERMAL ZONE: GARAGE THERMAL ZONE	3.31	11.87	02-JAN-00:15	309.04	02-JAN-10:15
InteriorLights:Electricity	9.24	42.79	01-JAN-00:15	855.70	02-JAN-10:15
InteriorLights:Electricity:Zone:THERMAL ZONE: GARAGE THERMAL ZONE	1.94	9.00	01-JAN-00:15	180.00	02-JAN-10:15
General:InteriorLights:Electricity	9.24	42.79	01-JAN-00:15	855.70	02-JAN-10:15
Electricity:Zone:THERMAL ZONE: PLANTA BAJA THERMAL ZONE	16.94	44.79	02-JAN-00:15	1593.35	02-JAN-10:15

InteriorLights:Electricity:Zone:THERMAL ZONE: PLANTA BAJA THERMAL ZONE	3.65	16.89	01-JAN-00:15	337.85	02-JAN-10:15
Electricity:Zone:THERMAL ZONE: PLANTA PRIMERA THERMAL ZONE	16.94	44.79	02-JAN-00:15	1593.35	02-JAN-10:15
InteriorLights:Electricity:Zone:THERMAL ZONE: PLANTA PRIMERA THERMAL ZONE	3.65	16.89	01-JAN-00:15	337.85	02-JAN-10:15
InteriorEquipment:Electricity	27.95	58.67	02-JAN-00:15	2640.04	02-JAN-09:15
InteriorEquipment:Electricity:Zone:THERMAL ZONE: GARAGE THERMAL ZONE	1.37	2.87	02-JAN-00:15	129.04	02-JAN-09:15
General:InteriorEquipment:Electricity	27.95	58.67	02-JAN-00:15	2640.04	02-JAN-09:15
InteriorEquipment:Electricity:Zone:THERMAL ZONE: PLANTA BAJA THERMAL ZONE	13.29	27.90	02-JAN-00:15	1255.50	02-JAN-09:15
InteriorEquipment:Electricity:Zone:THERMAL ZONE: PLANTA PRIMERA THERMAL ZONE	13.29	27.90	02-JAN-00:15	1255.50	02-JAN-09:15
ElectricityPurchased:Facility	53.06	101.45	01-NOV-00:45	5929.80	17-JUL-14:00
ElectricityPurchased:Plant	53.06	101.45	01-NOV-00:45	5929.80	17-JUL-14:00
Cogeneration:ElectricityPurchased	53.06	101.45	01-NOV-00:45	5929.80	17-JUL-14:00
ElectricitySurplusSold:Facility	0.00	0.00	01-JAN-00:15	0.00	01-JAN-00:15
ElectricitySurplusSold:Plant	0.00	0.00	01-JAN-00:15	0.00	01-JAN-00:15
Cogeneration:ElectricitySurplusSold	0.00	0.00	01-JAN-00:15	0.00	01-JAN-00:15
ElectricityNet:Facility	53.06	101.45	01-NOV-00:45	5929.80	17-JUL-14:00
ElectricityNet:Plant	53.06	101.45	01-NOV-00:45	5929.80	17-JUL-14:00
Cogeneration:ElectricityNet	53.06	101.45	01-NOV-00:45	5929.80	17-JUL-14:00
Electricity:HVAC	15.87	0.00	02-JAN-20:15	3036.10	24-FEB-08:00
Fans:Electricity	0.78	0.00	02-JAN-20:15	157.22	02-JAN-06:30
General:Fans:Electricity	0.78	0.00	02-JAN-20:15	157.22	02-JAN-06:30
Cooling:Electricity	7.14	0.00	01-JAN-00:15	2569.08	17-JUL-15:00
Heating:Electricity	7.95	0.00	02-JAN-20:15	2878.87	24-FEB-08:00

**Annual and Peak Values - Gas**

	Gas Annual Value [GJ]	Gas Minimum Value [W]	Timestamp of Minimum {TIMESTAMP}	Gas Maximum Value [W]	Timestamp of Maximum {TIMESTAMP}
Gas:Facility	1.67	0.00	01-JAN-00:15	6231.35	09-JAN-06:15
Gas:HVAC	1.67	0.00	01-JAN-00:15	6231.35	09-JAN-06:15
Heating:Gas	1.67	0.00	01-JAN-00:15	6231.35	09-JAN-06:15

**Annual and Peak Values - Cooling**

	Cooling Annual Value [GJ]	Cooling Minimum Value [W]	Timestamp of Minimum {TIMESTAMP}	Cooling Maximum Value [W]	Timestamp of Maximum {TIMESTAMP}
None					

**Annual and Peak Values - Water**

	Annual Value [m3]	Minimum Value [m3/s]	Timestamp of Minimum {TIMESTAMP}	Maximum Value [m3/s]	Timestamp of Maximum {TIMESTAMP}
None					

**Annual and Peak Values - Other by Weight/Mass**

	Annual Value [kg]	Minimum Value [kg/s]	Timestamp of Minimum {TIMESTAMP}	Maximum Value [kg/s]	Timestamp of Maximum {TIMESTAMP}
Carbon Equivalent:Facility	0.00	0.000	01-JAN-00:15	0.000	01-JAN-00:15
CarbonEquivalentEmissions:Carbon Equivalent	0.00	0.000	01-JAN-00:15	0.000	01-JAN-00:15

**Annual and Peak Values - Other Volumetric**

	Annual Value [m3]	Minimum Value [m3/s]	Timestamp of Minimum {TIMESTAMP}	Maximum Value [m3/s]	Timestamp of Maximum {TIMESTAMP}
None					

Annual and Peak Values - Other Liquid/Gas

	Annual Value [L]	Minimum Value [L]	Timestamp of Minimum {TIMESTAMP}	Maximum Value [L]	Timestamp of Maximum {TIMESTAMP}
None					

Annual and Peak Values - Other

	Annual Value [GJ]	Minimum Value [W]	Timestamp of Minimum {TIMESTAMP}	Maximum Value [W]	Timestamp of Maximum {TIMESTAMP}
EnergyTransfer:Facility	69.79	0.00	02-JAN-20:15	16872.91	09-JAN-06:15
EnergyTransfer:Building	29.53	0.00	02-JAN-20:15	6685.50	09-JAN-06:15
EnergyTransfer:Zone:THERMAL ZONE: GARAGE THERMAL ZONE	0.00	0.00	01-JAN-00:15	0.00	01-JAN-00:15
Heating:EnergyTransfer	12.47	0.00	02-JAN-20:15	6685.50	09-JAN-06:15
Heating:EnergyTransfer:Zone:THERMAL ZONE: GARAGE THERMAL ZONE	0.00	0.00	01-JAN-00:15	0.00	01-JAN-00:15
Cooling:EnergyTransfer	17.06	0.00	01-JAN-00:15	4142.59	17-JUL-11:00
Cooling:EnergyTransfer:Zone:THERMAL ZONE: GARAGE THERMAL ZONE	0.00	0.00	01-JAN-00:15	0.00	01-JAN-00:15
EnergyTransfer:Zone:THERMAL ZONE: PLANTA BAJA THERMAL ZONE	11.04	0.00	02-JAN-09:15	2488.86	09-JAN-06:15
Heating:EnergyTransfer:Zone:THERMAL ZONE: PLANTA BAJA THERMAL ZONE	2.98	0.00	02-JAN-09:15	2488.86	09-JAN-06:15
Cooling:EnergyTransfer:Zone:THERMAL ZONE: PLANTA BAJA THERMAL ZONE	8.05	0.00	01-JAN-00:15	1837.85	17-JUL-11:00
EnergyTransfer:Zone:THERMAL ZONE: PLANTA PRIMERA THERMAL ZONE	18.49	0.00	02-JAN-20:15	4196.64	09-JAN-06:15
Heating:EnergyTransfer:Zone:THERMAL ZONE: PLANTA PRIMERA THERMAL ZONE	9.49	0.00	02-JAN-20:15	4196.64	09-JAN-06:15
Cooling:EnergyTransfer:Zone:THERMAL ZONE: PLANTA PRIMERA THERMAL ZONE	9.00	0.00	01-JAN-00:15	2309.38	17-JUL-10:15
EnergyTransfer:HVAC	40.26	0.00	02-JAN-20:15	10187.41	09-JAN-06:15
CoolingCoils:EnergyTransfer	21.23	0.00	01-JAN-00:15	7039.78	17-JUL-15:00
HeatingCoils:EnergyTransfer	19.03	0.00	02-JAN-20:15	10187.41	09-JAN-06:15

Report: Sensible Heat Gain Summary

[Table of Contents](#)

For: Entire Facility

Timestamp: 2017-11-22 20:48:49

Annual Building Sensible Heat Gain Components

	HVAC Zone Eq & Other Sensible Air Heating [GJ]	HVAC Zone Eq & Other Sensible Air Cooling [GJ]	HVAC Terminal Unit Sensible Air Heating [GJ]	HVAC Terminal Unit Sensible Air Cooling [GJ]	HVAC Input Heated Surface Heating [GJ]	HVAC Input Cooled Surface Cooling [GJ]	People Sensible Heat Addition [GJ]	Lights Sensible Heat Addition [GJ]	Equipment Sensible Heat Addition [GJ]	Window Heat Addition [GJ]	Interzone Air Transfer Heat Addition [GJ]	Infiltration Heat Addition [GJ]	Opaque Surface Conduction and Other Heat Addition [GJ]	Equipment Sensible Heat Removal [GJ]
THERMAL ZONE: PLANTA BAJA THERMAL ZONE	2.983	-8.054	0.000	0.000	0.000	0.000	4.705	3.648	13.290	0.261	0.000	0.000	0.001	0.000
THERMAL ZONE: PLANTA PRIMERA THERMAL ZONE	9.488	-9.004	0.000	0.000	0.000	0.000	4.815	3.648	13.290	0.208	0.000	0.001	0.000	0.000
THERMAL ZONE: GARAGE THERMAL ZONE	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	4.415	1.943	1.366	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Total	12.471	-17.058	0.000	0.000	0.000	0.000	13.935	9.239	27.946	0.469	0.000	0.001	0.001	0.000

Facility															
----------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

**Peak Cooling Sensible Heat Gain Components**

	Time of Peak {TIMESTAMP}	HVAC Zone Eq & Other Sensible Air Heating [W]	HVAC Zone Eq & Other Sensible Air Cooling [W]	HVAC Terminal Unit Sensible Air Heating [W]	HVAC Terminal Unit Sensible Air Cooling [W]	HVAC Input Heated Surface Heating [W]	HVAC Input Cooled Surface Cooling [W]	People Sensible Heat Addition [W]	Lights Sensible Heat Addition [W]	Equipment Sensible Heat Addition [W]	Window Heat Addition [W]	Interzone Air Transfer Heat Addition [W]	Infiltration Heat Addition [W]	C S Cond and Ac
THERMAL ZONE: PLANTA BAJA THERMAL ZONE	24-JUL-08:09	0.00	-1847.97	0.00	0.00	0.00	0.00	576.13	304.07	558.00	0.00	0.00	0.00	
THERMAL ZONE: PLANTA PRIMERA THERMAL ZONE	10-JUL-06:03	0.00	-5420.86	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	16.89	27.90	0.00	0.00	0.00	5
THERMAL ZONE: GARAGE THERMAL ZONE	-	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	
Total Facility	10-JUL-06:03	0.00	-5420.86	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	42.79	58.67	0.00	0.00	0.00	5

**Peak Heating Sensible Heat Gain Components**

	Time of Peak {TIMESTAMP}	HVAC Zone Eq & Other Sensible Air Heating [W]	HVAC Zone Eq & Other Sensible Air Cooling [W]	HVAC Terminal Unit Sensible Air Heating [W]	HVAC Terminal Unit Sensible Air Cooling [W]	HVAC Input Heated Surface Heating [W]	HVAC Input Cooled Surface Cooling [W]	People Sensible Heat Addition [W]	Lights Sensible Heat Addition [W]	Equipment Sensible Heat Addition [W]	Window Heat Addition [W]	Interzone Air Transfer Heat Addition [W]	Infiltration Heat Addition [W]	C S Cond and Ac
THERMAL ZONE: PLANTA BAJA THERMAL ZONE	11-DEC-06:01	2871.76	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	16.89	27.90	0.00	0.00	0.00	
THERMAL ZONE: PLANTA PRIMERA THERMAL ZONE	11-DEC-06:01	4919.78	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	16.89	27.90	0.00	0.00	0.00	
THERMAL ZONE: GARAGE THERMAL ZONE	-	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	
Total Facility	11-DEC-06:01	7791.54	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	42.79	58.67	0.00	0.00	0.00	

Report: Standard 62.1 Summary

[Table of Contents](#)

For: Entire Facility

Timestamp: 2017-11-22 20:48:49

**System Ventilation Requirements for Cooling**

	Sum of Zone Primary Air Flow - Vpz-sum [m3/s]	System Population - Ps	Sum of Zone Population - Pz-sum	Occupant Diversity - D	Uncorrected Outdoor Air Intake Airflow - Vou [m3/s]	System Primary Airflow - Vps [m3/s]	Average Outdoor Air Fraction - Xs	System Ventilation Efficiency - Ev	Outdoor Air Intake Flow - Vot [m3/s]	Percent Outdoor Air - %OA
None										



**System Ventilation Requirements for Heating**

	Sum of Zone Primary Air Flow - Vpz-sum [m3/s]	System Population - Ps	Sum of Zone Population - Pz-sum	Occupant Diversity - D	Uncorrected Outdoor Air Intake Airflow - Vou [m3/s]	System Primary Airflow - Vps [m3/s]	Average Outdoor Air Fraction - Xs	System Ventilation Efficiency - Ev	Outdoor Air Intake Flow - Vot [m3/s]	Percent Outdoor Air - %OA
None										

**Zone Ventilation Parameters**

	AirLoop Name	People Outdoor Air Rate - Rp [m3/s-person]	Zone Population - Pz	Area Outdoor Air Rate - Ra [m3/s-m2]	Zone Floor Area - Az [m2]	Breathing Zone Outdoor Airflow - Vbz [m3/s]	Cooling Zone Air Distribution Effectiveness - Ez-clg	Cooling Zone Outdoor Airflow - Voz-clg [m3/s]	Heating Zone Air Distribution Effectiveness - Ez-htg	Heating Zone Outdoor Airflow - Voz-htg [m3/s]
None										

**System Ventilation Parameters**

	People Outdoor Air Rate - Rp [m3/s-person]	Sum of Zone Population - Pz-sum	Area Outdoor Air Rate - Ra [m3/s-m2]	Sum of Zone Floor Area - Az-sum [m2]	Breathing Zone Outdoor Airflow - Vbz [m3/s]	Cooling Zone Outdoor Airflow - Voz-clg [m3/s]	Heating Zone Outdoor Airflow - Voz-htg [m3/s]
None							

**Zone Ventilation Calculations for Cooling Design**

	AirLoop Name	Box Type	Zone Primary Airflow - Vpz [m3/s]	Zone Discharge Airflow - Vdz [m3/s]	Minimum Zone Primary Airflow - Vpz-min [m3/s]	Zone Outdoor Airflow Cooling - Voz-clg [m3/s]	Primary Outdoor Air Fraction - Zpz	Primary Air Fraction - Ep	Secondary Recirculation Fraction- Er	Supply Air Fraction- Fa	Mixed Air Fraction - Fb	Outdoor Air Fraction - Fc	Zone Ventilation Efficiency - Evz
None													

**System Ventilation Calculations for Cooling Design**

	Sum of Zone Primary Airflow - Vpz-sum [m3/s]	System Primary Airflow - Vps [m3/s]	Sum of Zone Discharge Airflow - Vdz-sum [m3/s]	Sum of Min Zone Primary Airflow - Vpz-min [m3/s]	Zone Outdoor Airflow Cooling - Voz-clg [m3/s]	Zone Ventilation Efficiency - Evz-min
None						

**Zone Ventilation Calculations for Heating Design**

	AirLoop Name	Box Type	Zone Primary Airflow - Vpz [m3/s]	Zone Discharge Airflow - Vdz [m3/s]	Minimum Zone Primary Airflow - Vpz-min [m3/s]	Zone Outdoor Airflow Heating - Voz-htg [m3/s]	Primary Outdoor Air Fraction - Zpz	Primary Air Fraction - Ep	Secondary Recirculation Fraction- Er	Supply Air Fraction- Fa	Mixed Air Fraction - Fb	Outdoor Air Fraction - Fc	Zone Ventilation Efficiency - Evz
None													

**System Ventilation Calculations for Heating Design**

	Sum of Zone Primary Airflow - Vpz-sum [m3/s]	System Primary Airflow - Vps [m3/s]	Sum of Zone Discharge Airflow - Vdz-sum [m3/s]	Sum of Min Zone Primary Airflow - Vpz-min [m3/s]	Zone Outdoor Airflow Heating - Voz-htg [m3/s]	Zone Ventilation Efficiency - Evz-min
None						

Report: LEED Summary

[Table of Contents](#)

For: Entire Facility

Timestamp: 2017-11-22 20:48:49

**Sec1.1A-General Information**

	Data
Cooling Degree Days	2022
Heating Degree Days	1789
HDD and CDD data source	Weather File Stat

Climate Zone	3C
Weather File	RUN PERIOD 1 ** Zaragoza - ESP SWEC WMO#=081600
Total gross floor area [m2]	175.50
Principal Heating Source	Electricity

**EAp2-1. Space Usage Type**

	Space Area [m2]	Regularly Occupied Area [m2]	Unconditioned Area [m2]	Typical Hours/Week in Operation [hr/wk]
THERMAL ZONE: PLANTA BAJA THERMAL ZONE	69.75	69.75	0.00	54.85
THERMAL ZONE: PLANTA PRIMERA THERMAL ZONE	69.75	69.75	0.00	54.85
THERMAL ZONE: GARAGE THERMAL ZONE	36.00	0.00	36.00	54.85
Totals	175.50	139.50	36.00	

**EAp2-2. Advisory Messages**

	Data
Number of hours heating loads not met	0.00
Number of hours cooling loads not met	0.00
Number of hours not met	0.00

**EAp2-3. Energy Type Summary**

	Utility Rate	Virtual Rate [\$/unit energy]	Units of Energy	Units of Demand
None				

**EAp2-4/5. Performance Rating Method Compliance**

	Electric Energy Use [GJ]	Electric Demand [W]	Natural Gas Energy Use [GJ]	Natural Gas Demand [W]	Additional Energy Use [GJ]	Additional Demand [W]
Interior Lighting	9.24	770.13	0.00	0.00	0.00	0.00
Exterior Lighting	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Space Heating	7.95	0.00	1.67	6231.35	0.00	0.00
Space Cooling	7.14	2409.52	0.00	0.00	0.00	0.00
Pumps	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Heat Rejection	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Fans-Interior	0.78	110.10	0.00	0.00	0.00	0.00
Fans-Parking Garage	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Service Water Heating	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Receptacle Equipment	27.95	2640.04	0.00	0.00	0.00	0.00
Interior Lighting-Process	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Refrigeration Equipment	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Cooking	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Industrial Process	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Elevators and Escalators	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Total Line	53.06		1.67		0.00	

**EAp2-6. Energy Use Summary**

	Process Subtotal [GJ]	Total Energy Use [GJ]
Electricity	27.95	53.06
Natural Gas	0.00	1.67
Additional	0.00	0.00
Total	27.95	54.73

**EAp2-7. Energy Cost Summary**

	Process Subtotal [\$]	Total Energy Cost [\$]
Electricity	0.00	
Natural Gas	0.00	
Additional	0.00	
Total	0.00	

Process energy cost based on ratio of process to total energy.

**L-1. Renewable Energy Source Summary**

	Rated Capacity [kW]	Annual Energy Generated [GJ]
Photovoltaic	0.00	0.00
Wind	0.00	0.00

**EAp2-17a. Energy Use Intensity - Electricity**

	Electricity [MJ/m2]
Interior Lighting	52.64
Space Heating	45.28
Space Cooling	40.69
Fans-Interior	4.46
Service Water Heating	0.00
Receptacle Equipment	159.24
Miscellaneous	0.00
Subtotal	302.31

**EAp2-17b. Energy Use Intensity - Natural Gas**

	Natural Gas [MJ/m2]
Space Heating	9.52
Service Water Heating	0.00
Miscellaneous	0.00
Subtotal	9.52

**EAp2-17c. Energy Use Intensity - Additional**

	Additional [MJ/m2]
Miscellaneous	0.00
Subtotal	0.00

**EAp2-18. End Use Percentage**

	Percent [%]
Interior Lighting	16.88
Space Heating	17.57
Space Cooling	13.05
Fans-Interior	1.43
Service Water Heating	0.00
Receptacle Equipment	51.07
Miscellaneous	0.00

Report: **Component Sizing Summary**

[Table of Contents](#)

For: **Entire Facility**

Timestamp: **2017-11-22 20:48:49**

**ZoneHVAC:PackagedTerminalHeatPump**

	Design Size Cooling Supply Air Flow Rate [m3/s]	Design Size Heating Supply Air Flow Rate [m3/s]	Design Size No Load Supply Air Flow Rate [m3/s]	Design Size Outdoor Air Flow Rate During Cooling Operation [m3/s]	Design Size Outdoor Air Flow Rate During Heating Operation [m3/s]	Design Size Outdoor Air Flow Rate When No Cooling or Heating is Needed [m3/s]	Design Size Maximum Supply Air Temperature from Supplemental Heater [C]
PTHP	0.161207	0.161207	0.161207	0.070866	0.070866	0.070866	33.31
PTHP 1	0.279020	0.279020	0.279020	0.070866	0.070866	0.070866	33.30

User-Specified values were used. Design Size values were used if no User-Specified values were provided.

**Coil: Cooling: DX: SingleSpeed**

	Design Size Rated Air Flow Rate [m3/s]	Design Size Gross Rated Total Cooling Capacity [W]	Design Size Gross Rated Sensible Heat Ratio
PTHP 1 SPD DX CLG COIL	0.161207	3542.79	0.707930
PTHP 1 SPD DX CLG COIL 1	0.279020	6201.41	0.704827

User-Specified values were used. Design Size values were used if no User-Specified values were provided.

**Coil: Heating: DX: SingleSpeed**

	Design Size Rated Air Flow Rate [m3/s]	Design Size Gross Rated Heating Capacity [W]	Design Size Resistive Defrost Heater Capacity [W]	User-Specified Resistive Defrost Heater Capacity [W]
PTHP 1 SPD DX HTG COIL	0.161207	3542.79	3542.79	2000.00
PTHP 1 SPD DX HTG COIL 1	0.279020	6201.41	6201.41	2000.00

User-Specified values were used. Design Size values were used if no User-Specified values were provided.

**Fan: ConstantVolume**

	Design Size Maximum Flow Rate [m3/s]
PTHP CV FAN	0.161207
PTHP CV FAN 1	0.279020

User-Specified values were used. Design Size values were used if no User-Specified values were provided.

**Coil: Heating: Fuel**

	Design Size Nominal Capacity [W]
FUEL1	4302.07
FUEL2	5879.37

User-Specified values were used. Design Size values were used if no User-Specified values were provided.

**Report: Surface Shadowing Summary**

[Table of Contents](#)

For: **Entire Facility**

Timestamp: **2017-11-22 20:48:49**

**Surfaces (Walls, Roofs, etc) that may be Shadowed by Other Surfaces**

	Possible Shadow Receivers
CULOGARAGE	PB-FE   P1-FE
ESQUINAGARAGE	PB-FS   P1-FS
TECHOGARAGE	P1-FE   P1-FS
PB-FE	CULOGARAGE
PB-FS	ESQUINAGARAGE

**Subsurfaces (Windows and Doors) that may be Shadowed by Surfaces**

	Possible Shadow Receivers
PUERTAGARAGE	SUB SURFACE 11
PB-FN	SUB SURFACE 14   SUB SURFACE 15   SUB SURFACE 25   SUB SURFACE 26
PB-FO	SUB SURFACE 10   SUB SURFACE 27   SUB SURFACE 28   SUB SURFACE 9
PB-FS	SUB SURFACE 29   SUB SURFACE 30   SUB SURFACE 4   SUB SURFACE 5   SUB SURFACE 6
P1-FE	SUB SURFACE 16   SUB SURFACE 17
P1-FN	SUB SURFACE 12   SUB SURFACE 13   SUB SURFACE 23   SUB SURFACE 24
P1-FO	SUB SURFACE 21   SUB SURFACE 22   SUB SURFACE 7   SUB SURFACE 8

Report: **Adaptive Comfort Summary**

[Table of Contents](#)

For: **Entire Facility**

Timestamp: **2017-11-22 20:48:49**

**Time Not Meeting the Adaptive Comfort Models during Occupied Hours**

ASHRAE55 90% Acceptability Limits [Hours]	ASHRAE55 80% Acceptability Limits [Hours]	CEN15251 Category I Acceptability Limits [Hours]	CEN15251 Category II Acceptability Limits [Hours]	CEN15251 Category III Acceptability Limits [Hours]

Report: **Initialization Summary**

[Table of Contents](#)

For: **Entire Facility**

Timestamp: **2017-11-22 20:48:49**

**Version**

Version ID
1 8.8

**Timesteps per Hour**

#TimeSteps	Minutes per TimeStep {minutes}
1	4

**System Convergence Limits**

Minimum System TimeStep {minutes}	Max HVAC Iterations	Minimum Plant Iterations	Maximum Plant Iterations
1	1	20	2

**Simulation Control**

Do Zone Sizing	Do System Sizing	Do Plant Sizing	Do Design Days	Do Weather Simulation	Do HVAC Sizing Simulation
1	Yes	No	No	No	Yes

**Output Reporting Tolerances**

Tolerance for Time Heating Setpoint Not Met	Tolerance for Zone Cooling Setpoint Not Met Time
1	0.200

**Site:GroundTemperature:BuildingSurface**

Jan{C}	Feb{C}	Mar{C}	Apr{C}	May{C}	Jun{C}	Jul{C}	Aug{C}	Sep{C}	Oct{C}	Nov{C}	Dec{C}	
1	20.03	20.03	20.13	20.30	20.43	20.52	20.62	20.77	20.78	20.55	20.44	20.20

**Site:GroundTemperature:FCfactorMethod**

Jan{C}	Feb{C}	Mar{C}	Apr{C}	May{C}	Jun{C}	Jul{C}	Aug{C}	Sep{C}	Oct{C}	Nov{C}	Dec{C}	
1	9.99	7.19	6.43	7.09	10.87	15.10	19.08	21.97	22.81	21.46	18.19	14.08

**Site:GroundTemperature:Shallow**

Jan{C}	Feb{C}	Mar{C}	Apr{C}	May{C}	Jun{C}	Jul{C}	Aug{C}	Sep{C}	Oct{C}	Nov{C}	Dec{C}
1	13.00	13.00	13.00	13.00	13.00	13.00	13.00	13.00	13.00	13.00	13.00

**Site:GroundTemperature:Deep**

Jan{C}	Feb{C}	Mar{C}	Apr{C}	May{C}	Jun{C}	Jul{C}	Aug{C}	Sep{C}	Oct{C}	Nov{C}	Dec{C}
1	16.00	16.00	16.00	16.00	16.00	16.00	16.00	16.00	16.00	16.00	16.00

**Site:GroundReflectance**

	Jan {dimensionless}	Feb {dimensionless}	Mar {dimensionless}	Apr {dimensionless}	May {dimensionless}	Jun {dimensionless}	Jul {dimensionless}	Aug {dim
1	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	

**Site:GroundReflectance:SnowModifier**

	Normal	Daylighting {dimensionless}
1	1.000	1.000

**Site:GroundReflectance:Snow**

	Jan {dimensionless}	Feb {dimensionless}	Mar {dimensionless}	Apr {dimensionless}	May {dimensionless}	Jun {dimensionless}	Jul {dimensionless}	Aug {dim
1	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	

**Site:GroundReflectance:Snow:Daylighting**

	Jan {dimensionless}	Feb {dimensionless}	Mar {dimensionless}	Apr {dimensionless}	May {dimensionless}	Jun {dimensionless}	Jul {dimensionless}	Aug {dim
1	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	

**Environment:Weather Station**

	Wind Sensor Height Above Ground {m}	Wind Speed Profile Exponent {}	Wind Speed Profile Boundary Layer Thickness {m}	Air Temperature Sensor Height Above Ground {m}	Wind Speed Modifier Coefficient-Internal	Temperature Modifier Coefficient-Internal
1	10.000	0.140	270.000	1.500	1.586	9.750E-003

**Site:Location**

	Location Name	Latitude {N+/S- Deg}	Longitude {E+/W- Deg}	Time Zone Number {GMT+/-}	Elevation {m}	Standard Pressure at Elevation {Pa}	Standard RhoAir at Elevation
1	Zaragoza - ESP SWEC WMO#=081600	41.67	-1.02	1.00	158.00	99441	1.1819

**Building Information**

	Building Name	North Axis {deg}	Terrain	Loads Convergence Tolerance Value	Temperature Convergence Tolerance Value	Solar Distribution	Maximum Number of Warmup Days	Minimum Number of Warmup Days
1	Building 1	0.000	Suburbs	4.00000E-002	0.40000	FullExterior	25	6

**Inside Convection Algorithm**

	Algorithm {Simple TARP CeilingDiffuser AdaptiveConvectionAlgorithm}
1	TARP

**Outside Convection Algorithm**

	Algorithm {SimpleCombined TARP MoWitt DOE-2 AdaptiveConvectionAlgorithm}
1	DOE-2

**Sky Radiance Distribution**

	Value {Anisotropic}
1	Anisotropic

**Zone Air Solution Algorithm**

	Value {ThirdOrderBackwardDifference AnalyticalSolution EulerMethod}
1	ThirdOrderBackwardDifference

**Zone Air Carbon Dioxide Balance Simulation**

	Simulation {Yes/No}	Carbon Dioxide Concentration
1	No	N/A

**Zone Air Generic Contaminant Balance Simulation**

	Simulation {Yes/No}	Generic Contaminant Concentration
1	No	N/A

**Zone Air Mass Flow Balance Simulation**

	Enforce Mass Balance	Adjust Zone Mixing	Adjust Zone Infiltration {AddInfiltration AdjustInfiltration None}	Infiltration Zones {MixingSourceZonesOnly AllZones}
1	No	N/A	N/A	N/A

**Environment:Site Atmospheric Variation**

	Wind Speed Profile Exponent {}	Wind Speed Profile Boundary Layer Thickness {m}	Air Temperature Gradient Coefficient {K/m}
1	0.220	370.000	6.500000E-003

**Surface Geometry**

	Starting Corner	Vertex Input Direction	Coordinate System	Daylight Reference Point Coordinate System	Rectangular (Simple) Surface Coordinate System
1	UpperLeftCorner	Counterclockwise	RelativeCoordinateSystem	RelativeCoordinateSystem	RelativeToZoneOrigin

**Surface Heat Transfer Algorithm**

	Value {CTF - ConductionTransferFunction EMPD - MoisturePenetrationDepthConductionTransferFunction CondFD - ConductionFiniteDifference HAMT - CombinedHeatAndMoistureFiniteElement} - Description	Inside Surface Max Temperature Limit {C}	Surface Convection Coefficient Lower Limit {W/m2-K}	Surface Convection Coefficient Upper Limit {W/m2-K}
1	CTF - ConductionTransferFunction	200	0.10	1000.0

**Shading Summary**

	Number of Fixed Detached Shades	Number of Building Detached Shades	Number of Attached Shades
1	0	0	0

**Zone Summary**

	Number of Zones	Number of Zone Surfaces	Number of SubSurfaces
1	3	51	30

**Zone Information**

Zone Name	North Axis {deg}	Origin X-Coordinate {m}	Origin Y-Coordinate {m}	Origin Z-Coordinate {m}	Centroid X-Coordinate {m}	Centroid Y-Coordinate {m}	Centroid Z-Coordinate {m}	Type	Zone Multiplier	Zone List Multiplier	Minimum X {m}	Maximum X {m}	Minimum Y {m}
-----------	------------------	-------------------------	-------------------------	-------------------------	---------------------------	---------------------------	---------------------------	------	-----------------	----------------------	---------------	---------------	---------------



1	THERMAL ZONE: GARAGE THERMAL ZONE	0.0	4.50	0.00	0.00	2.25	4.00	1.35	1	1	1	0.00	4.50	0.00
2	THERMAL ZONE: PLANTA BAJA THERMAL ZONE	0.0	13.80	1.40	0.00	9.15	5.15	1.35	1	1	1	4.50	13.80	1.40
3	THERMAL ZONE: PLANTA PRIMERA THERMAL ZONE	0.0	13.80	1.40	2.70	9.15	5.15	4.20	1	1	1	4.50	13.80	1.40

**Zone Internal Gains Nominal**

	Zone Name	Floor Area {m2}	# Occupants	Area per Occupant {m2/person}	Occupant per Area {person/m2}	Interior Lighting {W/m2}	Electric Load {W/m2}	Gas Load {W/m2}	Other Load {W/m2}	Hot Water Eq {W/m2}	Steam Equipment {W/m2}	Sum Loads per Area {W/m2}	Outdoor Controlled Baseboard Heat
1	THERMAL ZONE: GARAGE THERMAL ZONE	36.00	7.2	5.000	0.200	5.000	3.983	0.000	0.000	0.000	0.000	8.983	No
2	THERMAL ZONE: PLANTA BAJA THERMAL ZONE	69.75	7.5	9.290	0.108	4.844	20.000	0.000	0.000	0.000	0.000	24.844	No
3	THERMAL ZONE: PLANTA PRIMERA THERMAL ZONE	69.75	7.5	9.290	0.108	4.844	20.000	0.000	0.000	0.000	0.000	24.844	No

**People Internal Gains Nominal**

	Name	Schedule Name	Zone Name	Zone Floor Area {m2}	# Zone Occupants	Number of People {}	People/Floor Area {person/m2}	Floor Area per person {m2/person}	Fraction Radiant	Fraction Convected	Sensible Fraction Calculation	Activity level	ASHRAE 55 Warnings	Ge
1	GENTE GARAGE	OCCUPY-1	THERMAL ZONE: GARAGE THERMAL ZONE	36.00	7.2	7.2	0.200	5.000	0.300	0.700	AutoCalculate	ACTSCHD	No	3
2	GENTE PB	OCCUPY-1	THERMAL ZONE: PLANTA BAJA THERMAL ZONE	69.75	7.5	7.5	0.108	9.290	0.300	0.700	AutoCalculate	ACTSCHD	No	3
3	GENTE P1	OCCUPY-1	THERMAL ZONE: PLANTA PRIMERA THERMAL ZONE	69.75	7.5	7.5	0.108	9.290	0.300	0.700	AutoCalculate	ACTSCHD	No	3

**Lights Internal Gains Nominal**

	Name	Schedule Name	Zone Name	Zone Floor Area {m2}	# Zone Occupants	Lighting Level {W}	Lights/Floor Area {W/m2}	Lights per person {W/person}	Fraction Return Air	Fraction Radiant	Fraction Short Wave	Fraction Convected	Fraction Replaceable	End-Use Category	N
1	LUCES GARAGE	LIGHTS-1	THERMAL ZONE: GARAGE THERMAL ZONE	36.00	7.2	180.000	5.000	25.000	0.000	0.000	0.000	1.000	1.000	General	
2	LUCES PB	LIGHTS-1	THERMAL ZONE: PLANTA BAJA	69.75	7.5	337.852	4.844	45.000	0.000	0.000	0.000	1.000	1.000	General	

			THERMAL ZONE											
3	LUCES P1	LIGHTS-1	THERMAL ZONE: PLANTA PRIMERA THERMAL ZONE	69.75	7.5	337.852	4.844	45.000	0.000	0.000	0.000	1.000	1.000	General

**ElectricEquipment Internal Gains Nominal**

	Name	Schedule Name	Zone Name	Zone Floor Area {m2}	# Zone Occupants	Equipment Level {W}	Equipment/Floor Area {W/m2}	Equipment per person {W/person}	Fraction Latent	Fraction Radiant	Fraction Lost	Fraction Conveccted	End-Use SubCategor
1	ELECTRICIDAD GARAGE	EQUIP-1	THERMAL ZONE: GARAGE THERMAL ZONE	36.00	7.2	143.375	3.983	19.913	0.000	0.000	0.000	1.000	General
2	ELECTRICIDAD PB	EQUIP-1	THERMAL ZONE: PLANTA BAJA THERMAL ZONE	69.75	7.5	1395.000	20.000	185.806	0.000	0.000	0.000	1.000	General
3	ELECTRICIDAD	EQUIP-1	THERMAL ZONE: PLANTA PRIMERA THERMAL ZONE	69.75	7.5	1395.000	20.000	185.806	0.000	0.000	0.000	1.000	General

**Shadowing/Sun Position Calculations Annual Simulations**

	Calculation Method	Value {days}	Allowable Number Figures in Shadow Overlap {}	Polygon Clipping Algorithm	Sky Diffuse Modeling Algorithm
1	AverageOverDaysInFrequency	20	15000	SutherlandHodgman	SimpleSkyDiffuseModeling

**ZoneInfiltration Airflow Stats Nominal**

	Name	Schedule Name	Zone Name	Zone Floor Area {m2}	# Zone Occupants	Design Volume Flow Rate {m3/s}	Volume Flow Rate/Floor Area {m3/s/m2}	Volume Flow Rate/Exterior Surface Area {m3/s/m2}	ACH - Air Changes per Hour	Equation A - Constant Term Coefficient {}	Equation B - Temperature Term Coefficient {1/C}	Equation C - Velocity Term Coefficient {s/m}	Equation D - Velocity Squared Term Coefficient {s2/m2}
1	AIRE GARAGE	INFIL-SCH	THERMAL ZONE: GARAGE THERMAL ZONE	36.00	7.2	2.819E-002	7.829E-004	3.023E-004	1.044	1.000	0.000	0.000	0.000
2	AIRE PB	INFIL-SCH	THERMAL ZONE: PLANTA BAJA THERMAL ZONE	69.75	7.5	2.340E-002	3.355E-004	3.023E-004	0.447	1.000	0.000	0.000	0.000
3	AIRE P1	INFIL-SCH	THERMAL ZONE: PLANTA PRIMERA THERMAL ZONE	69.75	7.5	5.074E-002	7.275E-004	3.023E-004	0.888	1.000	0.000	0.000	0.000

**AirFlow Model**

	Simple
1	Simple

**RoomAir Model**

	Zone Name	Mixing/Mundt/UCSDDV/UCSDCV/UCSDUFI/UCSDUFE/User Defined
1	THERMAL ZONE: GARAGE THERMAL ZONE	Mixing/Well-Stirred

2	THERMAL ZONE: PLANTA BAJA THERMAL ZONE	Mixing/Well-Stirred
3	THERMAL ZONE: PLANTA PRIMERA THERMAL ZONE	Mixing/Well-Stirred

**AirflowNetwork Model:Control**

1	No Multizone or Distribution/Multizone with Distribution/Multizone without Distribution/Multizone with Distribution only during Fan Operation
1	NoMultizoneOrDistribution

**Zone Volume Capacitance Multiplier**

	Sensible Heat Capacity Multiplier	Moisture Capacity Multiplier	Carbon Dioxide Capacity Multiplier	Generic Contaminant Capacity Multiplier
1	1.000	1.000	1.000	1.000

**Load Timesteps in Zone Design Calculation Averaging Window**

	Value
1	4

**Heating Sizing Factor Information**

	Sizing Factor ID	Value
1	Global	1.2000
2	Zone THERMAL ZONE: PLANTA BAJA THERMAL ZONE	1.2000
3	Zone THERMAL ZONE: PLANTA PRIMERA THERMAL ZONE	1.2000

**Cooling Sizing Factor Information**

	Sizing Factor ID	Value
1	Global	1.0000

**Zone Sizing Information**

	Zone Name	Load Type	Calc Des Load {W}	User Des Load {W}	Calc Des Air Flow Rate {m3/s}	User Des Air Flow Rate {m3/s}	Design Day Name	Date/Time of Peak	Temperature at Peak {C}	Humidity Ratio at Peak {kgWater/kgDryAir}	Floor Area {m2}	# Occupants	Out Air {n}
1	THERMAL ZONE: PLANTA BAJA THERMAL ZONE	Cooling	1900.09808	1900.09808	0.14178	0.14178	ZARAGOZA ANN CLG .4% CONDNS DB=>MWB	7/21 11:00:00	32.90300	1.03978E-002	69.75000	7.50783	7.086
2	THERMAL ZONE: PLANTA BAJA THERMAL ZONE	Heating	1798.79593	2158.55511	0.13434	0.16121	ZARAGOZA ANN HTG 99.6% CONDNS DB	1/21 24:00:00	-2.90000	3.01736E-003	69.75000	7.50783	7.086
3	THERMAL ZONE: PLANTA PRIMERA THERMAL ZONE	Cooling	2371.04593	2371.04593	0.17692	0.17692	ZARAGOZA ANN CLG .4% CONDNS DB=>MWB	7/21 15:00:00	36.10000	1.03978E-002	69.75000	7.50782	7.086
4	THERMAL ZONE: PLANTA PRIMERA THERMAL ZONE	Heating	3113.38978	3736.06774	0.23252	0.27902	ZARAGOZA ANN HTG 99.6% CONDNS DB	1/21 24:00:00	-2.90000	3.01736E-003	69.75000	7.50782	7.086

**Component Sizing Information**

	Component Type	Component Name	Input Field Description	Value
1	ZoneHVAC:PackagedTerminalHeatPump	PTHP	Design Size Cooling Supply Air Flow Rate [m3/s]	0.16121

2	ZoneHVAC:PackagedTerminalHeatPump	PTHP	Design Size Heating Supply Air Flow Rate [m3/s]	0.16121
3	ZoneHVAC:PackagedTerminalHeatPump	PTHP	Design Size No Load Supply Air Flow Rate [m3/s]	0.16121
4	ZoneHVAC:PackagedTerminalHeatPump	PTHP	Design Size Outdoor Air Flow Rate During Cooling Operation [m3/s]	7.08660E-002
5	ZoneHVAC:PackagedTerminalHeatPump	PTHP	Design Size Outdoor Air Flow Rate During Heating Operation [m3/s]	7.08660E-002
6	ZoneHVAC:PackagedTerminalHeatPump	PTHP	Design Size Outdoor Air Flow Rate When No Cooling or Heating is Needed [m3/s]	7.08660E-002
7	ZoneHVAC:PackagedTerminalHeatPump	PTHP	Design Size Maximum Supply Air Temperature from Supplemental Heater [C]	33.30707
8	Coil:Cooling:DX:SingleSpeed	PTHP 1 SPD DX CLG COIL	Design Size Rated Air Flow Rate [m3/s]	0.16121
9	Coil:Cooling:DX:SingleSpeed	PTHP 1 SPD DX CLG COIL	Design Size Gross Rated Total Cooling Capacity [W]	3542.79374
10	Coil:Cooling:DX:SingleSpeed	PTHP 1 SPD DX CLG COIL	Design Size Gross Rated Sensible Heat Ratio	0.70793
11	Coil:Heating:DX:SingleSpeed	PTHP 1 SPD DX HTG COIL	Design Size Rated Air Flow Rate [m3/s]	0.16121
12	Coil:Heating:DX:SingleSpeed	PTHP 1 SPD DX HTG COIL	Design Size Gross Rated Heating Capacity [W]	3542.79374
13	Coil:Heating:DX:SingleSpeed	PTHP 1 SPD DX HTG COIL	Design Size Resistive Defrost Heater Capacity [W]	3542.79374
14	Coil:Heating:DX:SingleSpeed	PTHP 1 SPD DX HTG COIL	User-Specified Resistive Defrost Heater Capacity [W]	2000.00000
15	Fan:ConstantVolume	PTHP CV FAN	Design Size Maximum Flow Rate [m3/s]	0.16121
16	Coil:Heating:Fuel	FUEL1	Design Size Nominal Capacity [W]	4302.06830
17	ZoneHVAC:PackagedTerminalHeatPump	PTHP 1	Design Size Cooling Supply Air Flow Rate [m3/s]	0.27902
18	ZoneHVAC:PackagedTerminalHeatPump	PTHP 1	Design Size Heating Supply Air Flow Rate [m3/s]	0.27902
19	ZoneHVAC:PackagedTerminalHeatPump	PTHP 1	Design Size No Load Supply Air Flow Rate [m3/s]	0.27902
20	ZoneHVAC:PackagedTerminalHeatPump	PTHP 1	Design Size Outdoor Air Flow Rate During Cooling Operation [m3/s]	7.08659E-002
21	ZoneHVAC:PackagedTerminalHeatPump	PTHP 1	Design Size Outdoor Air Flow Rate During Heating Operation [m3/s]	7.08659E-002
22	ZoneHVAC:PackagedTerminalHeatPump	PTHP 1	Design Size Outdoor Air Flow Rate When No Cooling or Heating is Needed [m3/s]	7.08659E-002
23	ZoneHVAC:PackagedTerminalHeatPump	PTHP 1	Design Size Maximum Supply Air Temperature from Supplemental Heater [C]	33.30461
24	Coil:Cooling:DX:SingleSpeed	PTHP 1 SPD DX CLG COIL 1	Design Size Rated Air Flow Rate [m3/s]	0.27902
25	Coil:Cooling:DX:SingleSpeed	PTHP 1 SPD DX CLG COIL 1	Design Size Gross Rated Total Cooling Capacity [W]	6201.41230
26	Coil:Cooling:DX:SingleSpeed	PTHP 1 SPD DX CLG COIL 1	Design Size Gross Rated Sensible Heat Ratio	0.70483
27	Coil:Heating:DX:SingleSpeed	PTHP 1 SPD DX HTG COIL 1	Design Size Rated Air Flow Rate [m3/s]	0.27902
28	Coil:Heating:DX:SingleSpeed	PTHP 1 SPD DX HTG COIL 1	Design Size Gross Rated Heating Capacity [W]	6201.41230
29	Coil:Heating:DX:SingleSpeed	PTHP 1 SPD DX HTG COIL 1	Design Size Resistive Defrost Heater Capacity [W]	6201.41230
30	Coil:Heating:DX:SingleSpeed	PTHP 1 SPD DX HTG COIL 1	User-Specified Resistive Defrost Heater Capacity [W]	2000.00000
31	Fan:ConstantVolume	PTHP CV FAN 1	Design Size Maximum Flow Rate [m3/s]	0.27902
32	Coil:Heating:Fuel	FUEL2	Design Size Nominal Capacity [W]	5879.36838

#### DX Cooling Coil Standard Rating Information

	Component Type	Component Name	Standard Rating (Net) Cooling Capacity {W}	Standard Rated Net COP {W/W}	EER {Btu/W-h}	SEER {Btu/W-h}	IEER {Btu/W-h}
1	Coil:Cooling:DX:SingleSpeed	PTHP 1 SPD DX CLG COIL	3427.1	2.64	9.02	9.10	9.28
2	Coil:Cooling:DX:SingleSpeed	PTHP 1 SPD DX CLG COIL 1	6001.3	2.65	9.03	9.12	9.31

#### DX Heating Coil Standard Rating Information

	Component Type	Component Name	High Temperature Heating (net) Rating Capacity {W}	Low Temperature Heating (net) Rating Capacity {W}	HSPF {Btu/W-h}	Region Number
1	Coil:Heating:DX:SingleSpeed	PTHP 1 SPD DX HTG COIL	2988.0	2889.6	7.65	4
2	Coil:Heating:DX:SingleSpeed	PTHP 1 SPD DX HTG COIL 1	5226.3	5054.1	7.79	4

**Environment**

	Environment Name	Environment Type	Start Date	End Date	Start DayOfWeek	Duration {#days}	Source:Start DayOfWeek	Use Daylight Saving	Use Holidays	Apply Weekend Holiday Rule	Use Rain Values	Use Snow Values
1	RUN PERIOD 1	WeatherFileRunPeriod	01/01	12/31	Sunday	365	UseWeatherFile	No	No	No	Yes	Yes

**Environment:Daylight Saving**

	Daylight Saving Indicator	Source	Start Date	End Date
1	No	RunPeriod Object		

**Environment:WarmupDays**

	NumberofWarmupDays
1	6

**Warmup Convergence Information**

	Zone Name	Environment Type/Name	Average Warmup Temperature Difference {deltaC}	Std Dev Warmup Temperature Difference {deltaC}	Max Temperature Pass/Fail Convergence	Min Temperature Pass/Fail Convergence	Average Warmup Load Difference {W}	Std Dev Warmup Load Difference {W}	Heating Load Pass/Fail Convergence	Cooling Load Pass/Fail Convergence
1	THERMAL ZONE: GARAGE THERMAL ZONE	RunPeriod: RUN PERIOD 1	4.6364409595E-002	3.5175576213E-002	Pass	Pass	0.0000000000	0.0000000000	Pass	Pass
2	THERMAL ZONE: PLANTA BAJA THERMAL ZONE	RunPeriod: RUN PERIOD 1	1.9746920726E-006	2.9571888153E-006	Pass	Pass	6.5985651428E-002	7.9543723595E-002	Pass	Pass
3	THERMAL ZONE: PLANTA PRIMERA THERMAL ZONE	RunPeriod: RUN PERIOD 1	3.9296018003E-006	5.5291006694E-006	Pass	Pass	1.2370667216E-002	9.2123415842E-003	Pass	Pass

Report: **Life-Cycle Cost Report**

[Table of Contents](#)

For: **Entire Facility**

Timestamp: **2017-11-22 20:48:49**

**Life-Cycle Cost Parameters**

	Value
Name	{09C5F234-5469-4830-B064-CDF41F25C51A}
Discounting Convention	EndOfYear
Inflation Approach	ConstantDollar
Real Discount Rate	0.0300
Nominal Discount Rate	-- N/A --
Inflation	-- N/A --
Base Date	January 2011
Service Date	January 2011
Length of Study Period in Years	25

Tax rate	0.0000
Depreciation Method	None

**Use Price Escalation**

	U.S. AVG COMMERCIAL-ELECTRICITY	U.S. AVG COMMERCIAL-DISTILLATE OIL	U.S. AVG COMMERCIAL-RESIDUAL OIL	U.S. AVG COMMERCIAL-NATURAL GAS	U.S. AVG COMMERCIAL-COAL
Resource	Electricity	FuelOil#1	FuelOil#2	Gas	Coal
Start Date	January 2011	January 2011	January 2011	January 2011	January 2011
1	0.983800	0.971400	0.846900	0.982300	0.997000
2	0.973000	0.973000	0.825700	0.955700	1.008900
3	0.963200	0.994200	0.868100	0.927900	1.008900
4	0.961100	1.016400	0.898800	0.925700	0.994100
5	0.957100	1.054100	0.928900	0.934600	0.994100
6	0.955300	1.092800	0.960400	0.941200	1.000000
7	0.953900	1.126700	0.989700	0.951200	1.003000
8	0.952100	1.158000	1.007500	0.964500	1.005900
9	0.954600	1.179200	1.031400	0.985600	1.008900
10	0.955000	1.196700	1.055400	1.006700	1.011900
11	0.955300	1.220000	1.086100	1.022200	1.014800
12	0.956400	1.233300	1.127800	1.041000	1.017800
13	0.957500	1.256600	1.149700	1.061000	1.020800
14	0.959600	1.270900	1.162000	1.078700	1.026700
15	0.961800	1.282600	1.174300	1.094200	1.029700
16	0.961400	1.298500	1.185200	1.109800	1.035600
17	0.961800	1.310200	1.194800	1.122000	1.041500
18	0.961800	1.325000	1.203700	1.130800	1.053400
19	0.959300	1.326100	1.207100	1.138600	1.056400
20	0.958900	1.328200	1.211900	1.148600	1.059300
21	0.960700	1.332400	1.213900	1.161900	1.065300
22	0.962500	1.335600	1.219400	1.176300	1.071200
23	0.965000	1.343100	1.227600	1.191800	1.074200
24	0.970800	1.351000	1.236500	1.211800	1.080100
25	0.975100	1.356800	1.242000	1.228400	1.083100

**Cash Flow for Recurring and Nonrecurring Costs (Without Escalation)**

	DEFAULT COST
	Nonrecurring
January 2011	0.00
January 2012	0.00
January 2013	0.00
January 2014	0.00
January 2015	0.00
January 2016	0.00
January 2017	0.00
January 2018	0.00
January 2019	0.00
January 2020	0.00
January 2021	0.00
January 2022	0.00
January 2023	0.00
January 2024	0.00
January 2025	0.00
January 2026	0.00

January 2027	0.00
January 2028	0.00
January 2029	0.00
January 2030	0.00
January 2031	0.00
January 2032	0.00
January 2033	0.00
January 2034	0.00
January 2035	0.00

**Energy and Water Cost Cash Flows (Without Escalation)**

January 2011	
January 2012	
January 2013	
January 2014	
January 2015	
January 2016	
January 2017	
January 2018	
January 2019	
January 2020	
January 2021	
January 2022	
January 2023	
January 2024	
January 2025	
January 2026	
January 2027	
January 2028	
January 2029	
January 2030	
January 2031	
January 2032	
January 2033	
January 2034	
January 2035	

**Capital Cash Flow by Category (Without Escalation)**

	Construction	Salvage	OtherCapital	Total
January 2011	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2012	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2013	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2014	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2015	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2016	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2017	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2018	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2019	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2020	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2021	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2022	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2023	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2024	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2025	0.00	0.00	0.00	0.00



January 2026	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2027	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2028	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2029	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2030	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2031	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2032	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2033	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2034	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2035	0.00	0.00	0.00	0.00

**Operating Cash Flow by Category (Without Escalation)**

	Energy	Water	Maintenance	Repair	Operation	Replacement	MinorOverhaul	MajorOverhaul	OtherOperational	Total
January 2011	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2012	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2013	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2014	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2015	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2016	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2017	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2018	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2019	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2020	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2021	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2022	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2023	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2024	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2025	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2026	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2027	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2028	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2029	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2030	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2031	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2032	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2033	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2034	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
January 2035	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

**Monthly Total Cash Flow (Without Escalation)**

	January	February	March	April	May	June	July	August	September	October	November	December
2011	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2012	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2013	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2014	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2015	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2016	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2017	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2018	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2019	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2020	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2021	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2022	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2023	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2024	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

2025	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2026	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2027	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2028	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2029	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2030	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2031	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2032	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2033	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2034	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2035	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

**Present Value for Recurring, Nonrecurring and Energy Costs (Before Tax)**

	Category	Kind	Cost	Present Value	Present Value Factor
DEFAULT COST	Construction	Nonrecurring	0.00	0.00	-
TOTAL				0.00	

**Present Value by Category**

	Present Value
Construction	0.00
Salvage	0.00
Other Capital	0.00
Energy	0.00
Water	0.00
Maintenance	0.00
Repair	0.00
Operation	0.00
Replacement	0.00
Minor Overhaul	0.00
Major Overhaul	0.00
Other Operational	0.00
Total Energy	0.00
Total Operation	0.00
Total Capital	0.00
Grand Total	0.00

**Present Value by Year**

	Total Cost	Present Value of Costs
January 2011	0.00	0.00
January 2012	0.00	0.00
January 2013	0.00	0.00
January 2014	0.00	0.00
January 2015	0.00	0.00
January 2016	0.00	0.00
January 2017	0.00	0.00
January 2018	0.00	0.00
January 2019	0.00	0.00
January 2020	0.00	0.00
January 2021	0.00	0.00
January 2022	0.00	0.00
January 2023	0.00	0.00
January 2024	0.00	0.00
January 2025	0.00	0.00
January 2026	0.00	0.00

January 2027	0.00	0.00
January 2028	0.00	0.00
January 2029	0.00	0.00
January 2030	0.00	0.00
January 2031	0.00	0.00
January 2032	0.00	0.00
January 2033	0.00	0.00
January 2034	0.00	0.00
January 2035	0.00	0.00
TOTAL		0.00

## 10.5. ANEXO V: BASE DE DATOS: FICHAS INDIVIDUALES

En el presente anexo se muestran las fichas individuales realizadas de los artículos revisados, por medio de etiquetas, como se ha explicado en el capítulo 2, se han clasificado según diversos parámetros relevantes. La base de datos suma un total de 58 fichas, que han sido ordenadas conforme a la Bibliografía (Capítulo 9).

Cada ficha recoge las conclusiones que alcanza cada grupo de investigadores en sus artículos, pero además, se han realizado distintas apreciaciones personales respecto las conclusiones de los autores y la veracidad de sus resultados.

Id	1		
Título	Dual Source Heat Pump Systems: Operation and Performance	Foco Principal	Aire / Tierra
Autores	Renato M.Lazzarin	Foco Secundario	Solar
Año de publicación	2012	Relevante	<input checked="" type="checkbox"/>
País	Italia	Tipo de Trabajo	Experimental / Simulación
Palabras Clave	Análisis en distintas ciudades italianas. Buenas gráficas. Distintas configuraciones	Refrigerante	Sin Información
Resumen	<p>El autor comienza explicando aspectos que se deben considerar al elegir una bomba de calor, como puede ser el COP, las prestaciones termodinámicas, etc.</p> <p>A continuación, habla de que una bomba de calor de foco dual se ayuda de más de un foco para conseguir mejor prestaciones, que existen muchas combinaciones, pero principalmente dos de ellas han sido detalladamente estudiadas: la bomba de calor usando aire y apoyada por paneles solares, y la bomba de calor geotérmica ayudada de paneles solares nuevamente.</p> <p>A continuación, se detallan como están compuestas los dos tipos de bombas de calor híbridas que ha detallado anteriormente:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>-Comienza evaluando como sería la configuración en serie y en paralelo en las bombas aire-solar, apoyándose en imágenes obtenidas de bibliografía, y después nos explica distintos modos de operación dependiendo de las condiciones ambientales. También nos explica que el free factor(F) es el porcentaje de carga térmica soportada por energía limpia, no energía primaria. En este aspecto, la configuración dual es la que mejores números tiene.</li> <li>-Evaluando las bombas geotérmicas con paneles solares, cita que estos último pueden ser muy beneficiosas para calentar el suelo en verano si las condiciones climáticas de las instalación están orientadas a pasar el invierno. Debemos jugar con factores como el área del colector solar y la longitud de los intercambiadores con el terreno para hallar los rendimientos óptimos. A continuación se van a analizar 5 tipos de instalaciones en la que intervienen una bomba de calor geotérmica, unos colectores solares y una caldera, y para ver sus distintos rendimientos según la climatología exterior, que simulan a tres ciudades italianas.</li> </ul> <p>Como resultado obtenemos el COP, el SPF, el PERCOP y el PERSPF. El SPF corresponde a el COP mas la energía consumida por las bombas auxiliares y el PERCOP y PERSPF implica multiplicar los mismo por la eficiencia de creación de energía eléctrica (46% en Italia). Con estos resultados, el autor muestra la diferencia de consumos con respecto a sistemas clásicos de climatización.</p> <p>Por último, el autor realiza un estudio económico acerca de estos sistemas y muestra diversos periodos de retorno. Puntualiza sobre si es mejor aumentar la superficie de captación o aumentar la longitud del intercambiador con la tierra, llegando a la conclusión de que depende de los factores de cada lugar.</p> <p>Las conclusiones finales que recoge el autor es que la naturaleza y el rendimiento de un sistema de bomba de calor de doble fuente deben ser cuidadosamente considerados cuando un edificio es calentado por una bomba de calor combinada con colectores solares. La adición de colectores solares puede resultar en menores costes atribuidos a las sondas</p>		

térmicas de tierra, ya que puede ser posible reducir la longitud de la sonda requerida. Además, los colectores solares pueden recargar el suelo en verano cuando la demanda de enfriamiento es baja, evitando el posible sobrecalentamiento de los colectores solares. También es importante tener en cuenta los costos de bombeo dentro del análisis de energía primaria, ya que los mayores costos de bombeo pueden reducir las ventajas financieras de un sistema de doble fuente, particularmente en climas templados.

Id	2		
Título	Operation characteristics of a Novel Dual Source Multi-Funtional Heat Pump Svstem under various	Foco Principal	Aire
Autores	Jingyong Cai; Jie Ji; Yunyun Wang; Wenzhu Huang	Foco Secundario	Solar
Año de publicación	2016	Relevante	<input checked="" type="checkbox"/>
País	China	Tipo de Trabajo	Experimental / Laboratorio
Palabras Clave	Análisis de exergia. Distintos controles. Distintas situaciones. Distintas configuraciones.	Refrigerante	Sin Información
Resumen	<p>Comienza explicando el gran potencial de las bombas de calor y sus configuraciones típicas: serie, paralelo y dual.</p> <p>El autor nos presenta una bomba de calor experimental con placas solares usando el aire ambiental como fuente auxiliar.</p> <p>Realiza el estudio en función de la radiación solar y el área del colector solar. Se apoya de un deposito de agua. Busca una alta eficiencia durante todo el año y no solo para los picos climáticos.</p> <p>Propone tres modos de funcionamiento; paralelo, serie y dual; y cinco tipos de control del sistema, según la posición de las válvulas que lo componen.</p> <p>En estos cinco tipos de control se basa la investigación por simulación que lleva a cabo el autor y establece las fórmulas físicas teóricas de la simulación de cada uno de los componentes.</p> <p>Además, se pretende hallar el error cometido entre los resultados experimentales y los simulados para corroborar su validez. Como resultado de comparar ambos modelos para cada tipo de control nos encontramos con un error menor al 5% en todos los resultados obtenidos.</p> <p>Además, el autor compara la influencia de los distintos controles según la temperatura exterior, llegando a las siguientes conclusiones:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>-Al disminuir la temperatura exterior, la potencia capaz de absorber mediante el aire decrece dramáticamente, todo lo contrario a lo que sucede si usamos una fuente solar, cuya influencia es mínima.</li> <li>-Al aumentar la temperatura, a través del foco aire nos cuesta menos calentar el tanque de agua, mientras que con la radiación solar este tiempo es estable, solo que la radiación recibida desplazara nuestra recta verticalmente en la gráfica temperatura exterior vs tiempo.</li> <li>-Resumiendo: la capacidad de calentamiento y el COP del modo de calentamiento del disminuyen en 48,7% y 28,3%, respectivamente cuando la temperatura ambiente exterior disminuye de 13°C a 2°C. Cuando la temperatura ambiente aumenta de 0 ° C a 30 ° C, el tiempo de calentamiento del agua de la fuente de aire se acorta de 169 minutos a 106 minutos y la COP aumenta de 2,25 a 2,95.</li> <li>-Comparando el rendimiento de la calefacción que emplea la fuente de aire y la energía solar en el sistema DMHP, la capacidad de calefacción y el COP del modo de calentamiento de la fuente de aire son mayores que el modo de calentamiento solar con la temperatura ambiente exterior por encima de 4°C. Para el agua caliente sanitaria , la energía solar puede acortar el tiempo de calentamiento y mejorar el COP en comparación con la fuente de aire cuando la temperatura ambiente es inferior a 3 ° C</li> </ul> <p>Por última también realiza un análisis exergéticos de los elementos que componen la instalación, concluyendo que cuando se usa el aire como foco se tiene una gran dependencia de la temperatura exterior y que los dos puntos con más pérdidas exergéticas</p>		



son el compresor y la capilaridad. En cambio, cuando se usa el foco solar, el elemento a mejorar es el evaporador.

Id	3		
Título	Simulation of a Multi-Source Hybrid Heat Pump System with Seasonal Thermal Storage in cold	Foco Principal	Tierra
Autores	Zongwei Han, Lejian Qu, Xiao Ma, Xiaobei Song, Changming Ma	Foco Secundario	Solar
Año de publicación	2016	Relevante	<input checked="" type="checkbox"/>
País	China	Tipo de Trabajo	Simulación
Palabras Clave	Simulación por elementos. Distintas ciudades. Distintos controles.	Refrigerante	Sin Información
Resumen	<p>Los autores realizan una simulación a través de TRNSYS, que combina solar más aerotermia y geotermia. Para controlar la instalación expone 5 modos de control que van cambiando según la estación y características ambientales. Estos modos combinan una GSHP y unos colectores soles para obtener el mayor rendimiento según las condiciones ambientales. Con ello quiere paliar los problemas que las bombas de calor tienen en ambientes fríos. Primero comienza desarrollando las formulas matemáticas y físicas teóricas de cada uno de los elementos de las instalación. Nos presenta en un diagrama de bloques que condiciones ambientales deben aparecer para iniciar un control u otro.</p> <p>Se realiza la simulación en distintas ciudades, mostrando los distintos parámetros de entrada en cada una de las instalaciones y acaba realizando un estudio de la amortización de la instalación. Todo esto siempre comparándolo con una bomba geotérmica estándar. Como resultados exponen que bajo las mismas condiciones, en comparación con el GSHP, el COP promedio de la bomba de calor hibrida se incrementó en un 49,21%, el COP global anual se incrementó en un 36%. En la inversión inicial, sólo se agregó una unidad de bomba de calor de doble fuente, que representó el 9,59% de la inversión inicial y el período de recuperación fue de 4 años.</p>		

Id	4		
Título	Simulation and Analysis of Air-Ground Dual Source Heat Pump Operating Efficiency	Foco Principal	Tierra
Autores	Hongwei Wang, Xing Liu, Guohui Feng, Zhiqiang Kang, Ying Luo, Bing Baia, Lan Chia	Foco Secundario	Aire
Año de publicación	2015	Relevante	<input checked="" type="checkbox"/>
País	China	Tipo de Trabajo	Simulación
Palabras Clave	Calienta el aire gracias a una placa fotovoltaica.	Refrigerante	Sin Información

Resumen

Los autores comienzan explicando las ventajas de las bombas de calor duales y nos nombra los tipos de bombas duales según el foco.

En esta investigación, realizada en Shanghái, la base es una bomba de calor geotérmica y el foco aire es obtenido en las intercapas de un panel fotovoltaico. Usa TRNSYS para la simulación y desarrolla los parámetros de entrada, desarrollando modelos físicos para cada uno de los componentes. Durante el periodo de verano, solo utiliza la GSHP, mientras que en invierno usa también el foco aire.

Como resultados se realiza la comparación de nuestra instalación con una bomba de calor geotérmica simple, llegando a los siguientes resultados:

- Para la bomba de calor simple, los valores de COP son más altos y están entre 4 y 5 durante las 3624-4344 horas iniciales en junio, y los valores están entre 3.4 y 4.5 durante las últimas 5088-5832 horas en agosto.
- Con la bomba simple en invierno, los valores de COP son de 2.1-4.0, mostrando la fluctuación bastante obvia y baja eficacia, en comparación con la bomba de calor dual en el periodo correspondiente.
- Está claramente demostrado que la bomba de calor dual tiene mejores prestaciones que la bomba de calor simple, debido a su estabilidad, confianza y COP alto también.

Este estudio es curioso ya que el intercambio de calor con el aire se realiza en las intercapas de una placa fotovoltaica. En la redacción del estudio, los autores se limitaron a exponer sus resultados sin dar detalles ni porcentajes de mejora con respecto a la GSHP.

Id	5		
Título	Optimization method for Multiple Heat Source Operation including Ground Source Heat Pump	Foco Principal	Aire
Autores	Shintaro Ikeda, Wonjun Choi, Ryoza Ooka	Foco Secundario	Tierra
Año de publicación	2017	Relevante	<input checked="" type="checkbox"/>
País	Japón	Tipo de Trabajo	Simulación
Palabras Clave	Estudia el comportamiento del suelo con la bomba	Refrigerante	Sin Información
Resumen	<p>En este estudio, se busca optimizar los parámetros del intercambiador de calor con el suelo realizando diferentes análisis en una instalación con varias bombas de calor geotérmicas simples.</p> <p>En este trabajo, se propone un método de optimización para los esquemas operativos de un sistema de energía compuesto, incluyendo GSHP. El método, llamado eDE-RJ, pretende resolver eficientemente configuraciones altamente no lineales y cálculos empíricos iterativos para calcular la temperatura del suelo. Peronaramente el autor expone formulás muy complejas de control, cuya compresión require de cursos avanzados de automática. El método propuesto puede ser ampliamente utilizado en estudios teóricos y prácticos cuando los usuarios desean obtener un control operativo óptimo. Además, se puede utilizar en situaciones prácticas debido a su adaptabilidad, así como su potencial para reducir los costos de cómputo.</p> <p>Las conclusiones de este estudio pueden resumirse en:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- La estrategia simplificada de optimización, que sólo determinó los tiempos de inicio y paro de la operación GSHP, podría reducir los costes operativos en comparación con la operación empírica de un solo día y 7 días en un 3,78% y 9,59%, respectivamente.</li> <li>- La estrategia de optimización detallada, que determinó las tasas de carga de todos los componentes en cada paso de tiempo, podría reducir los costos operativos en comparación con la operación empírica de un solo día y 7 días por 6,81% y 12,56%, respectivamente.</li> <li>- Para lograr un funcionamiento óptimo del sistema complejo, es importante no operar GSHP como primera prioridad, sino encontrar una combinación óptima de las salidas térmicas de los diferentes componentes.</li> <li>- eDR-RJ podría resolver un complejo problema de optimización manteniendo una alta precisión de cálculo, con errores relativos menores al 0.1%.</li> </ul> <p>En este caso, el autor no establece cláramente que foco es el principal, ni que porcentaje de la carga térmica cubre cada uno.</p>		

Id	6		
Título	Simulation of the performance of Hybrid-Ground-Coupled Heat Pump System on the basis of wet	Foco Principal	Tierra
Autores	Zongwei Han, Xiaomei Ju, Xiao Maa, Yanhong Zhang, Min Lin	Foco Secundario	Torre refrigeración
Año de publicación	2016	Relevante	<input type="checkbox"/>
País	China	Tipo de Trabajo	Simulación
Palabras Clave	Simulación por elementos. Distintos controles.	Refrigerante	Sin Información

#### Resumen

Este documento propone una estrategia de operación basada en el control de la temperatura del bulbo húmedo. Los resultados de la operación bajo diferentes estrategias de control operativo se simulan mediante el establecimiento de un modelo matemático físico del sistema, y la viabilidad de la estrategia de control basada en el control de la temperatura del bulbo húmedo puede analizarse por comparación.

Los autores comienzan presentando la instalación, formada por la bomba de calor geotérmica ayudada por la torre de refrigeración, que funcionará como foco secundario. Se crean modelos matemáticos físicos para cada uno de los elementos de la instalación. Después se exponen los tres controles que usará la instalación:

- 1- Cuando la temperatura exterior (temperatura del bulbo húmedo) es menor que el parámetro de control de la temperatura del bulbo húmedo ( $T_{os} < T_{osd}$ ), la torre de refrigeración funciona como foco frío para la bomba de calor.
- 2- Cuando la temperatura exterior (temperatura del bulbo húmedo) es mayor que el parámetro de control de la temperatura del bulbo húmedo ( $T_{os} > T_{osd}$ ) y la temperatura del agua de salida del tubo enterrado es menor que la combinación de la temperatura exterior y la diferencia respecto a la temperatura de control ( $T_{ci} < T_{os} + DT$ ), el suelo funciona como una fuente de enfriamiento para la bomba de calor.
- 3- Igual que el anterior, pero con la temperatura de salida del tubo enterrado mayor que la combinación de temperatura exterior y diferencia respecto a la temperatura de control, entonces se activará la torre de refrigeración.

La estrategia de control prioriza el uso del aire ambiente como fuente de calor en los periodos de enfriamiento temprano y tardío y el uso de la fuente de tierra en el período de enfriamiento medio.

Se simulan las cargas térmica de un edificio en Nanjing, y se compara esta estrategia con otras estrategias de control comunes, llegando a los siguientes resultados:

- El HGCHPS en cada modo tiene un mejor rendimiento de operación bajo la estrategia de control de la temperatura del bulbo húmedo. Los COPs de enfriamiento y calentamiento promedio del sistema son 3,93 y 4,09 respectivamente en años simulados. La estrategia de control también asegura un ciclo anual de equilibrio térmico en el campo de temperatura del suelo alrededor de la tubería enterrada, de manera que el funcionamiento eficiente puede ser protegido a largo plazo. El sistema tiene un buen efecto de seguridad de calefacción y aire acondicionado y la proporción de calor extraído del suelo al calor almacenado en el suelo es 0.95. La fiabilidad anual de la calefacción y el aire acondicionado es de alrededor del 100%

- En comparación con las dos estrategias de control actualmente utilizadas, es decir, el control a través de la temperatura de entrada del agua del condensador y el control a través

del control de diferencia de temperatura entre el agua de entrada del condensador y la temperatura del bulbo húmedo ambiental, la temperatura media del suelo alrededor del SHE es constante y el rendimiento a largo plazo del sistema bajo la estrategia de control es superior al de las dos estrategias de control utilizadas actualmente.

Id	7		
Título	Simulation Analysis of Air-Soil Dual Source Heat Pump Energy Consumption in Cold Region	Foco Principal	Tierra
Autores	Hongwei Wang, Bing Bai, Guohui Feng, Liang Yu, Xing Liu, Ying Luo	Foco Secundario	Aire
Año de publicación	2015	Relevante	<input type="checkbox"/>
País	China	Tipo de Trabajo	Simulación
Palabras Clave	Mismo proyecto que [4]. Comparación GSHP simple.	Refrigerante	Sin Información

Resumen

Partiendo del artículo número 4, se estudia el consumo de energía de cada uno de los elementos de la instalación compuesta por una bomba de calor con focos aire-tierra. Para ello, se comienza haciendo el estudio de las cargas térmicas del edificio de oficinas estándar, de 3.965 m<sup>2</sup>, gracias al software DEST-h y posteriormente la simulación de los consumos de la instalación gracias a TRNSYS.

Como resultado, muestra los consumos de la instalación mostrada categorizada por meses, tanto en el periodo de verano como el invierno, y se compara esos resultados con una bomba de calor geotérmica simple.

En términos de consumo de energía, el consumo anual de energía del sistema de bomba de calor de doble fuente de calor es 25962.23 kWh. El consumo anual de energía del sistema de bomba de calor geotérmica es 45573.78 kWh, ahorrando cerca de 43.03% del consumo de energía.

La superioridad y las perspectivas de desarrollo del sistema de bomba de calor de doble fuente de calor es obvia y prometedora, en el área de costos operativos y conservación del área.

El autor debe realizar un estudio económico y plantear un período de amortización, debido a la novedad del intercambio de aire dentro del panel fotovoltaico.



Id	8		
Título	Simulation analysis on dynamic performance of a combined Solar/Air Dual Source Heat Pump	Foco Principal	Aire
Autores	Weishi Deng, Jianlin Yu	Foco Secundario	Solar
Año de publicación	2016	Relevante	<input checked="" type="checkbox"/>
País	China	Tipo de Trabajo	Simulación
Palabras Clave	Calcula cantidad refrigerante. Buen análisis. Simulación por elementos. TRNSYS.	Refrigerante	R134a
Resumen	<p>Los autores muestran el análisis de una bomba de calor con foco solar a la que se le ha aplicado un nuevo intercambiador con el aire exterior como foco auxiliar. El análisis estudia la influencia de la radiación solar, las temperaturas, los coeficientes de carga sobre cada uno de los dos focos y el sistema. Utiliza dos configuraciones, una combinada en paralelo y la otra solo usando la energía solar.</p> <p>Se investiga un sistema combinado de calentador de agua de bomba de calor de fuente dual solar / aire (M-DX-SHPWH) que funciona con R134a para el calentamiento de agua doméstica. Y se desarrolla un modelo matemático dinámico empírico para evaluar el rendimiento del sistema M-DX-SHPWH, y luego se compara con el del sistema convencional DX-SHPWH. A partir de los resultados teóricos, se puede concluir que el sistema M-DX-SHPWH tiene un mejor rendimiento a una baja radiación solar.</p> <p>Cuando la radiación solar es baja, el sistema M-DX-SHPWH puede absorber calor de las fuentes de aire solar y del aire ambiente, lo que permite mantener una temperatura de evaporación más alta para el funcionamiento del sistema. Esto conduce a una mayor COP y capacidad de calefacción en comparación con el sistema DX-SHPWH. También debe tenerse en cuenta que la temperatura del aire ambiente tiene un gran efecto sobre el rendimiento del sistema M-DX-SHPWH a una baja radiación solar, pero un efecto pequeño sobre el del sistema M-DX-SHPWH a una alta radiación solar. Básicamente, el sistema M-DX-SHPWH presenta la degradación del rendimiento con la disminución de la temperatura del aire ambiente. Además, la nivel del caudal másico de refrigerante del colector solar a todo el ciclo debe aumentarse gradualmente para mantener presiones de evaporación idénticas para los dos evaporadores durante el proceso de calentamiento.</p>		

Id	9		
Título	Comparison on the transient cooling performances of Hybrid Ground-Source Heat Pumps with	Foco Principal	Tierra
Autores	Joo Seong Lee, Kang Sub Song, Jae Hwan Ahn, Yongchan Kim	Foco Secundario	Auxiliar
Año de publicación	2015	Relevante	<input checked="" type="checkbox"/>
País	Corea	Tipo de Trabajo	Experimental / Laboratorio
Palabras Clave	Distintas configuraciones. Distintos controles	Refrigerante	R410a

Resumen

Los autores comienzan proponiendo dos configuraciones de la bomba de calor geotérmica. El objetivo de este estudio es investigar el rendimiento transitorio del HGSHP con las configuraciones de bucle de flujo en serie y paralelo. Las características de rendimiento transitorio para el HGSHP se midieron y analizaron en el modo de enfriamiento en diversas configuraciones de bucle de flujo incluyendo serie, paralelo y GSHP.

Se aplicó un TSB (baño de almacenamiento térmico) para simular el ambiente térmico en el suelo con el GHE (Ground Heat Exchange). Dado que la capacidad térmica de la TSB aplicada era significativamente menor que la fuente de calor de tierra real, la TSB simulada se midió y analizó bajo la condición transitoria acelerada.

Inicialmente, la HGSHPS se optimizó variando la dirección del flujo del fluido secundario en el GFL (Ground Flow Loop). La HGSHPS con el flujo ascendente mostró un COP relativamente más alta y una menor acumulación de calor que con el flujo aguas abajo. Las características de rendimiento transitorio de la HGSHP-Serie con el flujo de aguas arriba y HGSHP-Paralelo se compararon con los de la GSHP bajo la condición térmica de degradación de la temperatura del suelo.

Durante la operación híbrida, la HGSHP-Serie mostró una acumulación de calor considerablemente menor que la HGSHP-Paralela, porque la tasa de rechazo de calor a través del GHE (Ground Heat Exchange) en la HGSHP-Serie fue relativamente menor que en la HGSHP-Paralelo. La HGSHP-Paralela mostró una capacidad de refrigeración relativamente mayor que la HGSHP-Serie inmediatamente después de la operación híbrida debido a la diferencia de entalpía aumentada en el IHE (Indoor Heat Exchanger). Sin embargo, el consumo total de energía en la HGSHP-Serie fue significativamente menor que en la HGSHP-Paralela inmediatamente después de la operación híbrida, debido a la menor potencia del compresor con la menor relación de compresión en la HGSHP-Serie. Por lo tanto, durante la operación híbrida, la HGSHP-Serie mostró un COP más alto que la HGSHP-Paralela. Además, las prestaciones en estado estacionario de la HGSHP-Serie y HGSHP-Paralela se compararon con las del GSHP. En condiciones de estado estacionario, las capacidades de refrigeración de la HGSHP-Serie y HGSHP-Paralela fueron 12% y 16% más altas, respectivamente, que las del GSHP, mientras que los consumos totales de energía de la HGSHP-Serie y HGSHP-Paralela fueron 16% y 9% menores que la de la GSHP. Por lo tanto, en la condición de estado estacionario, los COP en la HGSHP-Serie y HGSHP-Paralela aumentaron en un 15% y 7%, respectivamente, en comparación con la de la GSHP.

En general, la HGSHP-Serie es recomendada como la disposición más estable y efectiva en términos del COP y condición térmica del suelo en condiciones transitorias y de estado estacionario.

Los autores exponen sus resultados sin ser cotejados con otras fuentes, ni realizan una estimación de los errores obtenidos.

Id	10		
Título	Thermal performance and operation strategy optimization for a practical Hybrid-Ground Source	Foco Principal	Tierra
Autores	Rui Fan, Yan Gao, Li Hua, Xiaoxi Deng, Jie Shi.	Foco Secundario	Torre de refrigeración
Año de publicación	2014	Relevante	<input checked="" type="checkbox"/>
País	China	Tipo de Trabajo	Simulación
Palabras Clave	Distintos Controles. Análisis suelo.	Refrigerante	Sin Información

Resumen

El este experimento, se ha realizado un análisis teórico con el software TRNSYS y determinado la influencia de diversos factores en el desequilibrio del calor del suelo y en la eficiencia del funcionamiento del sistema.

Los autores estudian la instalación de una bomba de calor geotérmica ayudada de un intercambiador con el aire (Torre de refrigeración) en un edificio destinado a laboratorios existente en China.

Comienza detallándonos las cargas del edificio y las configuraciones que poseerá la bomba de calor híbrida, siendo las siguientes:

- GSHP tradicional
- Torre de refrigeración
- GSHP + Torre de refrigeración en paralelo
- ASHP tradicional
- GSHP + ASHP en paralelo

Los autores comienzan presentándonos los resultados obtenidos solo usando una GSHP, mostrándose la degradación de la temperatura del suelo, y con ello, el del COP. Después nos muestran los criterios que ha seguido para optimizar la distancia entre tubos enterrados y la profundidad de los mismos.

A continuación se presentan los distintos tipos de controles que se van a estudiar en esta HGSHP:

- Fijada por una temperatura a la entrada de la bomba
- Diferencia entre temperatura de entrada y temperatura de control
- Temperatura de bulbo húmedo
- La torre de refrigeración únicamente funcionará de noche.
- La torre de refrigeración funciona entre periodos
- La torre de refrigeración solo trabaja en los picos de demanda

Para todas las estrategias de operación, se encuentra que una sola estrategia no puede obtener buenos resultados en términos del aumento de la temperatura del suelo y del consumo de energía del sistema, excepto en una combinación de las estrategias dos y tres. La estrategia combinada que utiliza el control de temperatura de entrada de agua y el control de diferencia de temperatura de bulbo húmedo (1ª + 3ª) tiene el consumo de energía más bajo, pero la temperatura del suelo es ligeramente superior a 3°C. Las otras tres estrategias con la torre de refrigeración que operan durante la temporada de transición pueden controlar el aumento de la temperatura del suelo a menos de 3 °C, pero pierden el beneficio de un menor consumo de energía.

Id	11		
Título	Optimization of design and operation parameters for hybrid Ground Source Heat Pump assisted	Foco Principal	Tierra
Autores	Wenzhi Cui, Shiyu Zhou, Xiangyang Liu	Foco Secundario	Torre de refrigeración
Año de publicación	2015	Relevante	<input checked="" type="checkbox"/>
País	China	Tipo de Trabajo	Simulación
Palabras Clave	Distintas configuraciones con su control ideal. Análisis 20 años.	Refrigerante	Sin información
Resumen	<p>Se estudia un sistema bomba de calor tierra + Aire, torre de refrigeración. Los autores empiezan realizando los esquemas de configuración en serie y en paralelo, después nos exponen distintas estrategias de control.</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>-Fijada por una temperatura a la entrada de la bomba (FET)</li> <li>-Diferencia entre temperatura de entrada y temperatura de control (FTD)</li> <li>-Pre configuración horaria (FRT)</li> </ul> <p>A continuación, simulan las cargas térmicas del edificio objeto a través de dos software distintos, DeST y TRNSYS, para comprobar que los resultados obtenidos son idénticos. Después define los modelos empíricos de los componentes del sistema. Dejando de un lado los clásicos, introduce el Auxiliary Cooling Ratio (ACR) que nos muestra el porcentaje de calor evacuado a través del foco auxiliar, en este caso la torre de refrigeración</p> <p>Realiza la simulación en TRNSYS durante 20 años para las configuraciones y muestra las relaciones de las temperaturas de la instalación con el consumo de energía y la eficiencia, llegando a las siguientes conclusiones:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>-Se encuentra que el 50% de la relación de enfriamiento auxiliar (ACR) es el óptimo para configuraciones paralelas y en serie de HGSH. Basándose en la ACR óptima, las estrategias de control para diferentes configuraciones de HGSH se estudian adicionalmente.</li> <li>-Obtiene que el mejor control para la configuración serie es el FET y para la paralelo es el FLR (Fixed Load Ratio), los cuales producen menor consumo eléctrico a los largo de 20 años.</li> </ul> <p>Estos resultados entran en conflicto con los obtenidos con otros autores, por lo que se debe detallar en tipo de climatología usada y las condiciones de simulación.</p>		

Id	12		
Título	Characterizing the effect of an off-peak Ground Pre-Cool control strategy on Hybrid Ground Source	Foco Principal	Tierra
Autores	Adam A. Alaica, Seth B. Dworkin	Foco Secundario	Aire/Caldera
Año de publicación	2016	Relevante	<input type="checkbox"/>
País	Canadá	Tipo de Trabajo	Simulación
Palabras Clave	Sistema PreCool. Distintos edificios. Distintos controles.	Refrigerante	Sin información

Resumen

El objetivo de este trabajo es proponer el análisis preliminar de una nueva e innovadora estrategia de control para el funcionamiento de los sistemas HGSH. Esta técnica utiliza el sistema de refrigeración auxiliar como una carga flexible para consumir artificialmente electricidad en horas valle cuando los costos de energía son más económicos.

Los autores investigan la instalación de la bomba de calor híbrida en varios edificios característicos de Canadá, pero se centra más detalladamente en tres, dos edificios residenciales y un colegio. El análisis de las cargas térmicas se realiza mediante el software eQuest, mientras que todos los cálculos serán ejecutados a través de MATLAB. Además usa tres modos de funcionamiento de la instalación como algoritmo y considera el periodo de análisis y el tiempo de uso de la bomba.

Los resultados obtenidos son los siguientes:

- Los edificios de mediana y alta demanda mostraron su mayor beneficio financiero, obteniendo un ahorro anual de costos de enfriamiento de poco menos del 4% para menos de un aumento del 1% en el consumo de energía.
- Se lograron reducciones que oscilaron entre el 17% y el 25% del consumo de potencia de pico, con un aumento de la demanda de enfriamiento total satisfecha por el GSHP de aproximadamente 12% para el edificio de media carga y 22% para la escuela .
- El impacto que tiene el pre-cooling en el rendimiento de los sistemas híbridos es extremadamente sensible a las características de carga térmica de los edificios.
- La escuela indica una posible reducción del 15% en el total de CO2 emitido, debido a la combinación de reducción de la demanda de refrigeración (menor ocupación del edificio), además de una mayor diferencia entre los factores de fuera de pico / pico durante la temporada alta.
- La estrategia de OGPC (Pre-Cooling) afecta significativamente a la escuela debido a la distribución de la carga térmica única, resultante del patrón de ocupación específico de una institución educativa (cargas de verano más bajas).

Id	13		
Título	Energy and Exergy analysis os Solar Integrated Air Source Heat Pump for radiant floor heating without	Foco Principal	Aire
Autores	Xu Dong, Qi Tian, Zhen Li	Foco Secundario	Solar
Año de publicación	2017	Relevante	<input type="checkbox"/>
País	China	Tipo de Trabajo	Experimental / Simulación
Palabras Clave	Análisis exergía.	Refrigerante	R407c
Resumen	<p>Se propone e investiga una novedosa bomba de calor de fuente de aire solar integrada (SIASHP) con R407c para calefacción de suelo radiante sin agua (RFHW), ya que utiliza refrigerante dentro de los tubos interiores. La instalación tiene configuración en paralelo, en la misma máquina ASHP.</p> <p>Se compara el novedoso equipo con una bomba de aire normal y evalúa un energía y exergía, más centrado en la segunda. Además crea formulas empíricas que se adaptan a los resultados experimentales obtenidos del equipo y simula diversos parámetros. Evaluación de Noviembre a Febrero.</p> <p>Bajo las condiciones de la sala de experimentos en Taiyuan, la temperatura de bulbo seco del aire libre va de -15°C a 7°C, la irradiación solar varía de 120 W / m<sup>2</sup> a 180 W / m<sup>2</sup>, y la humedad relativa exterior oscila entre el 40% Al 65%.</p> <p>Como resultado se obtiene:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>-La eficiencia exergética media del SIASHP es de 77,67%, variando de 75,98% a 79,3%, mientras que la de ASHP es de 71,95%,variando de 70,54% a 73,37%. La eficiencia energética primero es un 8% más alto que el segundo.</li> <li>-El COP medio de SIASHP es 2.94, variando de 2.15 a 3.99, mientras que de ASHP es 2.72, variando de 2.05 a 3.60. Se denota que el rendimiento del primero es 8,1% mayor que del segundo.</li> <li>-El PQN (Process Quality Number) compara el rendimiento de calentamiento en comparación con el ciclo de Carnot. El PQN promedio del SIASHP es de 59.36%, variando de 45.02% a 78.66%, mientras que el de ASHP es de 56.34%, variando de 44.8% a 72%. La primera es un 5,4% más que la segunda.</li> <li>-El IP (Potencial de Mejora) promedio de SIASHP es 104.7 W, que va de 119.6 W a 90.8 W, mientras que de ASHP es 106.3 W, que va de 115.6 W a 96.9 W. El primero es menor que el segundo.</li> </ul> <p>Todos los coeficientes anteriores demuestran que el sistema SIASHP tiene un mejor efecto de ciclo termodinámico que el sistema ASHP. El sistema SIASHP sin tubería de agua expuesta al ambiente exterior es seguro y conveniente instalaciones exteriores verticales y estrechas, así los usuarios del edificio pueden satisfacer su demanda individual de calefacción.</p>		

Id	14		
Título	Ground Source Heat Pump Systems: A review of simulation in China	Foco Principal	Tierra
Autores	Yanping Yuan, Xiaoling Cao, Liangliang Sun, Bo Lei, Nanyang Yu	Foco Secundario	
Año de publicación	2012	Relevante	<input checked="" type="checkbox"/>
País	China	Tipo de Trabajo	Investigación
Palabras Clave	Base para información de HGSHP	Refrigerante	Sin información

Resumen

Se trata de un estado de la técnica de la tecnología de bombas de calor geotérmicas.

Resume los principales modelos matemáticos usados para caracterizar los intercambios energéticos de los distintos componentes de las bombas y además explica y desarrolla acerca de las bombas de calor híbridas. Este documento es muy valioso para obtener información de muchos estudios y autores, aunque no trate directamente de la tecnología híbrida.

Se puede deducir de la visión general que los investigadores del sector han obtenido los siguientes resultados.

En primer lugar, el tradicional modelo de tubo infinito ignora la influencia de la longitud final del agujero de perforación y la condición fronteriza de la superficie del suelo. Se sugirió que la longitud total de la longitud de onda de la pared del pozo se proponga como temperatura representativa de la pared del pozo.

En segundo lugar, los investigadores chinos propusieron modelos computacionales combinando la solución analítica y la solución numérica para consideraciones tanto de velocidad de cálculo como de precisión. El método computacional es una solución analítica estable para el interior del pozo y el método de volumen finito para el suelo. Los modelos de simulación de las dos partes están acoplados en base a la temperatura de la pared del pozo y del flujo de calor a través de la pared del pozo.



Id	15		
Título	Feasibility and Performance study of the Hybrid Ground-Source Heat Pump System for one office	Foco Principal	Tierra
Autores	Zhijian Liu, Wei Xu, Xue Zhai, Cheng Qian, Xi Chen	Foco Secundario	Caldera
Año de publicación	2016	Relevante	<input checked="" type="checkbox"/>
País	China	Tipo de Trabajo	Simulación
Palabras Clave	Distintas configuraciones. Análisis suelo	Refrigerante	Sin Información
Resumen	<p>El propósito de este estudio es evaluar el rendimiento y la viabilidad de la bomba de calor geotérmica, en Shenyang, en zonas de clima frío.</p> <p>En este estudio se comparan una bomba de calor geotérmica con caldera como foco auxiliar, una bomba geotérmica y una caldera para constatar las diferencias de consumo de combustibles fósiles, el balance del terreno y su afecto y los rendimientos que se obtienen. La simulación se hace tomando un edificio de oficinas en china y hallando su demanda térmica gracias a TRNSYS. También se indican todas las condiciones de contorno y las características de los componentes de la instalación, así como un esquema de cada uno de ellos.</p> <p>Al final, los resultados son mostrados en base a distintos parámetros y se obtienen las siguientes conclusiones:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>-Los resultados de la simulación respecto al COP, el consumo de energía, la temperatura de entrada y salida de la tubería enterrada y la temperatura del suelo de estos tres sistemas para un edificio de oficinas, indicaron que el rendimiento del sistema GSHP se redujo significativamente durante sus diez años de funcionamiento y la caldera eléctrica consumió la que más energía tradicional.</li> <li>-De acuerdo con la temperatura de salida / entrada de tuberías enterradas y la temperatura del suelo durante diez años de funcionamiento, la bomba de calor geotérmica híbrida (HGSHP) con fuente de calor auxiliar mostró un rendimiento más estable que GSHP en Shenyang.</li> <li>-Aunque se podría ahorrar más carbón estándar empleando el sistema GSHP que el sistema HGSHP, en comparación con el sistema de caldera eléctrica tradicional, el rendimiento más excelente se mostró en diez años de funcionamiento para el sistema HGSHP.</li> <li>-En comparación con el sistema de bomba de calor geotérmica asistida por energía solar (SAGSHP), los sistemas HGSHP con fuente de calor auxiliar son más fáciles de adaptar a los edificios existentes y de popularizarlos y aplicarlos. Sin embargo, con la adición de fuente de calor auxiliar será inevitable aumentar el consumo de energía, y si los sistemas no son cuidadosamente diseñados, puede que la instalación no sea tan viable.</li> </ul>		

Id	16		
Título	Research and Analysis of Combined Operational Mode of Solar Energy Hot Water Heating	Foco Principal	Agua
Autores	Mingzhi Jiang, Guohui Feng, Kailiang Huang, Shibo Liu, Dong Liang, Huixing Li	Foco Secundario	Solar
Año de publicación	2015	Relevante	<input type="checkbox"/>
País	China	Tipo de Trabajo	Experimental / Laboratorio
Palabras Clave	Dos depósitos, uno de almacenamiento con cambio de fase. Distintos controles.	Refrigerante	Sin Información

Resumen

Investigación que utiliza una bomba de calor con foco en las aguas residuales, ayudándose de placas solares térmicas y depósitos de acumulación con tecnología de cambio de fase.

En este estudio experimental, basado en las características del sistema de ahorro de energía, el sistema se divide en cuatro diferentes modo de operación conjunta, los parámetros probados, como el caudal, el consumo de energía y la temperatura del agua de los diferentes modos de calefacción, la relación de eficiencia energética y la ganancia de calor del sistema son obtenidos.

Los modos de operación son los siguientes:

- Uso de la bomba de calor de fuente las aguas residuales individualmente, para proporcionar calor para el tanque de agua de alta temperatura.
- Funcionando los colectores solares para proporcionar calor al tanque de agua de alta temperatura.
- Condición de operación conjunta del sistema de agua caliente de la energía solar que calienta el tanque frío que suministra el calor para el extremo de la evaporación de la bomba de calor de aguas residuales mientras que el extremo del condensador comienza a suministrar calor para el tanque de cambio de fase caliente.
- Condición de operación conjunta del sistema de agua caliente de la energía solar que calienta el tanque de cambio de fase caliente que suministra el calor para el extremo del condensador de la bomba de calor de aguas residuales mientras que el extremo del condensador comienza a suministrar calor para el tanque de cambio de fase caliente.

Las conclusiones que se llevaron a cabo tras contabilizar los consumos y rendimientos fueron los siguientes:

- Bajo la condición 3 se necesita menos energía en comparación con la dos ya que apenas se necesita hacer uso de los calentadores eléctricos, aunque el autor no ofrezca los porcentajes de ahorro.
- La temperatura del evaporador en la condición 3 es mayor gracias a que esta conectada a los colectores solares, si lo comparamos con la condición 1, por lo que su rendimiento también es mayor
- El modo 4 puede obtener rendimientos mucho mejores que el 1 gracias a el uso de los colectores solar como fuente caliente para mejorar la temperatura del condensador de la bomba.

Id	17		
Título	Optimization of Hybrid-Ground Coupled and Air Source-Heat Pump Svstems in combination with	Foco Principal	Aire
Autores	N. Pardo, Á. Montero, J. Martos, J.F. Urchueguía	Foco Secundario	Tierra
Año de publicación	2010	Relevante	<input checked="" type="checkbox"/>
País	España	Tipo de Trabajo	Simulación
Palabras Clave	Efecto de un depósito en el circuito. Distintas configuraciones	Refrigerante	Sin Información
Resumen	<p>El objetivo de este trabajo es evaluar el consumo de energía eléctrica y la eficiencia energética de varios diseños de aire acondicionado en un edificio con predominio de refrigeración, implementando ambas ideas conjuntamente.</p> <p>Esta investigación española, que simula a través de TRNSYS distintos tipos de equipos de climatización para obtener sus relaciones entre eficiencia, consumo y costes de implantación y amortización.</p> <p>Comienza hallado las cargas térmicas de un edificio valenciano gracias al programa Predicted Mean Vote (PMV) y después explica los distintos equipos analizados para el edificio objeto:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>-bomba de calor aire-agua (ASHP)</li> <li>-bomba de calor geotérmica (GSHP)</li> <li>-bomba de calor hibrida cuyos focos son aire y suelo (GSHP+ASHP)</li> <li>-bomba de calor aire-agua (ASHP) + depósito de acumulación de energía</li> <li>-bomba de calor geotérmica (GSHP) + depósito de acumulación de energía</li> <li>-bomba de calor hibrida cuyos focos son aire y suelo (GSHP+ASHP) + depósito de acumulación de energía.</li> </ul> <p>Se necesita investigar fuera de este documento para conocer las características del edificio donde se ha llevado a cabo la simulación.</p> <p>Las conclusiones que se obtienen son las siguientes:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>-la configuración 'GCHP + Air' es más eficiente que el sistema 'GCHP' porque los ahorros de energía eléctrica logrados al reducir los tamaños de las bombas de calor y bombas de agua son más altos que el consumo de energía eléctrica Del sistema auxiliar.</li> <li>-El empleo de un tanque de agua estratificado como dispositivo de almacenamiento térmico permite reducir las potencias de las bombas de calor porque disponen de más tiempo para generar la energía térmica consumida por la carga térmica.</li> <li>-La configuración híbrida con depósito consigue la mejoría de eficiencia más alta. Esta disposición es la que más se aprovecha de la combinación de ambas bombas de calor y el desacoplamiento de la generación de energía de la distribución de energía. Esta configuración obtiene el factor de rendimiento en modo de enfriamiento más alto, siendo los consumos de energía eléctrica alcanzados de aproximadamente el 60% y el 82% en comparación con las configuraciones 'Aire' y 'GCHP', respectivamente. Además, la evaluación del costo económico muestra que esta configuración tiene el mejor período de amortización y la rentabilidad a largo plazo.</li> </ul> <p>Además, este documento nos es valioso para comparar los resultados obtenidos en el caso práctico.</p>		



Id	18		
Título	Study on Operation Management of Borehole heat exchangers for a large-scale hybrid ground source	Foco Principal	Tierra
Autores	Jin Luo, Haifeng Zhao, Jia Jia, Wei Xiang, Joachim Rohn, Philipp Blum	Foco Secundario	Aire
Año de publicación	2016	Relevante	<input checked="" type="checkbox"/>
País	China / Alemania	Tipo de Trabajo	Simulación
Palabras Clave	Estudio boreholes. Distintos Controles	Refrigerante	Sin Información

Resumen

Este artículo discute estrategias de operación de 596 BHEs para un sistema híbrido de GSHP a gran escala en China. La carga térmica estacional se asigna a los BHEs de acuerdo con las pruebas de rendimiento térmico del campo y el resto de demanda de energía del sistema híbrido está cubierta por un sistema de aire acondicionado auxiliar.

Basado en un centro comercial situado en China y su demanda térmica, los autores se centran en los intercambiadores enterrados en el terreno, por ello propone distintos controles para un grupo representativo de intercambiadores y hace una simulación con el programa FEFLOW para 25 años.

Se analiza el comportamiento térmico de las BHEs, las pérdidas de la temperatura del suelo y los costes operativos de estas estrategias del sistema GSHP.

Anteriormente presenta los modelos matemáticos empíricos para los tubos. Además, se muestran distintas gráficas con los distintos controles respecto las temperaturas de los intercambiadores y finaliza exponiendo los costes que reducimos con los distintos controles.

Las investigaciones geológicas del campo demuestran que el suelo esta compuesto por piedra arenisca homogénea. Las propiedades térmicas del campo del pozo son determinadas por TPTs. Los resultados experimentales de los TPTs muestran que la conductividad térmica efectiva del suelo es  $2,02 \text{ W / m.K}$  y la temperatura inicial del suelo es de  $18,7^\circ \text{ C}$ . La velocidad de transferencia de calor del BHE se mide para ser de  $59 \text{ W / m}$  para el enfriamiento y de  $44 \text{ W / m}$  para el calentamiento. La información obtenida proporciona datos básicos para el análisis numérico adicional del transporte de calor de los BHEs.

Se desarrolla un modelo numérico para investigar la transferencia de calor de BHEs con tres estrategias de operación diferentes. Los resultados muestran que la condición operativa 1 realiza una eficiencia de calentamiento y enfriamiento ligeramente superior en comparación con las condiciones de operación 3 y 2.

Mientras tanto, también se analiza la migración de la temperatura del suelo. Los resultados muestran que la temperatura del suelo continúa aumentando con el tiempo, lo que implica una acumulación térmica en el suelo. Se investiga la desviación de la temperatura del suelo en el medio de dos BHE adyacentes. Se observa que la temperatura del suelo aumenta en  $4,5^\circ \text{ C}$  en la condición de operación 2 durante un período de 25 años. Las otras dos condiciones de operación tienen desviaciones de temperatura similares pero menores. La comparación de la perturbación de la temperatura del suelo indica una acumulación de calor similar en el suelo entre las tres condiciones.

Los ahorros operativos para las tres condiciones de operación de las BHEs se analizan en base al análisis de transferencia de calor de las BHEs. Se consideran las velocidades térmicas específicas de los intercambiadores de calor de pozo, la potencia consumida por las bombas de circulación de agua, el tiempo de operación y el precio de la electricidad. Los resultados indican que la condición de operación 3 tiene los costos de operación más bajos a lo largo de

25 años.

En comparación con la condición de funcionamiento 1, la condición de funcionamiento 3 ahorra ~ 25 000 CNY (~ 3 000 EUR) de costes de funcionamiento anuales, pero con la misma eficiencia de transferencia de calor y acumulación de tierra del sistema GSHP. Por lo tanto, la condición de operación optimizada que se organiza de acuerdo con la demanda de energía oportuna del edificio tiene un efecto obvio en el ahorro de costos de operación.

Id	19		
Título	Comparative Study of Control Strategies for Hybrid GSHP System in the cooling dominated climated	Foco Principal	Tierra
Autores	Shaojie Wang, Xioaobing Liu, Steve Gates	Foco Secundario	Torre Refrigeración
Año de publicación	2014	Relevante	<input type="checkbox"/>
País	USA	Tipo de Trabajo	Simulación
Palabras Clave	Distintos controles. Zero Energy Homes	Refrigerante	Sin Información

Resumen

Los autores comienzan hablando de crear edificios con una demanda energética lo menor posible y evitando su abastecimiento a través de combustibles fósiles, Zero Energy Homes. Se lleva una simulación durante 20 años de las cargas térmicas de un edificio en Norteamérica, en la que el autor detalla sus componentes y coeficientes de transmisión, usando el programa eQUEST. No obstante, no se corroboran los datos con otro software, ni se acotan errores.

En la simulación se siguen distintas estrategias de control, las cuales son analizadas desde el año 1 hasta el 30, comparando sus consumos y las temperaturas obtenidas en el suelo y los intercambiadores. Las estrategias de control son las siguientes:

- Convencional GSHP, de referencia para comparar los posteriores controles.
- Fixed cooling setpoint
- OA-reset
- Wetbulb-reset
- Load-reset

Como conclusiones se exponen las siguientes afirmaciones:

Para el primer año de funcionamiento, el sistema convencional GSHP utiliza menos energía eléctrica que el sistema híbrido GSHP, aprovechando que el campo de pozos es mucho más grande. Sin embargo, debido al desequilibrio de calor en el bucle de tierra, el EFT(temperatura del suelo) sube mucho más rápido que cualquier caso de escenarios simulados para el sistema híbrido GSHP.

Para el sistema híbrido GSHP, el control Fixed cooling setpoint tiene el menor consumo de energía HVAC en el año 1. Se aprovecha de la temperatura moderada para rechazar la carga de calor al suelo y equilibra las cargas de energía entre la bomba de calor y la torre de enfriamiento. Sin embargo, tiene el segundo mayor promedio de EFT en el año 30 entre los 12 escenarios estudiados.

En general, las estrategias de control que rechazan más calor a través del GLHX (intercambiador terrestre) dan más beneficios que aquellos que rechazan menos calor a través del GLHX. Sin embargo, los resultados de la simulación también indican si configuramos el punto de enfriamiento más alto, no puede garantizar el ahorro de energía del sistema HVAC. Cuando el uso final de energía del refrigerador del fluido es sólo una pequeña porción (5,2%) del consumo anual de energía de HVAC, se limita el beneficio de reducir, aún más, la duración y frecuencia de operación del refrigerador de fluido asociado con el punto de ajuste de enfriamiento más alto. Para el 67% de los estudios de caso, el promedio de EFT de las bombas de calor es bastante variable, ya que el aumento de EFT es menor que 0.6 ° C durante el período de 30 años. Por lo tanto, la unidad interior puede funcionar a la alta eficiencia relativa durante la temporada de enfriamiento. Desde el lado de la calefacción, la HGSHP puede beneficiarse del aumento de EFT de las bombas de calor.

Como indican, por el aumento de EFTs promedio, la carga térmica está bien equilibrada en el bucle de tierra en la zona climática dominada por el enfriamiento como Oklahoma City con la estrategia de control de enfriamiento de bucle como OA-2, OA-3, WB-2 y WB-3. Las horas no atendidas son alrededor de 10 h durante el curso de la operación del primer año. Con las estrategias de control de enfriamiento adecuadas, el sistema híbrido GSHP muestra la excelente capacidad de cumplir con los puntos de ajuste de refrigeración y calefacción durante las horas ocupadas, equilibrar las cargas térmicas en el bucle de tierra y mejorar el confort térmico de los ocupantes con un tamaño reducido de los pozos en el terreno.



Id	20		
Título	Optimal Sizing of Hybrid Ground-Source Heat Pump Systems That Use a Cooling Pond as a	Foco Principal	Tierra
Autores	Mahadevan Ramamoorthy, Andrew D. Chiasson, Hui Jin, Jeffrey D. Spitler.	Foco Secundario	Agua
Año de publicación	2001	Relevante	<input type="checkbox"/>
País	USA	Tipo de Trabajo	Simulación
Palabras Clave	Distintos Controles.	Refrigerante	Sin Información
Resumen	<p>Los autores comienzan resumiendo los estudios realizados con HGSHP. Después, comienzan describiendo el edificio objeto y sus cargas térmicas, un pequeño edificio de oficinas, simulado con las condiciones climáticas de Houston y Tulsa. A continuación describen la configuración de la HGSHP, la cual utiliza un estanque como foco auxiliar. La simulación se llevará durante 20 años, a cabo del programa TRNSYS. Para las distintas configuraciones, se exponen distintas tablas de las distintas configuraciones en función de número de intercambiadores enterrados y su profundidad y el área de intercambio en el estanque de agua.</p> <p>Como resultado, se expone el consumo generado por las distintas configuraciones y las temperaturas obtenidas en los distintos puntos de la instalación.</p> <p>Por último, el autor realiza un estudio del ciclo de vida y de amortización de las distintas configuraciones, llegando a las siguientes conclusiones:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>-Para edificios con carga dominante frío(en Tulsa), independientemente del tamaño del estanque, pueden obtenerse beneficios económicos significativos en el coste del ciclo de vida a lo largo de 20 años. Los ahorros en el coste del sistema de GSHP al incluir el rechazador de calor suplementario en este ejemplo es de aproximadamente el 50-65%.</li> <li>-En los edificios con una demanda dominante de refrigeración pero también con una carga de calefacción significativa, el diseño más económico del sistema híbrido depende de la carga de calentamiento. Hay un punto de compensación en el tamaño del estanque donde se rechaza demasiado calor del sistema y, por lo tanto, la temperatura de fluido es demasiado baja durante parte de la temporada de invierno. Para evitar que esto ocurra, se necesita una estrategia de control más sofisticada. Se adoptó un control de punto de ajuste para limitar la temperatura del fluido que sale de la HP. Alternativamente, puede utilizarse el propio estanque para la extracción de calor suplementaria.</li> <li>-La elección utilizada en la estrategia de control diferencial parece no tener un impacto significativo en la economía del sistema.</li> </ul>		

Id	21		
Título	Study on a design method for hybrid ground heat exchangers of ground-coupled heat pump system	Foco Principal	Tierra
Autores	Kejuan Wei, Wenxin Li, Jiarong Li, Yong Wang, Lu Zhang	Foco Secundario	Tierra
Año de publicación	2017	Relevante	<input type="checkbox"/>
País	China	Tipo de Trabajo	Experimental / Simulación
Palabras Clave	Configuración del intercambiador. Distintos controles.	Refrigerante	Sin Información
Resumen	<p>En este estudio, se combinan las ventajas de las GHEs (intercambiador terrestre) tanto verticales como horizontales, lo que puede reducir la inversión al reemplazar parte de las GHEs verticales por las horizontales. Los modelos numéricos tridimensionales se construyen para investigar el rendimiento térmico de GHEs basado en los modelos físicos correspondientes. Todos los modelos simplificados con el modelo GHEs horizontal y el modelo vertical construido por separado se utilizan para calcular el rendimiento de transferencia de calor de los GHE híbridos en el diseño. De hecho, la diferencia de temperatura del agua de salida entre las GHEs horizontales y verticales puede influir en el cálculo de transferencia de calor.</p> <p>Se realiza con estas premisas un caso práctico en China, utilizando el control por diferencias según temperatura de bulbo húmedo. Se lleva una comparación entre la instalación real y simulada para corroborar la veracidad de los resultados. Los resultados obtenidos son los siguientes:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>-La relación de carga de GHEs horizontales a verticales es vital para los métodos de diseño y el análisis de rendimiento térmico en todo el sistema, por lo que se propone un método de selección de la relación de carga óptima en las GHE híbridas del sistema GSHP con consideración técnica y económica.</li> <li>-Las distintas temperaturas del agua de salida muestra diferentes influencias en el rendimiento de transferencia de calor de acuerdo con diferentes características de carga y relaciones. Cuando se completa el cálculo del modelo, la diferencia máxima de temperatura del agua entre el medido y el predicho utilizando el cálculo combinado de transferencia de calor es inferior a 1,11 ° C, mientras que obtenemos una diferencia de 3,7 ° C cuando las mediciones se comparan con la transferencia de calor independientemente calculada . Esta discrepancia se atribuye a la gran diferencia de la temperatura del agua de salida entre las GHEs horizontales y verticales. Sin embargo, la desviación causada por estos dos cálculos en un caso no es más de 1.1 ° C al final de cada hora. Por lo tanto, es necesario aplicar el cálculo combinado de transferencia de calor para cumplir con los requisitos de diseño ya que la carga juega un papel importante en el rendimiento térmico subterráneo.</li> </ul>		

Id	22		
Título	Comparison between design and actual energy performance of a HVAC-ground coupled heat pump	Foco Principal	Tierra
Autores	T. Magraner, Á. Montero, S. Quilis, J.F. Urchueguía	Foco Secundario	Aire
Año de publicación	2010	Relevante	<input checked="" type="checkbox"/>
País	España	Tipo de Trabajo	Experimental / Simulación
Palabras Clave	Comparación simulación y experimentación.	Refrigerante	Propano
Resumen	<p>El propósito de este trabajo es comparar los resultados de simulación obtenidos gracias a TRNSYS con los resultados experimental de una planta geotérmica. Se comienza calculando las cargas térmicas del edificio universitario objeto y después se presenta el sistema HVAC: bomba híbrida con focos Tierra-Aire.</p> <p>También se explican los parámetros introducidos en los programas de simulación para configurar los distintos elementos de la instalación.</p> <p>La conclusión principal de este trabajo es que los resultados de simulación basados únicamente en las capacidades y prestaciones nominales de la bomba de calor sobrestiman sustancialmente el rendimiento energético medido del sistema, en un porcentaje entre 15% y 20%. La relevancia de esta comparación se basa en el hecho de que la simulación realizada se basa en un procedimiento de diseño estándar para sistemas de bomba de calor acopladas a tierra, utilizando como parámetros de valores de entrada que normalmente están disponibles para el ingeniero encargado del diseño del sistema.</p> <p>También se realiza un análisis de sensibilidad de las predicciones de la simulación del rendimiento energético a los cambios en los parámetros de entrada. Este análisis muestra que el coeficiente de rendimiento de la bomba de calor es el parámetro que más afecta a las predicciones de la simulación del rendimiento energético, lo que apunta a la idea de que las discrepancias entre los resultados experimentales y los resultados de la simulación se deben principalmente a la degradación del rendimiento de la bomba de calor. Una estimación del impacto de este efecto utilizando una simple correlación entre la degradación del rendimiento de la bomba de calor y la relación de carga parcial reduce las discrepancias a valores alrededor del 5%.</p> <p>Una mejor descripción de la bomba de calor GeoCool, basada en una caracterización experimental, será necesaria para disminuir las discrepancias a valores aún más pequeños. Además, si se quieren predecir otras magnitudes, como la transferencia de calor en el suelo o las temperaturas instantáneas del fluido, y compararlas con mediciones experimentales, también será necesario un modelo mejor que describa el intercambiador de calor del pozo.</p>		

Id	23		
Título	Performance optimization of a hybrid ground source heat pump with the parallel configuration of a	Foco Principal	Tierra
Autores	Honghee Park, Joo Seoung Lee, Wonuk Kim, Yongchan Kim	Foco Secundario	Torre Refrigeración
Año de publicación	2010	Relevante	<input checked="" type="checkbox"/>
País	Corea	Tipo de Trabajo	Experimental
Palabras Clave	Estudio parámetros HGSHP.	Refrigerante	R410a

Resumen

El objetivo de este estudio es optimizar el rendimiento del HGSHP con la configuración paralela variando los parámetros de operación del HGSHP.

El rendimiento del HGSHP se halla variando la cantidad de carga de refrigerante, el caudal de fluido secundario en el bucle de flujo de tierra en el modo GSHP y el caudal de fluido secundario en el bucle del flujo suplementario en el modo HGSHP. Para analizarlos, se realizan unidades normalizadas, con un punto de referencia para ver su evolución en los distintos casos.

Además, estos parámetros operativos son optimizados para maximizar el COP teniendo en cuenta el consumo total de energía del compresor y la bomba y la capacidad de enfriamiento.

Los resultados fueron que la carga normalizada óptima en la CT fue de 0,322, que se puede aplicar a la condición térmica estándar y degradada. El valor óptimo del caudal de fluido del bucle de tierra en el modo GSHP se determinó como 20 kg min<sup>(-1)</sup> con consideración del rendimiento del sistema para el estado térmico estándar y degradado del suelo. En el modo HGSHP, se observó el caudal de fluido secundario normalizado óptimo del SPHEX(Foco suplementario) a 0,4 (8 kg min<sup>(-1)</sup>) para los EFT (Temperatura del fluido) de 35° C y 40 °C en el GPHEX. A medida que la EFT del GPHEX aumentó más allá de los 35 ° C (condiciones térmicas del suelo degradadas), la mejora de COP del HGSHP sobre el GSHP se hizo más significativa en todos los EFT(Temperatura del fluido) del SPHEX. El consumo total de energía del HGSHP fue 5% menor y el COP del HGSHP fue 21% más alto que el del GSHP en EFTs de 28 ° C y 40 ° C en el SPHEX y GPHEX, respectivamente, y el flujo de fluido secundario óptimo de 8 kg min<sup>(-1)</sup> en el SPHEX. Además, la tasa de rechazo de calor del GPHEX en el modo HGSHP fue 42% menor que la del modo GSHP con el caudal de flujo secundario óptimo de 8 kg min<sup>(-1)</sup> en el SPHEX y EFT de 40°C y 28°C en el GPHEX y SPHEX, respectivamente

Id	24		
Título	Numerical and experimental study of a closed loop for ground heat exchanger coupled with heat	Foco Principal	Tierra
Autores	S. Awani, S. Kooli, R. Chargui, A. Guizani	Foco Secundario	Solar
Año de publicación	2016	Relevante	<input type="checkbox"/>
País	Túnez	Tipo de Trabajo	Experimental / Simulación
Palabras Clave	Comparación experimental-simulación. Acotar incertidumbres de resultados.	Refrigerante	R134a
Resumen	<p>Este trabajo enfatiza la explotación de fuentes de energía renovables para calentar un invernadero, que requiere el uso de un intercambiador de calor terrestre horizontal, una bomba de calor asociada con un colector solar para realizar investigaciones numéricas y experimentales. Este estudio demuestra el rendimiento de un sistema de bomba de calor asistido por energía solar y geotérmica en las condiciones climáticas de Túnez.</p> <p>Se presenta una descripción matemática empírica de todos los componentes del modelo, así como los resultados experimentales y numéricos, tales como la incidencia de la radiación solar, la distribución de la temperatura y la energía consumida y entregada por la bomba de calor. El impacto en la carga de aire acondicionado en el invernadero se ha medido utilizando el clima tunecino y se han estudiado los efectos del tipo de control y la radiación solar en el sistema.</p> <p>El control almacena calor obtenido durante el día en los colectores subterráneos y ese calor lo usa durante la noche. Se realiza una comparación entre resultados experimentales y los simulados en TRNSYS.</p> <p>Además, se analiza la incertidumbre de los resultados comparando los resultados con otra investigación paralela a la de los autores.</p> <p>Los resultados obtenidos son los siguientes:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>-El COP de la bomba de calor aumenta con el aumento de la superficie del colector solar y la intensidad de la radiación solar, de hecho para una superficie de colectores solares igual a 8 m<sup>2</sup> y cuando la intensidad de la radiación solar alcanza el valor máximo (a las 13:00 h), el COP alcanza el valor 5,5.</li> <li>-El intercambiador de calor horizontal se puede utilizar con éxito para el calentamiento de invernaderos, ya que durante los estudios experimentales se observa que las reducciones en la temperatura del suelo no superaron 1 ° C</li> <li>-La temperatura del agua en la salida del intercambiador de calor horizontal alcanza valores altos; Estos resultados reflejan la importancia del potencial térmico en Túnez, que ofrece una buena explotación de la energía geotérmica.</li> <li>-Se demostró el rendimiento de la bomba de calor con y sin el colector solar en las mismas condiciones y se evaluó la contribución y la ventaja energética. Por lo tanto, la potencia eléctrica consumida disminuye gradualmente con el aumento de la radiación solar y la superficie del colector.</li> <li>-La energía solar y geotérmica asistida con una bomba de calor en modo de calefacción puede ahorrar energía convencional y puede ser competitiva con el sistema de calefacción tradicional.</li> <li>-Se ha obtenido buena concordancia entre el presente estudio y los resultados numéricos y experimentales explotados por varios autores. Existen resultados de simulación muy prometedores para las áreas de aplicación donde aún no se dispone de cálculos experimentales.</li> </ul>		

Id	25		
Título	A key review of wastewater source heat pump (WWSHP) systems	Foco Principal	Agua Residual
Autores	Arif Hepbasli, Emrah Biyik, Orhan Ekren, Huseyin Gunerhan, Mustafa Araz.	Foco Secundario	
Año de publicación	2014	Relevante	<input checked="" type="checkbox"/>
País	Turquía	Tipo de Trabajo	Investigación
Palabras Clave	Estado del arte	Refrigerante	Sin Información

Resumen

Estado del arte de las bombas de calor con foco agua residuales.  
 Comienza con una breve introducción histórica de esta tecnología, continuando a presentar distintos tipos y configuraciones de WWSHP. Además, se desarrollan los tipos de intercambiadores de calor que usan este tipo de bombas.  
 Por último, se analizan distintos tipos de control de las instalaciones.

Las principales conclusiones que se han extraído del presente estudio pueden enumerarse como sigue:

- La mayoría de las evaluaciones de rendimiento se hacen energéticamente mientras que los estudios exergéticos son muy bajos en número y no se han realizado exhaustivamente.
- Los valores de COP de los estudios revisados están en el rango de 1.77-10.63 para el calentamiento y 2.23-5.35 para el enfriamiento basado en los valores experimentales y simulados.
- El lugar donde se realizan la mayoría de los estudios es China sobre la base de los trabajos publicados en inglés, mientras que también hay varios estudios publicados en alemán.
- El tipo de refrigerante usado es principalmente R-134a.
- La temperatura del WW(Aguas Residuales) es constante durante todo el año y su temperatura es casi 20 ° C más alta que la temperatura del aire ambiente.
- En cualquier ciudad, casi el 40% del calor producido se envía al sistema de alcantarillado como calor residual.
- La cantidad de WW es significativamente alta y su caudal es casi constante durante el año, mientras que esta cantidad diaria WW por persona es del 85% del total de la utilización diaria de agua.
- Debido a sus principales características, disponibilidad, gran cantidad, pequeña variación de temperatura y ser cálido en invierno y frío en verano, WW es una fuente de calor de bajo grado que puede ser utilizada en sistemas HP. Además de esto, la tecnología WWSHP es una tecnología sencilla y probada y los WWSHPs presentan una mayor eficiencia y son más respetuosos con el medio ambiente en comparación con otras fuentes tradicionales, tales como calentadores de gas o calentadores de aceite.

Además de las ventajas mencionadas, la mayor desventaja y el principal desafío de esta tecnología es el problema de incrustaciones relacionadas con la impureza de la WW. Si se usa WW como fuente de calor, el WWSHP necesita estar cerca de un punto de tratamiento de agua.

Id	26		
Título	Optimization of performance of Combined Solar Collector-Geothermal Heat Pump Svstems to	Foco Principal	Tierra
Autores	Mehdi Mehrpooya, Hoofar Hemmatabady, Mohammad H. Ahmadi	Foco Secundario	Solar
Año de publicación	2015	Relevante	<input checked="" type="checkbox"/>
País	Irán	Tipo de Trabajo	Simulación
Palabras Clave	Análisis para determinar control. Precalentamiento. TRNSYS.	Refrigerante	Sin Información
Resumen	<p>Simulación de una instalación geotérmica apoyada con placas solares durante el invierno, simulación con TRNSYS.</p> <p>Los autores comienzan realizando un esquema de la instalación para seguir definiendo todos los parámetros empíricos del invernadero y la instalación. Para la estrategia de control, realizan distintas simulaciones dependiendo de las temperaturas de puesta en marcha y los porcentajes de carga térmica en cada foco para determinar el mayor COP posible. Utiliza Precalentamiento del fluido antes del evaporador.</p> <p>Como resultados, podemos observar los siguientes puntos:</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. La COP de la bomba de calor aumentará hasta 0,6 en comparación con el sistema sin precalentar el fluido que entra en el evaporador.</li> <li>2. La temperatura del fluido que entra y sale del intercambiador de calor de tierra se incrementará hasta 0.5-1º que nos ayudará a recuperar el suelo alrededor del intercambiador en estaciones frías y la disminución de COP de la bomba de calor debido a la mayor extracción de calor desde el suelo cuando el máximo de carga requerida no ocurriría. Este beneficio supera el funcionamiento intermitente de la bomba de calor que se realiza debido al mismo objetivo.</li> <li>3. Aumentar la temperatura del fluido en el ciclo de tierra disminuirá la necesidad de recuperar el suelo en temporadas de no calefacción y la recuperación se hará sólo en verano, porque la energía solar adquirida es máxima durante este periodo.</li> <li>4. Los parámetros importantes en la elección de un sistema optimizado son: <ul style="list-style-type: none"> <li>- COP mínimo y máximo de la bomba de calor cuando se requiere una carga máxima de calentamiento.</li> <li>- Elegir los detalles del sistema combinado, considerando los productos comerciales que están en el mercado.</li> <li>- Energía auxiliar requerida que debe ser suministrada por los calentadores.</li> <li>- Equilibrio entre costo y uso.</li> </ul> </li> <li>5. Un sistema óptimo sin intercambiador de calor que utilice un fluido adecuado tanto para los circuitos de la fuente solar como de la tierra tendrá una COP media máximo de 4,14 y el máximo COP medio se elevará hasta 4,33 si utilizamos un intercambiador y el mejor fluido circulante para cada sistema por separado. También supondrá un aumento en los costos iniciales y operativos, energía auxiliar requerida y también disminución en la eficiencia del sistema combinado debido a usar el intercambiador. La elección sería una compensación entre la COP y todos los demás parámetros insatisfactorios.</li> <li>6. Si se reemplaza el sistema optimizado en lugar de un horno que utiliza fuel oil o si consideramos el precio del gas nacional mundial, el tiempo de retorno será de unos 12 años.</li> </ol>		

Id	27		
Título	Study on hybrid ground-coupled heat pump system for air conditioning in hot-weather areas	Foco Principal	Tierra
Autores	Yi Man, Hongxing Yang, Jिंगgang Wang	Foco Secundario	Torre de refrigeración
Año de publicación	2009	Relevante	<input checked="" type="checkbox"/>
País	China	Tipo de Trabajo	Simulación
Palabras Clave	Comparación con GSHP y ASHP. Parametrización por elementos. Tres posibles focos distintos	Refrigerante	Sin Información

#### Resumen

Los autores realizan un estudio comparativo entre una GSHP, ASHP y una HGSHP con torre de refrigeración como foco auxiliar. Comienzan calculando las cargas térmicas del edificio residencial objeto y después explican la configuración de la bomba de calor híbrida. Seguidamente, expone los modelo físicos y matemáticos que ha establecido para cada elemento de la instalación y nos indica que la estrategia de control será de un horario preestablecido.

La estrategia de control del sistema HGCHP en este estudio es activar la torre de refrigeración de 6:00 am a 12:00 am durante todo el año, y además de cuando la temperatura de entrada de agua de la bomba de calor supera los 35 ° C.

La simulación muestra que para el edificio residencial de muestra ubicado en Hong Kong, el sistema HGSHP puede ahorrar un 34,32% de los costes iniciales en comparación con el sistema GSHP. Debido a la menor temperatura de las paredes del intercambiador terrestre, la bomba de calor en el sistema HGCHP funciona con alta eficiencia, y el 22,85% de ahorro de los costes de operación en el primer año se puede lograr en comparación con el sistema GSHP. La ventaja económica del sistema HGSHP sobre el sistema GSHP es más obvia después de un largo plazo, es decir, el 53,59% de los costos de operación y el 47,21% de los costos totales se pueden ahorrar durante diez años de operación.

De acuerdo con los resultados de la simulación, tanto los costes iniciales como los costes de funcionamiento del acondicionamiento de aire para edificios en zonas de clima cálido pueden reducirse eficazmente utilizando el sistema HGSHP propuesto.



Id	28		
Título	Cooling dominated Hybrid Ground Source Heat Pump System application	Foco Principal	Tierra
Autores	Z. Sagia, C. Rakopoulos, E. Kakaras.	Foco Secundario	Torre de refrigeración
Año de publicación	2012	Relevante	<input checked="" type="checkbox"/>
País	Grecia	Tipo de Trabajo	Simulación
Palabras Clave	Relación entre focos para dimensionado.	Refrigerante	Sin Información
Resumen	<p>En el presente estudio se examina un clima dominado por el calor griego, lo que explica un sistema dominado por la carga de refrigeración. Un HGSHP que incluye una torre de enfriamiento se utiliza para cubrir las demandas de energía de un edificio de oficinas de cinco pisos con área total refrigerada de 1000 m<sup>2</sup>. Los factores examinados son la diferenciación del perfil de carga del edificio debido al cambio de las propiedades de los vidrios, las temperaturas fijas del fluido que circula a través de la bomba de calor que entra en el circuito de tierra, el porcentaje de la carga de enfriamiento total cubierta por la torre de enfriamiento, altura de llenado y material de relleno de la torre.</p> <p>Se presentan curvas de demanda de refrigeración representativas para diferentes condiciones de operación.</p> <p>Los autores comienzan calculando las cargas del edificio con el software TRNSYS, comparando los dos tipos de acristalamientos que se barajan para el edificio. Después, para cada tipo de acristalamiento, se diseñan los intercambiadores de calor de la bomba y la dimensión de la torre de refrigeración. Realiza varias correlaciones entre las dimensiones de uno u otro intercambiador en función de distintos parámetros, ayudado gracias a MATLAB.</p> <p>La torre de enfriamiento esta instalada en una parte de un HGSHP dominado por refrigeración, respetar su dimensionamiento y su funcionamiento depende de las condiciones de trabajo del sistema completo. El porcentaje exacto de la demanda de enfriamiento total que será cubierta por la torre de enfriamiento es una decisión determinante para su tamaño, que emplea más que relaciones fundamentales de transferencia de calor y masa y cálculos numéricos.</p> <p>La posibilidad de cambios climáticos repentinos, los cambios de comportamiento de los usuarios y el costo son también factores determinantes que deben considerarse para definir esta cobertura energética en estudios adicionales o futuros. Los autores crearon un código MATLAB para la torre de refrigeración, que se expresa mediante dos relaciones adimensionales, NTU (numero de unidades de transferencia de calor) y <math>L' / G'</math> (caudal de aire entre caudal de agua), y una dimensional <math>dif(P) / Z</math> (diferencia de presión entre altura de la torre).</p> <p>Los autores observan la evolución de estas relaciones durante el período de trabajo para evaluar el rendimiento de la torre de enfriamiento, concluyendo que cuanto más baja sea la relación <math>dif(P) / Z</math>, mejor será el rendimiento.</p>		

Id	29		
Título	Transient performance characteristics of a hybrid ground-source heat pump in the cooling	Foco Principal	Tierra
Autores	Joo Seong Lee, Honghee Park, Yongchan Kim.	Foco Secundario	Torre de refrigeración
Año de publicación	2014	Relevante	<input checked="" type="checkbox"/>
País	Corea	Tipo de Trabajo	Experimental / Laboratorio
Palabras Clave	Experimental, comparación con GSHP	Refrigerante	R410a

Resumen

El objetivo de este estudio es comparar las características de rendimiento transitorio del GSHP con las del HGSHP con consideración de las condiciones térmicas del suelo degradadas durante el funcionamiento a largo plazo. Se adoptó una bañera de almacenamiento de calor para simular las características transitorias de las condiciones térmicas del terreno. Los rendimientos transitorios del GSHP y del HGSHP se midieron y analizaron bajo condiciones térmicas degradadas del suelo.

Los autores comienzan explicando la importancia de las GSHP y presenta su modelo de HGSHP experimental con torre de refrigeración , así lo comparará con la GSHP. Primero presenta todos los componentes utilizados en la instalación, así como sus características técnicas y después establece todos los parámetros iniciales y de control. Se realizó una simulación para conocer la demanda térmica que debe hacer frente el sistema y después se analizó el comportamiento real frente a esa demanda, variando distintos parámetros.

Se usó un recipiente de almacenamiento de calor para el GHE y poder simular la degradación de la condición térmica del suelo con el tiempo de operación.

Los resultados obtenidos fueron los siguientes:  
 Durante el período de funcionamiento híbrido de 60 min, la condición de temperatura del suelo en el HGSHP disminuyó en un 3,3%, en comparación con el GSHP. La capacidad promedio y la COP del HGSHP alcanzaron un máximo de FFR (caudal de fluido) de 8 kg min<sup>-1</sup> a través del SPHE (intercambiador de la fuente suplementaria), que se determinó como el FFR óptimo. La mejora del rendimiento del HGSHP sobre el GSHP fue altamente dependiente de la temperatura de punto de referencia. La capacidad de enfriamiento promedio y COP del HGSHP alcanzaron su punto máximo a la temperatura de punto de referencia de 30°C independientemente del FFR a través de SPHE. Por lo tanto, la temperatura de ajuste óptima del HGSHP se determinó como 30°C. A una FFR óptima de 8 kg min<sup>-1</sup> y la temperatura óptima de punto de referencia de 30 ° C, el COP medio del HGSHP durante 60 min de operación fue de 3,76, lo que fue 7,2% mayor que la del GSHP. A medida que la temperatura del punto de referencia aumentó más allá de 35 ° C, el COP medio durante 60 min de operación disminuyó rápidamente debido al retrasado del comienzo del modo híbrido en la HGSHP.

Id	30		
Título	Hybrid solar–geothermal power generation: Optimal retrofitting	Foco Principal	Tierra
Autores	Hadi Ghasemi, Elysia Sheu, Alessio Tizzanini, Marco Paci, Alexander Mitsos	Foco Secundario	Solar
Año de publicación	2014	Relevante	<input type="checkbox"/>
País	USA	Tipo de Trabajo	Simulación
Palabras Clave	Organic Rankine Cycle, Comparación entre GSHP y HGSHP. Distintos controles	Refrigerante	Sin Información
Resumen	<p>Los autores pretenden evaluar y comparar una GSHP y una HGSHP ayudada de colectores solares en paralelo, en un parque energético de USA.</p> <p>Este artículo muestra otros métodos de mejorar un sistema de compresión de vapor, pero con turbina y utilidad industrial.</p> <p>Comienzan explicando el esquema de funcionamiento y parámetros de sus componentes. Después desarrollan el modo de cálculo empírico usado y las estrategias óptimas de control para cada una de las configuraciones. Como resultado nos muestran los porcentajes de mejora de cada estrategia y configuración de la instalación.</p> <p>La optimización del funcionamiento del ORC (ciclo de Rankine) muestra un aumento del 1-11% en la generación de potencia en función de la temperatura ambiente. El funcionamiento óptimo para este ORC sobredimensionado se consigue mediante el valor variable de la presión de la bomba y el valor mínimo de sobrecalentamiento en la entrada de la turbina, no donde las limitaciones del ACC (Condensador de agua) resultaron en un sobrecalentamiento óptimo en función de la temperatura ambiente .</p> <p>La ORC se hibrida por un canal solar de baja temperatura: la energía térmica del sistema solar se utiliza en paralelo con el sistema geotérmico para vaporizar parte del WF (Fluido de Trabajo).</p> <p>Este enfoque de hibridación permite una mayor extracción de energía térmica de la fuente geotérmica mediante la mitigación de la condición de pinch en el precalentador y el vaporizador geotérmico. El rendimiento anual del sistema híbrido es examinado por los datos solares dados del sitio considerado y muestra 5,5% de aumento en la generación de energía anual en comparación con el sistema geotérmico optimizado. Además, el sistema híbrido demuestra mayor eficacia de segunda ley (hasta 3,4% de diferencia) en comparación con el caso de sistemas geotérmicos y solares separados a todas las temperaturas ambiente. El sistema híbrido muestra hasta un 17,9% de eficiencia incremental solar.</p> <p>El resultado de este trabajo muestra que este enfoque de hibridación proporciona un mejor rendimiento que los sistemas geotérmicos y solares individuales.</p>		

Id	31		
Título	Performance analysis of a solar-assisted ground-source heat pump system for greenhouse heating:an	Foco Principal	Tierra
Autores	Onder Ozgener, Arif Hepbasli.	Foco Secundario	Solar
Año de publicación	2003	Relevante	<input checked="" type="checkbox"/>
País	Turquía	Tipo de Trabajo	Experimental
Palabras Clave	Invernadero	Refrigerante	R-22

Resumen

Los autores proponen acoplar una GSHP asistida por una placa solar en el mismo circuito. El estudio presentado incluye la evaluación del rendimiento de un SAHP vertical con R-22 como refrigerante en el modo de calefacción. Un colector solar de tipo plano se instala directamente en el bucle acoplado a tierra. El coeficiente de rendimiento (COP) de la bomba de calor en sí y todo el sistema se calcula a partir de las mediciones. Las mediciones se llevan a cabo en el periodo de invierno, y el autor nos explica las formulas experimentales empíricas usadas para alcanzar los resultados. Como resultado, exponen sus conclusiones, acotándolas con un error, y las compara con investigaciones similares realizadas en Turquía.

Las conclusiones extraídas del presente estudio pueden resumirse como sigue:

- El rendimiento energético de un sistema GSHP está influenciado por tres factores principales: (a) la bomba de calor, (b) la bomba de circulación o bombas de pozo, y (c) la GHE:
  - La unidad de bomba de calor: Los valores para el COP van variaron de 2,00 a 3,13, mientras que los de COP del sistema fueron aproximadamente 5-20% inferiores a COPHP. El uso de un compresor scroll en lugar de un compresor hermético en este estudio conducirá al aumento de los valores de COP obtenidos.
  - La bomba de circulación: el caudal de bombeo era de 0,185 m<sup>3</sup> / h por kW de capacidad de calentamiento. Kavanaugh (otra investigación) sugiere que las velocidades de bombeo óptimas para la bomba de circulación deben oscilar entre 0,162 y 0,192 m<sup>3</sup> / h por kW de capacidad de calefacción. Se puede concluir que la bomba seleccionada cae dentro de los límites aceptables con un buen grado.
  - El GHE: Las prácticas de diseño en Turquía exigen normalmente una profundidad de curvatura en U entre 11 y 13 m / kW de calefacción, mientras que la longitud de pozo requerida en metro por kW de capacidad calefactora se obtiene de 11,92. Estos valores están cerca del límite inferior citado por Kavanaugh, con un rango de 15-25 m / kW de enfriamiento.
- Los resultados experimentales muestran que la operación de calefacción central monovalente (independientemente de cualquier otro sistema de calefacción) no puede satisfacer la pérdida total de calor de invernadero si la temperatura ambiente es muy baja. La operación bivalente (combinada con otro sistema de calefacción) puede ser sugerida como la mejor solución en el Mediterráneo y la región del Egeo en Turquía, si la carga máxima de calentamiento puede ser controlado fácilmente.

Id	32		
Título	Performance evaluation and modeling of a hybrid cooling svstem combining a screw water	Foco Principal	Tierra
Autores	Jongug Jeon, Sunil Lee, Daehie Hong, Yongchan Kim.	Foco Secundario	Aire
Año de publicación	2010	Relevante	<input type="checkbox"/>
País	Corea	Tipo de Trabajo	Experimentación / Simulación
Palabras Clave	Calderas. Distintos Controles	Refrigerante	R-22
Resumen	<p>Los autores proponen una instalación geotérmica ayudada de dos intercambiadores aéreos. Se compara el modelo real con el simulado gracias a el software EnergyPlus. Con métodos estadísticos hallan el error de las mediciones y después se comparan la capacidad como el COP tanto del sistema individual como del híbrido. Además, para conseguir una mejor eficiencia energética los autores proponen distintos controles del sistema.</p> <p>El resultado fue que el COP del GSHP fue menor que el de un enfriador convencional en el edificio monitorizado, pero el sistema de enfriamiento híbrido ayudó a proporcionar de manera estable la capacidad de enfriamiento requerida en condiciones de alta carga o de pico. Para el sistema de refrigeración híbrido, el período de reposo para la recuperación térmica del foco subterráneo se debe considerar cuidadosamente para mantener el rendimiento del sistema diseñado. Después del período de reposo, el COP del GSHP aumentó un 17%. Además, el edificio fue modelado sofisticadamente mediante la modificación de EnergyPlus. Los modelos de rendimiento para el SWC (enfriador) y GSHP se modificaron en base a la base de datos disponible.</p> <p>Basándose en el modelo actual, se simuló el rendimiento del sistema de refrigeración híbrido variando los parámetros operativos tales como el cronograma de operación, TCW (temperatura en caldera de agua), TDB (Temperatura bulbo seco) y TEW (Temperatura entrada del agua). El TCW se determinó como el parámetro de control más eficaz en el sistema de refrigeración híbrido. Según los autores, con un control adecuado de la TCW, un edificio puede reducir el consumo de energía en un 13%, manteniendo el confort térmico.</p>		

Id	33		
Título	Experimental performance analysis of a solar assisted ground-source heat pump greenhouse heating	Foco Principal	Tierra
Autores	Onder Ozgener, Arif Hepbasli	Foco Secundario	Solar
Año de publicación	2004	Relevante	<input type="checkbox"/>
País	Turquía	Tipo de Trabajo	Experimental
Palabras Clave	Invernadero. Exergía.	Refrigerante	R-22

Resumen

Los autores analizan el sistema similar del informe 31, realizando el análisis exergético de la instalación. Estos desarrollan los balances de masa, energía y exergía, además de explicar términos como la mejora potencial (IP) o la eficiencia exergética (épsilon). Como resultado, se exponen en tablas todos los datos obtenidos, tanto de la instalación global como la de cada uno de los elementos que la componen, y los autores valoran las posibles mejoras que se podrían implantar en la instalación.

A continuación se enumeran las principales conclusiones que pueden extraerse del presente estudio.

- Los valores de eficiencia exergética para la unidad GSHP y todo el sistema en base a producto / combustible se obtienen de 71,8 y 67,7%, respectivamente.
- La mayor irreversibilidad en el sistema se produce en la unidad de ventilador de invernadero, seguida por el compresor, el condensador, la válvula de expansión y el evaporador. Además de esto, los componentes restantes del sistema tienen una influencia relativamente baja en la eficiencia global de todo el sistema.
- Los resultados experimentales también demuestran que la operación de calefacción central monovalente (independiente de cualquier otro sistema de calefacción) no se puede satisfacer la pérdida total de calor de invernadero si la temperatura ambiente es muy baja. La operación bivalente (combinada con otro sistema de calefacción) se puede sugerir como la mejor solución en el Mediterráneo y la región del Egeo en Turquía, si el calentamiento de carga máxima puede ser controlado fácilmente.

Id	34		
Título	Robustness analysis of a hybrid ground coupled heat pump system with model predictive	Foco Principal	Tierra
Autores	S. Antonov, L. Helsen	Foco Secundario	Aire+Caldera
Año de publicación	2016	Relevante	<input type="checkbox"/>
País	Bélgica	Tipo de Trabajo	Simulación
Palabras Clave	Modelo de Control Predictivo. (MPC)	Refrigerante	Sin Información
Resumen	<p>Los autores van a analizar la robustez de los resultados obtenidos al analizar una bomba de calor híbrida, compuesta por una bomba geotérmica al que de le ha acoplado una torre de refrigeración y una caldera de gas. La especialidad es que el sistema cuenta con un sistema predictivo de control denominado MPC.</p> <p>Primero se desarrollan las matrices de control de cada uno de los componentes del sistema y las correcciones que realiza con respecto a la obra que los autores toman de referencia. La simulación se realiza en un edificio modelo, de oficinas, belga contando con el software MATLAB.</p> <p>Los resultados obtenidos fueron los siguientes:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>-El sistema tiene un rendimiento robusto satisfactorio cuando la incertidumbre de estimación de estado impuesta es menor que la calculada por el intervalo de métodos de valores máximos permitidos.</li> <li>-La incertidumbre de estimación del estado, que es más alta que los valores máximos permitidos calculados usando el método, da como resultado un deterioro del rendimiento del sistema.</li> <li>-Las fuentes teóricas de conservatividad en el método no parecen tener una alta influencia en las estimaciones obtenidas. Aunque el enfoque de análisis de robustez incluye algunas fuentes de conservatividad, en el caso presentado este conservadorismo no parece influir severamente en los resultados .</li> </ul>		

Id	35		
Título	Analysis of system improvements in solar thermal and air source heat pump combisystems	Foco Principal	Aire
Autores	Stefano Poppi, Chris Bales, Andreas Heinz, Franz Hengel, David Chèze, Igor Moic, Catia	Foco Secundario	Solar
Año de publicación	2015	Relevante	<input checked="" type="checkbox"/>
País	Suecia	Tipo de Trabajo	Simulación
Palabras Clave		Refrigerante	Sin Información

#### Resumen

Un sistema combinado de energía solar térmica y bomba de calor es una de las muchas alternativas del sistema para el suministro de agua caliente sanitaria (ACS) y de calefacción (SH) en viviendas.

En este estudio se definió y modeló un sistema combinado de energía solar térmica y de bomba de calor de aire basado en los productos disponibles en el mercado, aunque el autor no especifica cuales.

La simulación será llevada a cabo con el software TRNSYS y se simulará en dos zonas climáticas distintas: Zúrich y Carcassone. También se probarán en dos casas con distintas cargas SFH45 y SFH100. (SFH= Single Family House).

El sistema esta diseñado con un depósito de acumulación central, del que parten cuatro circuitos:

- Circuito del colector solar
- Circuito de agua caliente sanitaria
- Circuito de la bomba de calor aeroterma
- Circuito de calefacción por suelo radiante

Se estudiaron varias variaciones del sistema: ciclo de inyección de vapor para bomba de calor; compresor de velocidad variable; conexión de cuatro tubos entre la bomba de calor y el tanque de almacenamiento; válvula de cuatro vías en el circuito de calefacción espacial; técnica de aislamiento al vacío en el tanque de almacenamiento y condensador integrado en el tanque de almacenamiento.

Se utilizaron dos cifras clave para la comparación de sistemas: el cambio en el uso anual de electricidad y el límite de inversión adicional. El límite de inversión adicional se definió como el costo máximo de inversión adicional permitido, entre la variación del sistema y la referencia, para tener un tiempo de retorno de 10 años. Por lo tanto, el costo de inversión adicional mostró el potencial de una variación del sistema por ser rentable.

Las principales conclusiones del estudio fueron:

- El uso de una bomba de calor de fuente de aire con ciclo de inyección de vapor llevó a una reducción significativa en la demanda de electricidad de un sistema solar térmico que funcionaba a alta temperatura en el circuito de calefacción y en clima frío. Esto se esperaba y confirmó los resultados de otros estudios sobre sistemas de bombas de calor de fuente de aire sin uso de energía solar. Para el estándar de la casa SFH100 en Zúrich los resultados de la simulación mostraron ahorros de electricidad de 949 kW h / año en comparación con la solución de referencia con el ciclo de compresión de vapor estándar. El límite de inversión adicional varió entre 636 € y 1273 € dependiendo del precio de la electricidad.
- Se realizó un análisis de sensibilidad para mostrar el impacto de la tasa de interés, la tasa de inflación y el precio de la electricidad en el límite de inversión adicional. Los resultados mostraron que el límite de inversión adicional era mucho más sensible a la variación del



precio de la electricidad que a la variación de la tasa de inflación y la tasa de interés anual. Se observó una tendencia similar para todas las variaciones del sistema.

- El consumo de electricidad (<40 kWh / año) entre el sistema con velocidad fija y compresor de velocidad variable fue pequeño, aparte del caso de la casa SHF100 de Zúrich, para la cual el sistema con compresor de velocidad variable utilizó 381 kW h / Año menos electricidad. Esto equivale a un límite de inversión adicional de 511 € para el compresor de velocidad variable en comparación con el compresor de velocidad fija, para los valores de parámetros económicos por defecto. La velocidad variable era más atractiva en un clima más frío que en un clima más cálido, lo cual es consistente con estudios previos de sistemas ASHP sin energía solar.

- La configuración del sistema con conexión de cuatro tubos era mejor que la conexión de tres tubos y para la casa SFH45 más que el SFH100. La razón es que para un mayor uso de electricidad en la conexión de tres tuberías es que la bomba de calor funciona más a menudo en el modo de carga de agua caliente en lugar del modo de calentamiento de espacio que en la conexión de cuatro tuberías, resultando en mayores temperaturas de funcionamiento promedio y menor SPF. Para el SFH45, la diferencia de temperatura entre las temperaturas de funcionamiento SH y ACS es mayor que para el SFH100 y, por lo tanto, el efecto del aumento de la temperatura de la parte SH de la temperatura de carga de acumulador es mayor para SFH45 que para SFH100.

- En el caso de la casa SFH45 en Zúrich, las ventajas de costes para el sistema de cuatro tuberías variaron entre 280 € y 839 € dependiendo del precio de la electricidad y por lo tanto un sistema de cuatro tuberías resulta más rentable que un sistema con inyección de vapor para el Combinación específica de construcción y clima.

- El uso de una válvula de cuatro vías en el circuito de calefacción espacial condujo a ahorros muy pequeños, menos de 50 kW h / año para el mejor caso. Esto se debió al volumen relativamente pequeño del tanque que fue calentado por energía solar en el sistema de referencia. Esto también explicó por qué los resultados fueron tan pobres en comparación con los de otros estudios. Se esperan cambios significativos en el uso de la energía y, por lo tanto, en el ahorro de costes, optimizando las alturas de las conexiones de tubería al depósito de almacenamiento y, por lo tanto, es posible trabajar más en esta área.

- Al utilizar paneles de aislamiento al vacío, el uso de electricidad se redujo en todas las combinaciones de los dos climas y edificios, pero los ahorros fueron moderados. En el caso de la casa SFH100 de Zúrich, se observaron mayores ahorros de electricidad (137 kW h / año). El límite de inversión adicional varió entre 92 € y 276 € dependiendo del precio de la electricidad.

- Como era de esperar, la solución del sistema con condensador de bomba de calor integrado en el depósito de almacenamiento no condujo a ahorros en el uso de electricidad en comparación con la solución de referencia con el condensador en la unidad de bomba de calor. Para la casa SFH45 en Zúrich, el sistema con condensador integrado en el tanque necesita ser 670 € menos costoso para ser rentable con un precio de electricidad de 0,3 € / kWh. Para los otros casos de clima y construcción, debe ser como máximo 233 € menos costoso tener un tiempo de retorno de 10 años.

- La mayor diferencia en el ahorro de electricidad siempre se encontró para Zúrich y no en Carcassonne. Sin embargo, en tres casos el mayor ahorro fue para la casa SFH45 a pesar de que el uso anual de electricidad es mucho menor que para la casa SFH100, 3581 kWh / año frente a 8340 kWh / año. Esto se atribuyó al hecho de que, en estos casos, el nivel de funcionamiento del circuito de calefacción espacial desempeñó un papel significativo, la casa SFH45 se suministra con un sistema de calefacción de 35/30 °C mientras que el SFH100 se suministra con un 55/45° C sistema de calefacción.

Por último, el análisis general mostró que la rentabilidad depende significativamente de las condiciones de los límites del sistema (climas y cargas de calefacción de edificios) y, por lo tanto, las conclusiones generales son difíciles de obtener. Si bien las diferencias relativas en el rendimiento térmico pueden ser similares para diferentes condiciones límite de la carga climática y del calor espacial, debido a la gran variación en las diferencias absolutas en la electricidad ahorrada debido a la demanda de calor total diferente, la cifra económica clave (límite de inversión adicional) .

Para los climas dados y las cargas de calefacción del edificio, la configuración con la conexión de cuatro tubos es preferible para los sistemas que trabajan con la temperatura de

funcionamiento baja del sistema de calefacción. Sistemas de calefacción por suelo radiante. Para altas temperaturas del sistema de calefacción, la conexión de cuatro tuberías es menos rentable ya que el sistema funciona de manera similar a la conexión de tres tuberías, pero la complejidad del sistema es mayor. Se demostró que el ciclo de inyección de vapor era interesante, especialmente para suministrar calor a alta temperatura para la preparación de ACS o sistemas de distribución de calor a temperaturas más altas. Para el uso en aplicaciones reales, el control del vapor refrigerante en el puerto de inyección es crucial. En este estudio, se asumió un control perfecto. Se demostró que el uso del compresor de velocidad variable no siempre es económicamente justificable. A pesar de ello, esta tecnología es muy común y representa el estado de la técnica para sistemas con ASHP. Las técnicas de aislamiento al vacío para almacenes térmicos aislantes tienen un mayor potencial para ser rentables en el futuro que ahora, ya que se espera que más diseños y productos estén disponibles a gran escala y por lo tanto a un precio más asequible.

Dentro del proyecto MacSheep de la UE / FP7, varios de los avances investigados en este estudio se incluyeron en el desarrollo de diferentes prototipos de sistemas de bombas de calor y térmicos solares.

Id	36		
Título	Experimental validation of a theoretical model for a direct-expansion solar-assisted heat	Foco Principal	Aire
Autores	A. Moreno-Rodriguez, N. Garcia-Hernando, A. González-Gil, M. Izquierdo	Foco Secundario	Solar
Año de publicación	2013	Relevante	<input checked="" type="checkbox"/>
País	España	Tipo de Trabajo	Experimentación / Simulación
Palabras Clave	Simulación y Experimentación. España	Refrigerante	R134a
Resumen	<p>Este artículo discute la validación experimental de un modelo teórico que determina los parámetros operativos de una bomba de calor de absorción directa de energía solar (DXSAHP) aplicada al calentamiento. Para esta aplicación, el modelo tomó en cuenta la temperatura de condensación variable, y se desarrolló a partir de las siguientes variables ambientales: temperatura exterior, radiación solar y viento.</p> <p>Los datos experimentales se obtuvieron a partir de un prototipo instalado en la Universidad Carlos III, situada al sur de Madrid. El prototipo utiliza un colector solar con una superficie total de 5,6 m<sup>2</sup>, un compresor con una capacidad nominal de 1100 W, una válvula de expansión termostática y unidades de ventilador-bobina como terminales de interior. Se tomaron 4 días que reflejan condiciones meteorológicas distintas para comprobar la veracidad de los resultados en todos los escenarios posibles. Es extraño el echo que solo necesiten 4 días para alcanzar conclusiones sólidas según los distintos escenarios.</p> <p>Las conclusiones que podemos obtener del análisis de los resultados son las siguientes:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>-Las condiciones ambientales afectan en gran medida el funcionamiento del equipo, particularmente la radiación solar. Los parámetros de funcionamiento responden instantáneamente a la variación de la radiación solar, aumentando la potencia del condensador y la potencia eléctrica absorbida por el compresor.</li> <li>-El COP puede variar entre 2,1 y 2,9, con una temperatura de evaporación de -20°C y una temperatura de condensación de 30°C y con una temperatura de evaporación de 20°C y una temperatura de condensación de 60°C, respectivamente.</li> <li>-Para condiciones excepcionales, con colectores cubiertos de nieve, la temperatura de condensación experimental alcanza los 32 ° C. El calor rechazado por el condensador es de 1,5 kW, y el COP es 1,9. En estas condiciones, es posible que la demanda térmica no pueda ser cubierta. En condiciones de funcionamiento normales, la transferencia de calor puede alcanzar 4,7 kW con un COP de 2,7.</li> <li>-El modelo se valida experimentalmente, con diferencias entre los valores teóricos y experimentales de la potencia intercambiada y las temperaturas de funcionamiento inferiores al 20%.</li> </ul>		

Id	37		
Título	Study on the performance of a solar assisted air source heat pump svstem for building heating	Foco Principal	Aire
Autores	Cai-hua Liang, Xiao-song Zhang, Xiu-wei Li, Xia Zhu	Foco Secundario	Solar
Año de publicación	2010	Relevante	<input checked="" type="checkbox"/>
País	China	Tipo de Trabajo	Experimental
Palabras Clave	Distintos controles.	Refrigerante	R-22

Resumen

Este artículo propone un nuevo sistema de bomba de calor de aire asistida con foco solar con modos operativos flexibles para mejorar el rendimiento del sistema de calefacción. Se estableció un modelo matemático empírico en el sistema de bomba de calor de aire asistida con foco solar para la calefacción del edificio con una capacidad de calefacción de 10 kW y una unidad de bomba de calor de fuente aire fue desarrollada para validar el modelo. Se estudió el efecto del área del colector solar sobre el funcionamiento del sistema que se ejecuta en Nanjing.

Los distintos modos operativos de control son:

- Bomba de Calor de Aire Simple
- Modo Combinado
- Bomba de Calor Solar Simple

Los resultados del estudio fueron los siguientes:

- 1) Tomando las condiciones atmosféricas de Nanjing como ejemplo, el COP de la bomba de calor de aire aumentó con el aumento de la intensidad de la radiación solar en el típico día soleado. Al mismo tiempo, el COP de la bomba de calor de aire aumentó con el aumento del área del colector solar. Cuando el área del colector solar fue de 20 m<sup>2</sup>, la intensidad de la radiación solar alcanzó el valor máximo a las 13:00, en comparación con el caso en que el área del colector solar fue de 0 m<sup>2</sup> el COP de la bomba de calor de aire podría mejorar un 17% ; El COP de la bomba de calor de aire se aumenta en 8.3% en promedio de 8:00 a 17:00.
- 2) Mientras tanto, en el típico día soleado en invierno, cuando el área del colector solar era de 40 m<sup>2</sup>, en comparación con el área del colector solar de 0 m<sup>2</sup>, el sistema de calefacción con la capacidad de calefacción de 10 kW podría ahorrar 15,69 kW h, con una tasa de ahorro de energía de 24% y porcentaje de energía cubierta por el sol es de 11,8%; El COP de la bomba de calor de aire se mejoró en 11.22% en promedio de 8:00 a 17:00.
- 3) En toda la temporada de calefacción en invierno, en comparación con el área del colector solar de 0 m<sup>2</sup>, el sistema de calefacción podría ahorrar 453,43 kWh con una tasa de ahorro de energía del 9,9% y un 5% de eficiencia de generación de energía si el área del colector solar era de 40 m<sup>2</sup> .

Id	38		
Título	Study on intermittent operation strategies of a hybrid ground-source heat pump system with	Foco Principal	Tierra
Autores	Jing Yang, Linghong Xu, Pingfang Hu, Na Zhu, Xuepeng Chen	Foco Secundario	Torre de refrigeración
Año de publicación	2013	Relevante	<input type="checkbox"/>
País	China	Tipo de Trabajo	Simulación
Palabras Clave	Distintos controles. Doble torre de refrigeración. TRNSYS	Refrigerante	Sin Información

Resumen

Este estudio propone estrategias de operación intermitente de un sistema híbrido de bomba de calor de tierra (HGSHP) con torres de enfriamiento doble. El programa tiene como objetivo resolver el problema de la acumulación de calor en el suelo y optimizar los sistemas de bombas de calor, es decir, operar eficientemente al mismo tiempo que se reducen los costos operativos. La carga dinámica anual de un hotel en Wuhan fue calculada por el software de Simulation Toolkit (DeST) y el sistema de GSHP del hotel fue diseñado matemáticamente. El modelo HGSHP fue construido por TRNSYS. Sobre la base de patrones de carga hotelera, se diseñaron cuatro condiciones operativas para este sistema, incluyendo una condición continua y tres condiciones intermitentes a lo largo de 20 años de simulación. Se estudiaron varios parámetros de rendimiento del HGSHP bajo las cuatro condiciones operativas, estos parámetros incluyeron: temperatura promedio del suelo, consumo de energía, reducción de tarifas de electricidad y período de recuperación de inversiones. Estos distintos tipos de estrategias de control dependen del día de la semana y la activación de las torres de refrigeración por diferencia de temperatura del agua.

Comparado con el sistema HGSHP convencional, el sistema propuesto utiliza una torre de enfriamiento auxiliar adicional (Torre de refrigeración<sup>2</sup>) con una capacidad de enfriamiento equivalente al del GHE. Cuando el GHE falla, la torre de enfriamiento 2 puede asegurar la seguridad y la confortabilidad del funcionamiento del sistema de aire acondicionado.

Los distintos resultados son los siguientes:

- El sistema GSHP incurre en un grave problema de acumulación de calor en el suelo, lo que disminuye la eficiencia de las unidades de bomba de calor y afecta el ahorro de energía. Las condiciones de funcionamiento intermitente del sistema HGSHP pueden reducir la temperatura media del suelo, aliviar la acumulación de calor del suelo y aumentar la eficiencia de operación de las unidades de bomba de calor.
- Las condiciones de operación intermitentes para el sistema HGSHP pueden reducir el consumo de energía y los costos de operación. Por lo tanto, el efecto de ahorro de energía en condiciones de funcionamiento intermitentes es evidente cuando los sistemas de bomba de calor se utilizan para operaciones continuas ya largo plazo.
- El costo de las torres de refrigeración dobles del HGSHP sistema aumentó debido a una torre de enfriamiento adicional. Los períodos de amortización para el costo inicial adicional son de 5, 3 y 3 años en condiciones de funcionamiento intermitentes 1, 2 y 3, respectivamente.
- Los resultados de la simulación indican que entre las tres condiciones de funcionamiento intermitentes, la condición de funcionamiento intermitente 3 se encuentra que funciona de manera más eficiente al bajar la temperatura del GHE y las unidades de bomba de calor. Dicha condición mejora la eficiencia de funcionamiento de las unidades de bomba de calor y reduce la temperatura media del suelo. La condición 3 no sólo contribuye a la reducción del

consumo de energía y el coste de funcionamiento, sino que también tiene el período de recuperación más corto.

Id	39		
Título	Experimental investigations of the performance of a solar-ground source heat pump system	Foco Principal	Tierra
Autores	Weibo Yang, Lulu Sun, Yongping Chen	Foco Secundario	Solar
Año de publicación	2014	Relevante	<input checked="" type="checkbox"/>
País	China	Tipo de Trabajo	Experimental
Palabras Clave	Distintos controles.	Refrigerante	R-22

Resumen

En este trabajo se realizaron estudios experimentales y simulación numérica sobre el desempeño de un SGSHPS operando en diferentes modos de calentamiento. El sistema experimental fue instalado en Nanjing de China y los colectores solares fueron acoplados con los intercambiadores de calor de tierra (GHE) a través de un tanque de agua aislado. Durante la temporada de invierno se investigaron cuatro modos de operación, incluyendo la bomba de calor de la fuente de tierra (GSHP), el modo de operación combinado, el modo de operación alterno diurno y nocturno y el modo de operación alterno de alimentación solar en modo U-tubo. El rendimiento de la bomba de calor, el rendimiento del colector solar y las variaciones de temperatura de la pared del pozo fueron analizados y comparados para diversos modos.

Los resultados se muestran a continuación:

- Para las condiciones experimentales utilizadas en este trabajo, el tiempo de inicio del GSHP operado en modo de calentamiento es de aproximadamente 10 h, y entonces el modo de operación tiende a ser un estado cuasi-estacionario y los correspondientes valores estacionarios son respectivamente 24,6 W/m y 2,37 para el flujo de calor por unidad de longitud de GHE y COP.
- Durante la operación combinada de SGSHPS, la energía solar y geotérmica se acopla dinámicamente con el tanque de agua, el tubo en U puede servir como un cuerpo amortiguador de calor para almacenar energía solar sobrante en el suelo y proporcionar una buena reserva de calor para el funcionamiento de la GSHP. Para las condiciones experimentales aquí, la proporción media de la carga de la fuente de calor entre la energía solar y la energía geotérmica puede ser de 43.3%: 50.2% con el modo combinado.
- Para el modo de funcionamiento alterno de día y de noche, no sólo el rendimiento de GSHP operado durante la noche se puede mejorar, sino también la eficiencia de utilización de la energía solar durante el día se puede mejorar. Por lo tanto, la eficiencia global de utilización de energía solar y geotérmica se puede mejorar mucho. Por lo tanto, el modo de operación es un modo deseable para el edificio que el calor es necesario durante el día y la noche.
- Para el modo de funcionamiento alterno de calor de alimentación de tubo U en las condiciones experimentales usadas aquí, cuando el período de operación es de 24 h, la temperatura del suelo alrededor de GHE puede recuperarse completamente bajo una tasa de calor de alimentación de 60%. Por lo tanto, este modo de operación es una buena opción para el edificio que necesita calefacción sólo durante la noche.
- Durante el período de prueba de calentamiento, en las condiciones experimentales utilizadas en este trabajo, los COP promedio son 2,37 y 2,72 respectivamente para los modos GSHP y SAHP, y los valores correspondientes son 2,69, 2,65 y 2,56 para el modo combinado de operación, el modo de operación alterno de la noche y día, y el modo de operación alterno del calor de alimentación del U-tubo de SGSHPS, respectivamente. La

eficacia de recogida media es 47.3%, 43.6% y 38.3% para SAHP, operación combinada y modo de operación solar del calor del U-tubo.

- Los resultados de la simulación muestran que bajo las condiciones de simulación aquí, la COP promedio estacional es de 3.67, 3.64, 3.52 y 3.48 para la operación combinada, operación alterna diurna y nocturna, calor de alimentación del tubo U y modo GSHP respectivamente. La eficiencia media de recogida es de 33, 39 y 26% para la operación combinada, la operación alterna diurna y nocturna y tubo en U en invierno, respectivamente. Desde el punto de vista de mejorar la eficiencia global y aumentar la fracción de fuente de calor de la energía solar, el modo de operación combinado es el mejor.



Id	40		
Título	Experimental study of solar energy storage and space heating using solar assisted ground source heat	Foco Principal	Tierra
Autores	Vikas Verma, K. Murugesan	Foco Secundario	Solar
Año de publicación	2016	Relevante	<input type="checkbox"/>
País	India	Tipo de Trabajo	Experimental
Palabras Clave	SAGSHP.	Refrigerante	R-22

Resumen

Los autores analizan el funcionamiento de un sistema de bomba de calor de origen terrestre asistido por energía solar (SAGSHP) utilizado para el almacenamiento de energía solar durante el día y el calentamiento de espacios durante la noche. Se llevaron a cabo experimentos para estimar la eficacia del almacenamiento de energía solar bajo el suelo utilizando un intercambiador de calor de tierra de tubo en U absorbiendo energía solar a partir de las 9 am hasta las 5 pm y utilizar la energía almacenada durante la noche a partir de 7 pm. Utilizando los datos experimentales, el calor absorbido por el colector solar, el calor inyectado en el suelo, el calor extraído del suelo y el COP del sistema fueron calculados.

A continuación se presentan conclusiones importantes:

- Durante la inyección de calor en el suelo desde el colector solar, hubo una pérdida de calor de aproximadamente 5-18% y esta cantidad fue independiente del caudal másico de fluidos de transferencia de calor en el colector solar y el intercambiador de calor de tierra.
- Con un colector solar de 7,5 m<sup>2</sup> de área y 3,5 m de longitud GHX, para los tres caudales másicos 0,23, 0,28 y 0,33 kg / s respectivamente, hubo un incremento de 0,531 kW, 0,644 kW y 0,738 kW de energía promedio por hora en comparación con el caso sin intercambiador en tierra.
- La extracción de calor del suelo durante la noche varió de 1,95 kW a 2,73 kW y hubo un aumento de aproximadamente 20% en la extracción de calor debido al aumento del caudal másico del fluido de transferencia de calor de 0,23 a 0,33 kg / s. En comparación con la extracción de calor sin carga durante el día, se observó que el aumento en la extracción de calor era de 23% -55% para 0,23 kg/s, 29% -44% para 0,28 kg/s y 37% -44% para 0,33 kg/s.
- El COP del sistema de bombas de calor geotérmicas para el calentamiento nocturno aumentó un 23% debido a la carga del terreno en el día y la variación del caudal másico del fluido de transferencia de calor supuso solamente un 5% en la variación del COP.

Id	41		
Título	A methodology and computerized approach for optimizing hybrid ground source heat pump system	Foco Principal	Tierra
Autores	Masih Alavy, Hiep V. Nguyen, Wey H. Leong, Seth B. Dworkin	Foco Secundario	Auxiliar
Año de publicación	2012	Relevante	<input type="checkbox"/>
País	Canadá	Tipo de Trabajo	Simulación
Palabras Clave	Coefficientes de acoplo. eQUEST. Buenas gráficas	Refrigerante	Sin Información

Resumen

En este estudio, se presenta un riguroso estudio con enfoque matemático empírico, computacional para dimensionar el GSHP dentro de un sistema híbrido y conocer el porcentaje que cubre la GSHP en la horas pico. La metodología se prueba para diez casos desde edificios residenciales a edificios comerciales e industriales. En la mayoría de los casos, cuando se realiza la optimización, el GSHP satisface una gran parte de la demanda anual de calefacción y refrigeración de un edificio (usualmente superior al 80%). Para encontrar una capacidad óptima de GSHP en un sistema híbrido, se presentan los coeficientes "a" para enfriar y "b" para calefacción. A (b) es la porción de la demanda máxima de enfriamiento (calentamiento) que debe ser suministrada por el sistema GSHP. Se realiza un procedimiento de 11 pasos para hallar el coeficiente óptimo, teniendo en cuenta que la simulación se lleva a los largo de 20 años, gracias al software eQUEST. El uso de esta metodología puede conducir potencialmente a reducciones significativas en los costos iniciales de instalación, el período de recuperación y los costos de operación, mientras que el sistema GSHP cumple con una gran parte de la demanda de calefacción y refrigeración de un edificio. Entre los diez edificios estudiados, el óptimo a (b) (la relación entre la capacidad de GSHP y la carga máxima de refrigeración (calefacción) de un edificio) varió entre 0,25 y 0,66.

Id	42		
Título	Study on Operating and Control Strategies for Hybrid Ground Source Heat Pump System	Foco Principal	Tierra
Autores	Qing Zhang, Nan Lv, Shengpeng Chen, Hao Shi, Zhenqian Chen	Foco Secundario	Torre de enfriamiento
Año de publicación	2015	Relevante	<input checked="" type="checkbox"/>
País	China	Tipo de Trabajo	Simulación
Palabras Clave	Distintas estrategias. DEST	Refrigerante	Sin Información
Resumen	<p>En este trabajo, se analizan tres estrategias operativas y de control comunes del sistema HGSHP para optimizar el sistema. Se establecieron modelos de simulación del sistema compuesto de bomba de calor geotérmica para cuantificar los efectos de diferentes estrategias de control sobre el rendimiento del sistema. Se presentó un estudio comparativo para investigar las ventajas e inconvenientes de varias estrategias operativas en un sistema HGSHP usando torre de enfriamiento como rechazo térmico suplementario basado en el modelo de simulación. Un verdadero edificio de oficinas pequeñas en Shanghái fue empleado como el objeto de investigación.</p> <p>La simulación fue realizada con el software DEST.</p> <p>Las estrategias de control fueron las siguientes:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Punto de temperatura preestablecida.</li> <li>-Diferencia de temperatura entre Tamb y Tagua.</li> <li>-Enfriamiento nocturno.</li> </ul> <p>Comparado con el caso base, el sistema híbrido implementado con cualquiera de las estrategias de control tuvo beneficios significativos respecto a la temperatura del suelo. La primera estrategia puede disminuir el tamaño del intercambiador de calor en el lazo de tierra. Sin embargo, el control del punto de ajuste se produce generalmente bajo las condiciones meteorológicas menos ventajosas. Esta estrategia de control es relativamente fácil de operar. La segunda estrategia opera la torre de enfriamiento de acuerdo con las condiciones climáticas. Bajo esta estrategia, la temperatura del bucle de tierra se mantiene a un nivel mucho más bajo. Pero esta estrategia de control está fuertemente influenciada por el medio ambiente y por lo tanto es complicado de implementar. La tercera estrategia opera la torre de enfriamiento en un horario específico. Esta estrategia no aprovecha las condiciones climáticas. Además, ejecutar el rechazador de calor suplementario por la noche cuando la carga del edificio es baja produce algo de desperdicio de energía.</p> <p>Teniendo en cuenta la eficiencia y la operatividad del sistema, se recomienda combinar la estrategia Uno y la estrategia Dos. Tomar la temperatura del fluido de salida del intercambiador de calor del bucle de masa como el parámetro de control principal mientras que la diferencia entre la temperatura de salida del fluido de la bomba de calor y la temperatura local del bulbo húmedo como parámetro de control subordinado es la mejor manera de optimizar el rendimiento de HGSHP sistema.</p>		

Id	43		
Título	A simulation study on the operating performance of a solar–air source heat pump water	Foco Principal	Aire
Autores	Xu Guoying, Zhang Xiaosong, Deng Shiming	Foco Secundario	Solar
Año de publicación	2005	Relevante	<input type="checkbox"/>
País	China	Tipo de Trabajo	Simulación
Palabras Clave	Comparación. Ambiguo	Refrigerante	R-22
Resumen	<p>Este artículo informa sobre un estudio de simulación sobre el rendimiento operativo de un calentador de agua de bomba de calor con foco aire y foco solar integrado (SAS-HPWH). En primer lugar se presenta una descripción de la configuración detallada y el principio de funcionamiento del SAS-HPWH. Esto es seguido por el informe del desarrollo de un modelo matemático empírico de la SAS-HPWH.</p> <p>Se estudia el equipo según 4 condiciones meteorológicas: verano en día soleado, primavera/otoño en día soleado e invierno en día soleado y lluvioso.</p> <p>El uso de un SAS-HPWH era más ventajoso para el ahorro de energía, aunque las influencias de la localización no se contabilizaron.</p> <p>Comparando con un calentador de agua DX-SAHP convencional, cuando había una irradiación solar adecuada disponible, el rendimiento de SAS-HPWH era ligeramente más pobre. Esto se debía a que la temperatura de evaporación en un DX-SAHP era normalmente más alta que la temperatura del aire, dando lugar a un alto COP. Sin embargo, un SAS-HPWH era más ventajoso ya que su operación no estaba restringida por condiciones climáticas adversas, produciendo agua caliente a lo largo de todo el día.</p>		

Id	44		
Título	Performance characteristics and energy–exergy analysis of solar-assisted heat pump system	Foco Principal	Solar
Autores	Aydın Dikici, Abdullah Akbulut	Foco Secundario	Aire
Año de publicación	2007	Relevante	<input type="checkbox"/>
País	Turquía	Tipo de Trabajo	Experimental
Palabras Clave	SAHP. Análisis Exergético.	Refrigerante	R-22
Resumen	<p>Este trabajo se ocupa de los tipos de sistema de bomba de calor que utilizan la fuente solar como entrada. Se instaló y diseñó un sistema experimental para investigar el rendimiento de calefacción, el análisis energético y exergético de un sistema híbrido solar-aire. El análisis exergético es una herramienta útil para encontrar las pérdidas en el sistema. La tasa de exergía y los resultados del análisis de la segunda ley de cada componente en cada uno de los sistemas de bomba de calor también fueron hallados por los autores. Las principales conclusiones del presente estudio se enumeran a continuación:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- La selección y diseño de un sistema SAHP debe considerar todos los factores importantes tales como las condiciones de operación, los impactos ambientales y las altas eficiencias de los colectores, etc.</li> <li>- Los resultados experimentales muestran que el sistema SAHP puede utilizarse para la calefacción doméstica en las regiones orientales de Turquía. El sistema SAHP puede ser sugerido como una solución alternativa para la calefacción doméstica.</li> <li>- La COP de calentamiento de sistemas SAHP es de 3,08. El coeficiente de calentamiento para el sistema SAHP está bastante cerca de lo reportado por los otros investigadores. En esta condición de funcionamiento experimental, es obvio que el COPsys aumentará con la caída de la temperatura de condensación y las pérdidas por exergía.</li> <li>- Para el SAHP con el intercambiador de calor solar como fuentes de calor, se pierde una pequeña porción de la exergía en el intercambiador de calor solar. En el sistema SAHP, la mayor pérdida de exergía en el subsistema de refrigeración ocurre en el compresor seguido por el evaporador y el condensador.</li> </ul>		

Id	45		
Título	Feasibility study of a localized residential grey water energy-recoverv svstem	Foco Principal	Agua
Autores	L. Ni, S.K Lau, H. Li, T. Zhang, J.S Stansbury, Jonathan Shi, Jill Neal	Foco Secundario	Aire
Año de publicación	2012	Relevante	<input type="checkbox"/>
País	USA	Tipo de Trabajo	Simulación
Palabras Clave	Distintos controles. Distintas ciudades. Comparación con sistemas convencionales.	Refrigerante	Sin Información

Resumen

Se desarrolla un innovador sistema de recuperación de energía de agua gris, proveniente de ducha, lavadora, depósitos, etc., para ACS y calefacción y refrigeración de edificios, con el fin de mejorar la eficiencia general y el aporte energético total de energía en edificios. Este sistema adopta un sistema de bomba de calor de múltiples funciones para recuperar la energía del agua gris en asociación con un intercambiador de aire exterior.

Además, se desarrolla un tanque de agua multifuncional. Este tanque de agua, que además de servir como depósito para un intercambiador de calor y agua gris, permite que el agua gris tratada se use para el riego según se requiera, en lugar de ser rociado en el suelo.

Se ha desarrollado un modelo numérico empírico para comparar el consumo anual de energía y el ahorro de agua potable entre el innovador sistema de recuperación de energía de agua y el sistema convencional de energía para edificios con calefacción de caldera de gas, acondicionamiento de aire y un calentador eléctrico de agua para ACS.

Estas comparaciones se hicieron en 15 zonas climáticas distintas dentro de USA.

A partir de los resultados, los autores concluyen que:

- El innovador sistema de recuperación de energía de agua tiene un alto ahorro de energía y de agua potable. El nuevo sistema es más adecuado para lugares con temperatura moderada del aire libre.
- En un estudio de una casa típica residencial con cuatro miembros de la familia y tres dormitorios en Nueva York, los resultados de la simulación muestran que los consumos de energía disminuyen un 23,5%, un 2,7% y un 76,0% para calefacción, refrigeración y ACS, respectivamente. Los resultados estadísticos del consumo de energía muestran que el ahorro de energía total es tan alto como el 33.9% comparado con el del sistema convencional. El sistema propuesto también reduce el consumo de agua potable en un 27.2%.
- Entre las 15 ciudades, el ahorro total de energía tiene un rango entre 17% - 57.9%. El ACS tiene el ahorro energético más significativo con más de 60% de reducción. Además, el ahorro de agua potable varía entre el 15% y el 34,1%. El mayor ahorro de agua se puede observar en climas cálidos.

Id	46		
Título	Effective design and operation of hybrid ground-source heat pumps: Three case studies	Foco Principal	Tierra
Autores	Scott Hackel, Amanda Pertzborn	Foco Secundario	Auxiliar
Año de publicación	2011	Relevante	<input type="checkbox"/>
País	USA	Tipo de Trabajo	Simulación
Palabras Clave	Distintas mejoras. Académico. TRNSYS.	Refrigerante	Sin Información
Resumen	<p>En el presente estudio se estudian tres bombas de calor híbridas con foco principal terrestre. Se monitorizaron y analizaron tres edificios que emplean sistemas HGSH (dos dominados por enfriamiento, uno dominado por calentamiento) para demostrar el desempeño del enfoque híbrido. Los edificios fueron monitorizados durante un año y los datos medidos se utilizaron para validar los modelos de cada sistema. Además, se utilizaron distintos modelos para analizar mejoras adicionales al enfoque híbrido y establecer impactos positivos, tanto desde el punto de vista económico como ambiental. También se documentaron las lecciones aprendidas por aquellos que diseñan y operan los tres sistemas, incluyendo discusiones sobre el tamaño del equipo, el funcionamiento de la bomba y el control de la torre de enfriamiento.</p> <p>El autor añade que hay algunas áreas en las que los diseñadores y operadores de estos sistemas deben enfocarse para mejorar el funcionamiento: dimensionamiento apropiado del equipo, diseño y operación de estrategias de bombeo de carga parcial y ajuste de los puntos de ajuste y control del equipo después de la instalación.</p>		

Id	47		
Título	Performance analysis of a multi-functional heat pump system in cooling mode	Foco Principal	Agua
Autores	Xiaoyu Liu, Long Ni, Siu-Kit Lau, Haorong Li	Foco Secundario	Aire
Año de publicación	2013	Relevante	<input type="checkbox"/>
País	USA	Tipo de Trabajo	Experimental
Palabras Clave	Distintas estrategias. Distintos controles. Laboratorio.	Refrigerante	R410a

Resumen

Se propone un sistema de bomba de calor multifuncional para utilizar eficazmente calor residual y capacidad calorífica del agua gris (proveniente de duchas, lavabos, depósitos, etc.) para calefacción o refrigeración de edificios residenciales. El calor también se recupera de un intercambiador de calor de placas instalado en la salida de descarga del compresor para proporcionar suficiente agua caliente para uso residencial. Para estudiar el rendimiento de este innovador sistema, las pruebas de laboratorio se han realizado con un prototipo que consiste en una bomba de calor de aire, un controlador de aire interior, un tanque de agua gris y un tanque de agua caliente. Este sistema se establece en dos cámaras ambientales que imitan los ambientes exterior e interior, respectivamente. En este trabajo, la investigación del sistema propuesto se centra en el rendimiento en el modo de enfriamiento. El sistema multifuncional de la bomba de calor se ha funcionado bajo (i) modo de enfriamiento espacial y (ii) enfriamiento del espacio más modo de suministro de agua caliente, con las mismas condiciones de temperatura.

Las prestaciones del sistema en estos dos modos se comparan y analizan. El sistema está diseñado para permitir cuatro combinaciones de disipadores de calor con un condensador al foco agua y un condensador al foco aire. Las cuatro combinaciones son: (1) sólo foco aire, (2) sólo foco agua, (3) foco aire y foco agua en paralelo y (4) foco aire y foco agua en serie; en el ciclo del refrigerante. El rendimiento de las cuatro combinaciones de disipadores de calor se investiga experimentalmente a una temperatura típica del aire interior de 26,7 ° C y varias temperaturas del aire exterior a 29,4 ° C, 35 ° C y 40,5 ° C.

Los resultados obtenidos fueron que el sistema con disipadores de calor de aire y agua en serie tiene el mejor rendimiento en el modo de refrigeración espacial a temperatura de aire exterior de 35 ° C y 29,4 ° C y el segundo mejor rendimiento a temperatura de aire exterior de 40,6 ° C en comparación con el resto de configuraciones. El rendimiento del innovador sistema, en todos los tipos de combinaciones, disminuye a medida que aumenta la temperatura exterior en el modo de refrigeración y el modo enfriamiento más ACS. Debido a la temperatura de descarga de la distribución del compresor, el modo enfriamiento del espacio más ACS se divide en dos sub-modos, que son el intercambiador de calor situado en el entorno exterior está en convección forzada( sub-modo I) y convección natural (sub-modo II), respectivamente. Cuando la temperatura del aire exterior es de 35 ° C, el sub-modo I proporciona una capacidad de enfriamiento de sólo un 2.66% y 12.77% mayor que la capacidad de refrigeración total respectivamente comparada el disipador de aire sólo en el modo de refrigeración. También el COP para el enfriamiento espacial y el enfriamiento total del sistema en el submodo I son 3,68% y 13,97%, respectivamente, mayores que el COP en el modo de enfriamiento espacial. Cuando la temperatura del aire exterior aumenta, el sub-modo I tiene mejores COPs y capacidades de enfriamiento que los del modo de refrigeración espacial solamente. Sin embargo, el sub-modo I sólo tiene beneficios a las temperaturas del aire exterior de 40,6°C y 35°C. El sub-modo II no está restringido por la temperatura del aire



exterior y puede proporcionar más capacidad para suministrar agua caliente que el del sub-modo I. En los submodos I y II, el COP para el enfriamiento del espacio y el COP total disminuyen cuando la temperatura del ACS aumenta. El proceso de calentamiento del agua caliente de 30 ° C a 48,9 ° C normalmente necesita menos tiempo para el sub-modo II que para el sub-modo I. La temperatura del agua gris o residual tiene impactos limitados en las combinaciones de disipadores de calor paralelos y tiene impactos significativos en las combinaciones de disipadores térmicos en serie y en disipadores en agua solamente. Para concluir, el autor indica que el peor rendimiento posible del sistema es mejor que los sistemas convencionales.

Id	48		
Título	Influence of boundary conditions and component size on electricity demand in solar thermal and heat	Foco Principal	Aire
Autores	Stefano Poppi, Chris Bales, Michel Y. Haller, Andreas Heinz	Foco Secundario	Solar
Año de publicación	2015	Relevante	<input type="checkbox"/>
País	Suecia	Tipo de Trabajo	Simulación
Palabras Clave	Comparación GSHP y ASHP. Distintos parámetros. Consumos eléctricos.	Refrigerante	Sin Información

Resumen

Este trabajo estudia la influencia del tamaño de los componentes en la demanda de electricidad para un sistema bomba de calor con foco aire-solar. Una serie sistemática de estudios paramétricos se llevaron a cabo utilizando TRNSYS para mostrar el impacto del clima, la carga y el tamaño de los componentes principales, así como la fuente de calor para la bomba de calor, con las condiciones de Zúrich y Carcassonne. Se utilizaron funciones de penalización para asegurar que todas las variaciones proporcionaran los mismos requisitos de confort.

Se definieron y modelaron dos sistemas de referencia basados en productos del mercado, uno con aire ambiente y el otro con pozo como fuente de calor principal para la bomba de calor.

Las principales conclusiones de los estudios paramétricos fueron:

- Una mayor cantidad de energía anual en ACS tuvo mayor influencia en el uso de electricidad para Zúrich y para ASHP.
- La temperatura de almacenamiento varió entre los diferentes casos, con el sistema GSHP en la casa de Zúrich con la temperatura más baja sobre el 10% del tanque caliente. Con el fin de almacenar más calor en el volumen de agua caliente sanitaria del tanque, se incrementaron los ajustes de temperatura establecidos para la carga de agua caliente sanitaria y esto provocó un gran aumento en el uso de energía. Una solución alternativa sería ajustar la altura del sensor para la carga de ACS dada.
- El aumento del área del colector de 5 a 15 m<sup>2</sup> resultó en una disminución entre 305 y 552 kW h / año, siendo los valores más pequeños para el edificio con GSHP mientras que los valores más grandes fueron para el edificio con ASHP. El consumo de energía solar fraccional (FSC), que es la relación entre la irradiación utilizable disponible en el campo de colector y el calor útil entregado, osciló entre 0,22 y 0,91. Cambiar el volumen del tanque tenía poca influencia en el uso de la electricidad a menos que la temperatura fijada para el volumen del ACS tuviera que ser aumentada.
- Los cambios en el tamaño del intercambiador de calor del ACS influenciaron el uso de la electricidad más que el tamaño del depósito debido al hecho de que la temperatura establecida de ACS tenía que ser variada con el tamaño para mantener el mismo nivel de confort. El rango de temperaturas fijadas fue de 55°C (factor de escala 0,5) a 47°C (factor de escala 1,5). La influencia fue casi tan grande como la del tamaño del colector. La influencia fue mayor para el clima de Zúrich.
- La influencia del tamaño de la bomba de calor se demostró ser relativamente grande. Se demostró que la influencia dependía de las pérdidas de arranque / parada de la bomba de calor y de la cantidad de electricidad utilizada por el calentador eléctrico auxiliar.
- Las pérdidas de arranque / parada de la bomba de calor aumentaron si el tamaño de la bomba de calor aumentó y tuvo un impacto relativo mayor en las pérdidas totales de la bomba de calor para GSHP que para ASHP. Estas pérdidas influyeron significativamente en el

cambio en el uso de la electricidad y destacaron la necesidad de un modelo de bomba de calor relativamente detallado al estudiar los aspectos del sistema de los sistemas de bombas de calor.

Id	49		
Título	Experimental assessment and dynamic analysis of a hybrid generator composed of an air	Foco Principal	Aire
Autores	Costanzo Di Perna, Guglielmo Magri, Giuliano Giuliani, Giorgio Serenelli	Foco Secundario	Caldera
Año de publicación	2014	Relevante	<input checked="" type="checkbox"/>
País	Italia	Tipo de Trabajo	Simulación
Palabras Clave	TRNSYS.	Refrigerante	Sin Información

Resumen

El objetivo de este trabajo es analizar el rendimiento energético de un nuevo tipo de generador para calefacción que consiste en una bomba de calor eléctrica con una caldera de gas de condensación como apoyo.

Este trabajo se refiere a la renovación de los edificios existentes, teniendo en cuenta una casa unifamiliar construida a finales de 1970 en los suburbios de Milán. La renovación consiste en sustituir el generador utilizado para la calefacción por un sistema híbrido (bomba de calor y caldera de gas).

La simulación se ejecutó a través del simulador TRNSYS. Se plantean tres tipos de estrategias:

- 1- Uso de la caldera cuando la HP no es capaz de cubrir la demanda
- 2- Uso de una unidad micro CHP
- 3- Sistema HASHP

Además se simuló dos HP, una de 11 kW de potencia y otra de 14 kW de potencia.

Los resultados obtenidos fueron los siguientes:

- El sistema que comprende una bomba de calor con un respaldo eléctrico tiene una eficiencia muy baja que no ofrece ventajas en términos de reducción de la demanda de energía primaria sobre una caldera de condensación de gas (tomada como tecnología de referencia); Incluso utilizando una bomba de calor de 14 kW, la eficiencia global fue muy baja debido a la disminución de COP a temperaturas más bajas y mayores niveles de humedad.
- La estrategia 1 tenía la eficiencia global más baja, pero era todavía mucho más alta que cuando un apoyo eléctrico fue utilizado.
- La estrategia 3 tenía la mayor eficiencia global, pero difería poco de la estrategia 2. Dado que la implementación de la estrategia 3 era más cara (debido a la necesidad de medir la humedad externa también), sería importante comparar las ventajas económicas relativas de estrategia 2 y 3.
- La estrategia 3 con la bomba de calor de 14 kW no mejoró significativamente la eficiencia global, por lo que no vale la pena usar una máquina más cara.
- Con la estrategia 2 es mejor utilizar un valor de 4 °C que 0 °C, ya que el primero ofrece una mejor eficiencia global (+1,5%).
- El generador híbrido también pudo reducir el coste anual en comparación con una caldera de condensación de gas (considerada la mejor tecnología disponible), aunque el ahorro no fue superior al 10% debido al alto precio de la energía eléctrica en Italia.

Id	50		
Título	Experimental performance analysis of a solar assisted ground source heat pump system under different	Foco Principal	Tierra
Autores	Lanhua Dai, Sufen Li, Lin DuanMu, Xiangli Li, Yan Shang, Ming Dong	Foco Secundario	Solar
Año de publicación	2014	Relevante	<input type="checkbox"/>
País	China	Tipo de Trabajo	Experimental
Palabras Clave	Distintas configuraciones. Experimental.	Refrigerante	R-22

Resumen

En este trabajo, se estudia un sistema de bomba de calor de tierra, asistido por energía solar, con un tanque de almacenamiento de calor solar de 1 m<sup>3</sup> y 9 intercambiadores de calor de tierra tipo U instalados en la Universidad de Tecnología de Dalian en China. Se describen las composiciones del SAGSHP y la conversión de los diversos modos de funcionamiento.

Los modos de funcionamiento son los siguientes:

- Modo 1: GSHP sin recarga del suelo nocturna.
- Modo 2: GSHP con recarga del suelo nocturna.
- Modo 3: SAGSHP conectado en serie.
- Modo 4: SAGSHP conectado en paralelo con un ratio tanque/intercambiador terrestre de 2:1.
- Modo 5: SAGSHP conectado en paralelo con un ratio tanque/intercambiador terrestre de 1:1.
- Modo 6: SAGSHP conectado en paralelo con un ratio tanque/intercambiador terrestre de 1:2.

Para investigar la eficiencia de usar la energía solar térmica para acelerar la recuperación subterránea del suelo, se usa energía solar para recargar los pozos para la condición cuando la bomba de calor se apaga durante la noche. Basándose en los resultados experimentales de la SAGSHPS bajo diferentes modos de operación de calentamiento, se analizan y comparan el rendimiento de la SAGSHPS y la GSHP, obteniendo los siguientes resultados:

- En comparación con la GSHP tradicional, la introducción del calor solar tiene un efecto positivo en la tasa de recuperación de la temperatura del suelo. En el proceso de recuperación, puede aumentar eficazmente la tasa de recuperación de la temperatura del suelo debido al calor solar almacenado en el tanque de agua que se puede utilizar para recargar los pozos. Sin embargo, la radiación solar no está disponible por la noche, por lo que el horario de funcionamiento de la bomba de circulación debe optimizarse sobre la base del cambio de temperatura de agua en el tanque de agua para evitar el consumo innecesario de la bomba de circulación en caso de baja temperatura del agua.
- El tanque de agua solar de almacenamiento térmico es beneficioso para el funcionamiento estable de la SAGSHP. Debido a la capacidad de almacenar una porción de la energía solar térmica en el tanque de agua, después de los atardeceres en la hora local de 16:00, la fracción solar de la SAGSHP permanece constante en cada caso.
- El caudal volumétrico en tanque de agua tiene un impacto significativo en el consumo eléctrico de la SAGSHP. Cuando el tanque está conectado en paralelo con los GHEs, cuanto mayor sea el caudal volumétrico en tanque, menor será el consumo de electricidad para el SAGSHP.
- El análisis completo del efecto de la operación integral muestra que el caso 3, cuando el

SHSWT en serie se conecta con el GHEs y el fluido de transferencia de calor fluye al tanque de agua primero y luego al GHEs, es el modo de operación recomendado para el SAGSHP en el mes más frío de Dalian.

Id	51		
Título	Direct utilization of geothermal energy 2015 worldwide review	Foco Principal	Tierra
Autores	John W. Lund, Tonya L. Boyd	Foco Secundario	
Año de publicación	2016	Relevante	<input checked="" type="checkbox"/>
País	USA	Tipo de Trabajo	Investigación
Palabras Clave	Investigación energía geotérmica	Refrigerante	Sin Información
Resumen	<p>Este artículo presenta una revisión de las aplicaciones mundiales de la energía geotérmica para su utilización directa y actualiza la encuesta anterior realizada en 2010. También comparando los datos de 1995, 2000 y 2005 presentados en los Congresos Mundiales de Geotermia en Italia, Japón y Turquía respectivamente ( WGC95, WGC2000 y WGC2005). Como en informes anteriores, se hace un esfuerzo para cuantificar los datos de las bombas de calor de fuentes terrestres (geotérmicas).</p> <p>El presente informe se basa en documentos recibidos de 70 países y regiones de los cuales 65 informaron de una utilización directa de la energía geotérmica. Se añadieron otros 17 países a la lista basados en otras fuentes de información. Así, la utilización directa de la energía geotérmica en un total de 82 países es un aumento respecto de los 78 reportados en 2010, 72 reportados en 2005, 58 reportados en 2000 y 28 reportados en 1995. Una estimación de la potencia térmica instalada para su utilización directa en el final de 2014 se utiliza en este documento y es igual a 70.885 MWt, un 46,2% más que los datos de 2010, creciendo a una tasa compuesta del 7,9% anual con un factor de capacidad de 0,265.</p> <p>Dado que era casi imposible separar el uso directo de la energía geotérmica de la generación de energía eléctrica, se combinaron: aproximadamente 2218 pozos fueron perforados en 42 países, 34.000 años-persona de esfuerzo fueron asignados en 52 países y US \$ 20 mil millones invertidos en proyectos por 49 países.</p>		

Id	52		
Título	Vapor compression multi functional heat pumps in China: A review of configurations and	Foco Principal	
Autores	Qin Wang, Wei He, Yuqian Liu, Guofeng Liang, Jiarong Li, Xiaohong Han, Guangming Chen	Foco Secundario	
Año de publicación	2012	Relevante	<input checked="" type="checkbox"/>
País	China	Tipo de Trabajo	Investigación
Palabras Clave	Estado del arte bombas de compresión de vapor en China. Integra nuevos intercambiadores	Refrigerante	Sin Información

Resumen

Este documento presenta el desarrollo de las bombas multifuncionales en China y se centra principalmente en las características de configuración y los modos operativos de estas bombas de calor.

Según los autores, los medios de integración del calentador de agua de lluvia en la válvula de refrigeración determinará principalmente la configuración de la bomba de calor multifuncional. Según la cantidad de intercambiadores de calor en el circuito de refrigerante, las bombas de calor multifuncionales pueden clasificarse en las siguientes tres categorías:

- (1)two-heat-exchanger systems;
- (2) three-heat-exchanger systems;
- (3)multi-heat-exchanger systems.

Los modos operacionales importantes incluidos en las bombas de calor multifuncionales son los siguientes: (1) enfriamiento del espacio común, (2) calentamiento del espacio común, (3) calentamiento del agua de la bomba de calor; (4) calentamiento espacial / calentamiento de la bomba de calor; (5) descongelación de agua caliente; (6) calentamientos de agua con aislamiento solar; (7) calentamiento del espacio con aislamiento solar; (8) calentamiento solar del agua; (9) calentamiento del espacio solar.

Otras fuentes de calor suplementarias también pueden usarse, como la energía solar.

Según estas clasificaciones, los autores llegan a las siguientes conclusiones:

- 1.Los bucles de refrigerante de los sistemas de dos intercambiadores de calor son simples y fiables, similares a los de los acondicionadores de cámara de combustión, pero el intercambiador de calor compuesto o un tanque de agua doméstica adicional deben ser empleados, por lo que el segundo circuito de refrigerante se vuelven complicado para operar los diversos modos operativos. Por lo tanto, los sistemas two-heat-exchanger systems son más adecuados para las aplicaciones de alto rendimiento.
2. Las integraciones del intercambiador de calor de agua doméstico y el módulo de rectificación del refrigerante, en el circuito de refrigerante de los acondicionadores de aire de la bomba de calor desarrollaron los sistemas three- heat- exchanger de tipo A, tipo B y tipo C. Aunque los circuitos del refrigerante se complican, estos refrigerantes fueron simplificados para operar los diversos modos operativos. Por lo tanto, los sistemas de tres intercambiadores de calor son más adecuados para las aplicaciones de bomba de calor de fuente de aire de tamaño pequeño o mediano.
3. Los sistemas de intercambiador de calor múltiple se desarrollaron a partir de sistemas de tres intercambiadores de calor mediante integraciones de los intercambiadores de calor funcionales en los circuitos de refrigerante para mejorar el rendimiento del sistema, sin embargo, las configuraciones del sistema se volvieron complicadas.



Id	53		
Título	Sewage water: Interesting heat source for heat pumsp and chillers	Foco Principal	Aguas Residuales
Autores	Felix Schmid	Foco Secundario	
Año de publicación	2014	Relevante	<input checked="" type="checkbox"/>
País	Suiza	Tipo de Trabajo	Investigación
Palabras Clave	Recopilación de proyectos realizados	Refrigerante	Sin Información
Resumen	<p>El autor nos muestra en este artículo el potencial de las waste water heat pump y los proyectos que ya han sido ejecutados con esta tecnología.</p> <p>El autor comienza explicando distintos tipos de bombas de calor con foco aguas residuales podemos encontrarnos en una vivienda o zona residencial y aspectos técnicos que se debe tener en cuenta.</p> <p>Después detalla instalaciones ejecutadas en países como noruega o suecia, realiza un analisis comparativo de su eficiencia y si es medioambientalmente sostenible.</p> <p>Por último, el autor detalla los aspectos legales que debe seguir esa tecnología y cita organismos gubernamentales que ya han presentado nuevos proyectos con esta tecnología.</p>		

Id	54		
Título	Hybrid energy scenarios for residential applications based on the heatpump split air-	Foco Principal	Aire
Autores	S. Nizetic, A.M. Papadopoulos, G.M. Tina, M. Rosa-Clot	Foco Secundario	Solar/Caldera
Año de publicación	2017	Relevante	<input checked="" type="checkbox"/>
País	Crocia	Tipo de Trabajo	Investigación
Palabras Clave	Evaluación en clima mediterráneo. Hibridación secundario.	Refrigerante	Sin Información

Resumen

En este documento, los autores analizan las diferentes opciones de energía híbrida para posibles aplicaciones de edificios pequeños o medianos en el clima mediterráneo. La base razonable para el análisis reportado fue el hecho de que en la mayoría de las instalaciones de construcción residencial pequeñas o medianas (o incluso comerciales, como unidades de alojamiento privado turístico), los acondicionadores de aire estándar se usan en combinación con bañeras de agua estándar. Por lo tanto, en la gran cantidad de casos se trata de sistemas de energía individuales para aplicaciones concretas. Como resultado, los autores analizaron diferentes opciones de energía híbrida en las que la base del sistema de energía es un acondicionador de aire dividido estándar modificado (con recuperación de calor residual habilitada por integración con el tanque de agua estándar) por razones ya abordadas. Todos los sistemas se elaboran en materia de características técnicas generales. Además, análisis LCOE también se llevaron a cabo para verificar el aspecto económico de las soluciones de energía híbrida propuestas. Estas muestran que las opciones de energía híbrida consideradas son económicamente competitivas con el precio minorista actual de la electricidad en el mercado de la UE, ya que la LOCE calculada varió de 0,036 € / kWh a 0,159 € / kilowatt. Sin embargo, además del aspecto económico, cada opción de energía híbrida analizada tiene ciertas ventajas y desventajas de otros aspectos importantes y por esa razón han desarrollado un marco de evaluación simplificado adicional donde se evaluó cada opción. También abordaron cuestiones importantes y posibles problemas de implementación de las opciones de energía híbrida propuestas. Actualmente, la opción de energía híbrida propuesta más atractiva, tanto desde el punto de vista técnico como económico, está relacionada con el sistema de bomba de calor dividida/modificada con recuperación de calor. Por lo tanto, la implementación de una tecnología de bomba de calor dividida puede contribuir al aumento de la eficiencia energética para aplicaciones residenciales (una conclusión similar también fue confirmada por otros estudios) especialmente en los casos de un sistema fotovoltaico combinado con un sistema de bomba de calor que es capaz para producir agua caliente doméstica. Sin embargo, otras opciones de energía híbrida analizadas también son atractivas pero con ciertas ventajas y desventajas presentes que se discuten en este estudio.

Id	55		
Título	Comparative Study of Operating and Control Strategies for Hybrid Ground-Source Heat Pump	Foco Principal	Tierra
Autores	Cenk Yavuzturk, Jeffrey D. Spitler	Foco Secundario	Torre de refrigeración
Año de publicación	2000	Relevante	<input checked="" type="checkbox"/>
País	Estados Unidos	Tipo de Trabajo	Simulación
Palabras Clave	Analisis diferentes controles en HGSHP	Refrigerante	TRNSYS

Resumen

Este documento proporciona un estudio comparativo de varias estrategias de control para el funcionamiento de un sistema híbrido de bomba de calor de fuente terrestre utilizado en un pequeño edificio de oficinas. Un simple análisis de costos considerando el primer costo del rechazo de calor suplementario, el primer ahorro de costos logrado a través de intercambiadores de calor de tierra más pequeños y los costos de operación del sistema se realizaron en base a un período de 20 años. Las tres estrategias de control podrían caracterizarse ampliamente de la siguiente manera: En el caso 3, el control del punto de ajuste ejecuta la torre de enfriamiento solo cuando es necesario para evitar un alto EFT en la bomba de calor. Sin embargo, esto generalmente ocurre bajo las condiciones climáticas menos ventajosas. En el caso 4, la estrategia de control diferencial opera la torre de enfriamiento bajo las condiciones climáticas más ventajosas. Bajo esta estrategia, las temperaturas de bucle de tierra se mantienen a un nivel mucho más bajo, y, como resultado, la torre de enfriamiento nunca necesita operar para evitar un alto EFT bajo condiciones climáticas que no son ventajosas. En el caso 5, la torre de enfriamiento simplemente funciona según un horario preestablecido. Esta estrategia no aprovecha de manera especial las condiciones climáticas y desperdicia algo de energía al hacer funcionar la torre de enfriamiento durante las horas en que se puede realizar poco o nada de rechazo de calor.

Las conclusiones específicas que alcanzan los autores se resumen a continuación:

1. Para ejemplo, típico de pequeños edificios de oficinas, un sistema híbrido de bomba de calor de fuente terrestre parece ser beneficioso tanto para el primer costo como para el costo operativo anual para climas relativamente cálidos, como Houston, Texas, y para climas moderadamente cálidos, como Tulsa, Oklahoma. Los análisis sugieren que cuanto mayores son las cargas de refrigeración del edificio en relación con las cargas de calefacción del edificio, más ahorro se puede ahorrar debido a la reducción del tamaño del intercambiador de calor de suelo y, en consecuencia, más beneficiosa es la aplicación híbrida de bomba de calor de fuente terrestre. Para el edificio de ejemplo que se analiza aquí, una aplicación híbrida que funciona según el esquema de control diferencial (caso 4c) parece ser la opción más beneficiosa. Sin embargo, en comparación con el caso base, un sistema híbrido implementado con cualquiera de las estrategias de control investigadas parece tener importantes beneficios económicos basados en el costo inicial y el costo operativo a 20 años.
2. Para el edificio de oficinas pequeñas, la adición de un rechazador de calor suplementario no se puede justificar para ubicaciones en climas relativamente fríos o moderadamente fríos. Sin embargo, los edificios con diferentes perfiles de carga pueden ser buenos candidatos para sistemas híbridos de bomba de calor de fuente terrestre.
3. Con base en el estudio limitado de las estrategias de control investigadas, la mejor estrategia de control investigada fue 4c, que operaba la torre de enfriamiento basándose en la diferencia entre la temperatura del fluido que sale de la bomba de calor y la temperatura exterior del bulbo húmedo. Esta estrategia de control tuvo el primer costo más bajo y el

costo operativo más bajo. Aprovecha la capacidad de almacenamiento del intercambiador de calor en el suelo durante el invierno. También rechaza el calor cuando las condiciones son ventajosas en la primavera, verano y otoño.

4. En general, las estrategias de control que operaron la torre de enfriamiento más horas dieron más beneficios que las que operaron la torre de enfriamiento menos horas. Esto es particularmente cierto cuando la torre de enfriamiento fue operada en condiciones ventajosas, como en el caso 4. Pero también es cierto que la ejecución de la torre de enfriamiento por la noche además de ejecutarla cuando el EFT excede el punto de ajuste (caso 5) es mejor que ejecutarlo solo cuando EFT excede el punto de ajuste, como en el caso 3. Simplemente comparando el caso 5 con el caso 3, las horas adicionales que corre la torre de enfriamiento de la caja 5 permiten que la torre de enfriamiento del caso 5 sea más pequeña y, por lo tanto, tengan una menor primer costo. Sin embargo, debido a que la torre de enfriamiento de la caja 5 funciona indiscriminadamente, tiene un costo de operación general ligeramente más alto que la torre de enfriamiento del caso 3.

5. El uso de un sistema híbrido de bomba de calor de fuente terrestre dio como resultado un ahorro significativo en el área del terreno. Para el pequeño edificio de oficinas en Houston, el área de superficie del campo de perforación se redujo de 3906 pies<sup>2</sup> (363,1 m<sup>2</sup>) a 937 pies<sup>2</sup> (87,1 m<sup>2</sup>), un ahorro del 76%. En Tulsa, el área se redujo de 1296 pies<sup>2</sup> (120,5 m<sup>2</sup>) a 576 pies<sup>2</sup> (53,5 m<sup>2</sup>), un ahorro del 55%. Para los edificios comerciales ubicados en áreas donde los costos de propiedad son altos, los ahorros en los costos de la tierra pueden ser considerables.

6. El costo de bombeo asociado con la circulación del fluido de transferencia de calor a través del campo de perforación representa una parte importante de los costos totales de operación del sistema. Un beneficio de las aplicaciones híbridas es que a través de la reducción en la longitud del bucle de tierra, el costo operativo asociado con el bombeo del fluido de transferencia de calor también se puede reducir significativamente. La necesidad de bombas de menor capacidad también reduce el costo inicial del sistema, aunque esto no se tuvo en cuenta en el análisis de los autores.

Id	56		
Título	Experimental and theoretical investigation of combined solar heat pump system for residential	Foco Principal	Aire
Autores	K. Kaygusuz, T. Ayhan	Foco Secundario	Solar
Año de publicación	1999	Relevante	<input type="checkbox"/>
País	Turquía	Tipo de Trabajo	Experimental
Palabras Clave	Comparación de configuraciones.	Refrigerante	Sin Información
Resumen	<p>En el presente trabajo, los autores construyeron una instalación experimental para determinar el rendimiento de la configuración serie, dual y paralela de una bomba de calor híbrida, de colectores solares y del tanque de almacenamiento de energía con materiales con cambio de fase (PCM) utilizados para calefacción residencial. Los efectos de varios parámetros del sistema como la temperatura del aire interior del edificio, la variación de temperatura del PCM en el tanque de almacenamiento de energía y las temperaturas del fluido de transferencia de calor (agua) en los colectores solares y el tanque de almacenamiento de energía para las distintas configuraciones fueron investigadas. Además, el colector y las eficiencias de almacenamiento, el COP de la bomba de calor, factor de rendimiento estacional (SPF), la carga de calefacción del edificio, la fracción de calor suministrada por los sistemas y el consumo de energía del sistema híbrido de bomba de calor solar durante la temporada de calefacción (diciembre hasta mayo) en 1992 en Turquía fueron calculados.</p> <p>Por otro lado, los análisis teóricos se realizaron utilizando un programa de simulación computacional BASIC que contiene un sistema de bomba de calor asistida por energía solar con tanque de almacenamiento de energía térmica latente.</p> <p>Como conclusiones, los autores mostraron los siguientes resultados:</p> <p>Los valores promedio COP estacionales de los sistemas de bomba de calor de serie, paralela y de fuente dual para dos temporadas de calefacción son 4.0, 3.0 y 3.5, respectivamente. Las eficiencias medias de los colectores estacionales de los sistemas solo solar, paralelos y en serie también son 50, 50 y 60%, respectivamente. Las eficiencias promedio de almacenamiento estacional de los mismos sistemas son 55, 53 y 60%, respectivamente. El porcentaje de carga de calor cumplido (F) por los sistemas en serie, paralelo, dual y solo solar son 0.60, 0.75, 0.80 y 0.25, respectivamente. Los factores de rendimiento estacional (SPF) de la configuración serie, paralelo y dual son 3.30, 3.70 y 4.20, respectivamente.</p> <p>Para el caso investigado, el sistema de fuente dual ahorró una energía neta de 12.056 kW por estación de calefacción, mientras que el sistema paralelo ahorró 10.120 kW y el sistema de serie ahorró 9.390 kW de energía.</p> <p>Los autores concluyeron matizando que el sistema de bomba de calor de fuente dual aprovecha las mejores características de los sistemas serie y paralelo u que el sistema solo solar no es conveniente solo para la región turca porque el valor F es mucho menor que el de los otros sistemas, debido al alto número de días nublados.</p>		

Id	57		
Título	Status and development of hybrid energy systems from hybrid ground source heat pump in China	Foco Principal	Tierra
Autores	Zishu Qi, Qing Gao, Yan Liu, Y.Y.Yan, Jeffrey D. Spitler	Foco Secundario	
Año de publicación	2014	Relevante	<input checked="" type="checkbox"/>
País	China	Tipo de Trabajo	Investigación
Palabras Clave	Estado del arte HGSHP en China y UE.	Refrigerante	Sin Información

Resumen

Los autores tienen como objetivo investigar los problemas básicos durante una aplicación real, como la investigación de los parámetros de diseño del sistema, la configuración de los componentes y las estrategias de control de un sistema HGSHP. Para los autores, tiene el objetivo de fortalecer la comprensión teórica y práctica de HES (Hybrid Energy Systems) y facilitar una aplicación más extensa de HGSHP en China.

Comienzan explicando los distintos tipos de HGSHP y nombrando las posibles configuraciones y controles que existen. Después, analizan las tendencias internacionales y se centran en la evolución de esta tecnología en China.

Como conclusión, los autores destacan:

- 1-HES necesita medidas estratégicas y necesarias para la utilización eficiente de recursos renovables y energía sostenible. Es valioso para resolver el problema del equilibrio entre la carga de enfriamiento y la carga de calentamiento en zonas climáticas particularmente extremas, especialmente en el sur de China. Este desequilibrio en el rechazo / extracción de calor puede provocar la acumulación de calor en el suelo lo que es perjudicial para el rendimiento de la bomba y por lo tanto se dificulta la eficiencia del sistema.
- 2- La mayoría de los aspectos de los HES se combinan con el progreso de GSHP en el campo del uso de la energía geotérmica, por lo que también promueven la tecnología HGSHP. Especialmente, deberíamos hacer más efecto al progreso de HGSHP con energía renovable. Además, los HES puede involucrar procesos inestables complicados que incluyen rechazo de energía, acumulación, preservación y extracción. Por lo tanto, se han analizados los temas básicos, incluida la investigación de los parámetros de diseño del sistema, la configuración de los componentes y las estrategias de control de los HES. La investigación de estos problemas fortalecerá la comprensión teórica y práctica y facilitará una aplicación más extensa de HGSHP en el mundo.

Id	58		
Título	Assessment of Hybrid Geothermal Heat Pump Systems	Foco Principal	Tierra
Autores	Ted Collins, Steven Parker, Van Baxter	Foco Secundario	
Año de publicación	2001	Relevante	<input checked="" type="checkbox"/>
País	Estados Unidos	Tipo de Trabajo	Investigación
Palabras Clave	Review HGSHP	Refrigerante	Sin Información
Resumen	Folleto informativo realizado por el departamento de energía de EEUU, en el que da a conocer la tecnología de las bombas de calor híbridas de foco tierra.		