



Grado en Ingeniería Mecánica

Estudio de instalaciones geotérmicas de baja entalpía basadas en la tecnología de bomba de calor agua-agua y su afección térmica en el acuífero de Zaragoza

Study of the Low Enthalpy Geothermal Facilities based on the Water to Water Heat Pump Technology and its Thermal Affection in the Aquifer of Zaragoza

Autora:

Ana María Carnicer Velarte

Directores:

Amaya Martínez Gracia
Alejandro García Gil

Escuela de Ingeniería y Arquitectura
2017

Estudio de instalaciones geotérmicas de baja entalpía basadas en la tecnología de bomba en calor agua-agua y su afección térmica en el acuífero de Zaragoza

RESUMEN



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./Dña. ANA MARÍA CARNICER VELARTE

con nº de DNI 73.017.900-F 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)
FIN DE GRADO, (Título del Trabajo)
**ESTUDIO DE INSTALACIONES GEOTÉRMICAS DE BAJA ENTALPIA BASADAS EN LA
TECNOLOGÍA DE BOMBA DE CALOR AGUA-AGUA Y SU AFECIÓN TÉRMICA EN
EL ACUÍFERO DE ZARAGOZA.**

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

Zaragoza, 22 de septiembre de 2017

Fdo: Ana María Carnicer Velarte

ÍNDICE

1. Introducción.....	7
2. Motivación.....	8
3. Estado del arte	9
3.1. Qué es la geotermia	9
3.1.1. Tipos de energía geotérmica.	9
3.1.2. Energía geotérmica de baja entalpía: sistemas de aprovechamiento. 10	10
3.1.3. Energía geotérmica en Zaragoza.	11
3.2. Qué es una bomba de calor y una enfriadora	11
3.2.1. Tipos de bomba de calor / enfriadoras ... ¡Error! Marcador no definido.	
3.2.2. La bomba de calor y la geotermia. ¡Error! Marcador no definido.	
4. Alcance y objetivos del proyecto.....	13
5. Metodología	14
6. Recopilación de información.....	15
6.1. Visita a las instalaciones.....	15
6.1.1. Descripción	15
6.2. Información obtenida.	15
6.3. Información no obtenida.	16
6.4. Suposiciones y estimaciones.....	16
7. Elaboración del modelo de estudio.....	17
7.1. Descripción modelo completo.....	17
7.1.1. Ciclo de refrigeración.....	19
7.1.2. Equipos.	19
7.1.2.1. Intercambiador de placas.....	20
7.1.2.2. Bomba de calor / Enfriadora	20
7.1.2.2.1. Condensador.	20
7.1.2.2.2. Evaporador.	22
7.1.2.2.3. Compresor.....	22
7.1.2.2.4. Válvula de expansión.....	22
7.1.3. Demandas de energía.....	22
7.2. Descripción modelo simplificado. Modelo final	22
8. Implantación del modelo en instalación real.....	23

9. Simulación del modelo en instalación real.....	27
9.1. Características de diseño de los equipos.....	27
9.1.1. Intercambiador de placas.....	27
9.1.2. Condensador.....	28
9.1.3. Evaporador.....	29
9.2. Características y propiedades de los flujos.....	30
9.2.1. Circuito 1.....	30
9.2.2. Circuito 2.....	31
9.2.3. Circuito 3.....	31
9.2.4. Circuito 4.....	31
9.3. Simulación del conjunto.....	32
9.4. Simulación del modelo simplificado para condiciones de diseño	32
9.5. Simulación del modelo simplificado con variación de calores y potencias.	34
9.5.1. Tablas de calores y potencias	35
9.5.2. Simulación	35
9.5.2.1. Procedimiento.....	35
9.5.2.2. Tablas	36
10. Aplicación a otras instalaciones.....	37
11. Integración en modelo hidrogeológico.....	38
11.1. Descripción de los casos de estudio	38
11.2. Realización de las simulaciones de los casos de estudio.....	42
12. Resultados del modelo hidrogeológico.....	43
12.1. Para orientación 0º	43
12.1.1. Temperaturas.....	43
12.1.2. COP	45
12.2. Para orientación 45º	46
12.2.1. Temperatura	46
12.2.2. COP	47
12.3. Para orientación 90º	48
12.3.1. Temperatura	48
12.3.2. COP	49
12.4. Para orientación 135º	50
12.4.1. Temperatura	50

12.4.2. COP	51
12.5. Para orientación 180º	52
12.5.1. Temperatura	52
12.5.2. COP	53
13. Conclusiones.....	54
14. Actuaciones posteriores.....	56
15. Bibliografía.....	57
ANEXO I. Fichas técnicas.....	58
ANEXO II. Ciclo de refrigeración.....	61
ANEXO III. Plumas de calor	63

1. Introducción

Los efectos de las actuaciones que realiza el ser humano durante su actividad diaria, ya sea en su casa, su trabajo o a nivel industrial, tienen una consecuencia sobre el medio ambiente. La contaminación del terreno y el agua con sustancias perjudiciales para los seres vivos y para el equilibrio ecológico, y los gases de efecto invernadero que se vierten en todo momento a la atmósfera provenientes de medios de transporte o industria entre otros, hacen que este planeta se vuelva un lugar cada día menos habitable.

Las emisiones de CO₂ de España constituyeron casi un 1% de las emisiones mundiales en 2013. De este porcentaje, casi un 75% del total de las emisiones proviene de la quema de combustibles ya sea provenientes de la industria de la energía, de la industria de la manufacturación, del sector el transporte o de otros como la climatización de edificios. [1],[2]

Tal y como se insinuaba, a las emisiones de CO₂ también contribuyen todos aquellos equipos de producción de calor mediante la quema de algún combustible ya sea sólido, líquido o gaseoso. Ejemplos de ello son los que se dedican a la producción de agua caliente para algún proceso industrial o calderas que se utilizan para calefacción de edificios ya sean comunitarias o individuales y para producción de agua caliente sanitaria.

Actualmente existen varios sistemas alternativos que permiten la climatización de todo tipo de edificaciones. Estos sistemas además no producen gases de efecto invernadero directamente y suponen una buena alternativa ahora y en el futuro a los sistemas habituales de producción de calor y frío. Ejemplos de ello son los paneles solares PVT (o paneles solares térmicos) o las bombas de calor.

Dentro de las bombas de calor resultan de especial interés las bombas de calor geotérmicas (también llamadas enfriadoras si producen frío) que son equipos que mediante un ciclo de refrigeración simple consiguen producir calor, frío y/o agua caliente sanitaria utilizando como foco térmico el calor almacenado en la tierra en dos formas principales: en el propio terreno (sistemas cerrados) o en una masa de agua (sistemas abiertos).

Las instalaciones con bomba de calor geotérmica se han extendido rápidamente por todo el mundo, con una potencia instalada total de 33 GW. La mitad de la producción de energía geotérmica superficial del mundo tiene lugar en Europa, con un impacto positivo en la ocupación y en el medio ambiente de 7000 personas trabajando en el sector y una reducción de 5.5 Mton de CO₂ por año conseguida mediante el uso de BdCG en lugar de otras soluciones basadas en combustibles fósiles. [3]

2. Motivación

Zaragoza es una ciudad pionera dentro del campo de la energía geotérmica en sistemas abiertos. Con más de 60 instalaciones contabilizadas en el área metropolitana y entre 110 y 120 Mw de potencia total estimada instalada supone uno de los grandes contribuidores al uso de la energía geotérmica con sistema abierto de España.

El que pueda explotar sistemas abiertos se debe a su situación privilegiada sobre el acuífero del Ebro que permite proveer a las instalaciones de un gran caudal de agua a una temperatura constante, un hecho muy beneficioso frente a otros tipos de sistemas de climatización como la aerotermia.

Sin embargo, y a pesar de su presencia en la ciudad desde los años setenta, a día de hoy este tipo de sistemas son prácticamente desconocidos para la mayor parte de la población y la industria a pesar de las ventajas que potencialmente supone.

Por otra parte la cada vez mayor presencia de este tipo de sistemas hace necesario el estudio del impacto que estas suponen al medio ambiente y concretamente al acuífero. El estudio del funcionamiento de las instalaciones que efectúan este impacto también resulta de gran importancia para averiguar cómo afecta su régimen de funcionamiento y su rendimiento a las necesidades de caudal del acuífero y a la temperatura de salida del agua del sistema a éste. Más concretamente, resulta muy importante el conocer estas variables cuando el sistema trabaja en modo refrigeración dado que se produce un aumento de temperatura en el acuífero que puede tener consecuencias no solo en el buen funcionamiento de la instalación o en el de otras cercanas sino también en la química del agua o en el desarrollo de microorganismos. La hidrogeología también desempeña un papel fundamental ya que dependerá del tipo de terreno, de la química de este y la del agua en el acuífero, de la cinética y dinámica de la masa de agua, de la disposición de los pozos de captación y vertido etc., el óptimo funcionamiento y mayor o menor impacto de la instalación.

Es por esto por lo que un estudio de cómo puede comportarse una instalación con bomba de calor geotérmica resultaría muy interesante para poder predecir cuál será su influencia en el acuífero. Se estudiará particularmente la instalación cuando abastezca de frío al edificio ya que a día de hoy es la que puede llegar a suponer un mayor problema al aumentar la temperatura del acuífero. Esto permitirá en un futuro poder establecer posibles límites en su régimen de funcionamiento que garanticen el equilibrio del medio natural del acuífero.

3. Estado del arte

3.1. Qué es la geotermia

Tal y como define el Atlas de la energía geotérmica en Aragón (2001), la **geotermia** es “la disciplina científica que comprende el estudio de las variaciones de temperatura dentro de la corteza y los fenómenos naturales que influyen sobre la distribución de los flujos térmicos” [4] En definitiva, se encarga del estudio del calor interno de la tierra.

Debido a la radiación solar y al intercambio de calor con la atmósfera, la Tierra sufre variaciones de temperatura tanto diarias como estacionales. A partir de los 15 - 20 m de profundidad la temperatura de las rocas ya no depende de esta circunstancia sino de las condiciones geológicas y geotérmicas. Definimos de esta forma el concepto de gradiente térmico (o geotérmico en este caso) como el incremento de temperatura debido a la irradiación producida en el interior de la Tierra en función de la profundidad. De media este resulta entre 2.5 y 3°C cada 100m de descenso. Esta circunstancia es la que hace que, para una profundidad dada en un lugar concreto, la Tierra pueda emplearse como reservorio o foco térmico, es decir, se mantenga a una temperatura constante.

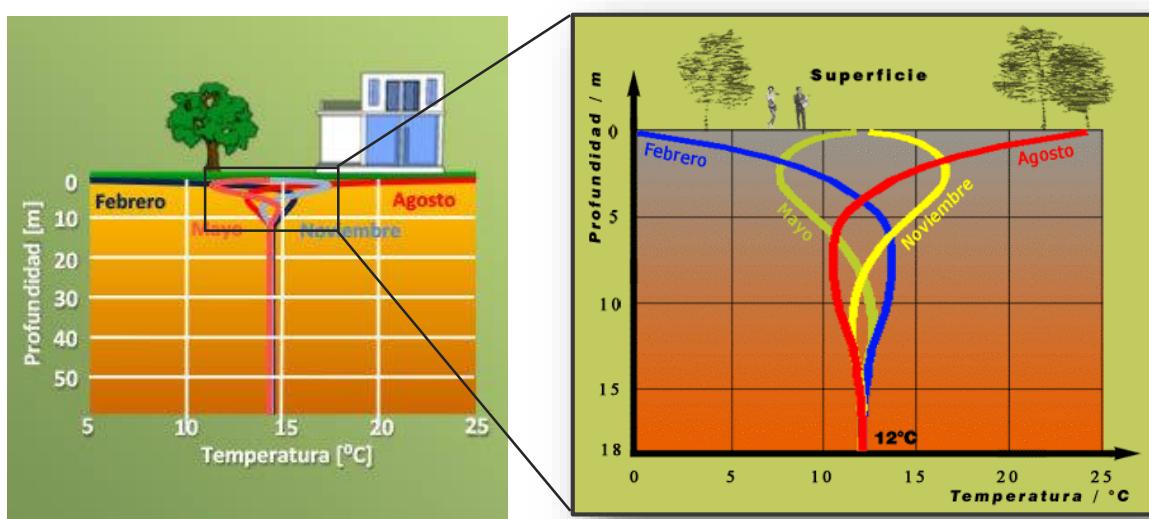


Figura [1]: gráfica de temperatura vs. Profundidad [Fuente: http://www.terrabos.com/ventajas-de-las-bombas-de-calor_89543.html (derecha) y <http://www.terraterm.es/que.html> (izquierda)].

3.1.1. Tipos de energía geotérmica.

En la corteza terrestre existen áreas más o menos estables dependiendo del flujo calorífico existente en la zona. Esto permite definir los distintos tipos de energía geotérmica:

- Energía geotérmica de alta temperatura (o alta entalpía). Existente en las zonas más activas de la corteza terrestre (anomalías geotérmicas), puede alcanzar temperaturas de entre los 150 y los 400°C a profundidades de entre 1000 y 2000 m. Se utiliza para producir vapor y mediante una turbina generar electricidad.

- Energía geotérmica de media temperatura. Permite producir energía eléctrica utilizando un fluido de intercambio. Alcanza temperaturas de entre 90 y 150°C.
- Energía geotérmica de baja temperatura. Su contenido en calor no es suficiente para producir electricidad pero si lo es para la climatización de edificios o para algunos procesos industriales. Alcanza temperaturas de entre 30 y 90°C.
- Energía geotérmica de muy baja temperatura (o de baja entalpía). Alcanza temperaturas inferiores a 30°C. Su aprovechamiento directo se realiza mediante bombas de calor geotérmicas ya sean tierra-agua o agua-agua. [5]

3.1.2. Energía geotérmica de baja entalpía: sistemas de aprovechamiento.

La explotación de la energía geotérmica de baja entalpía puede llevarse a cabo debido a la capacidad del subsuelo para actuar como foco térmico y mantenerse a una temperatura constante de entre 17 y 20°C que poder emplear para la obtención de calor y frío para climatización mediante bombas de calor o enfriadoras respectivamente. La estabilidad de esta temperatura supone una gran ventaja frente a otros sistemas como la aerotermia, donde la temperatura del foco depende del clima y la estación.

Existen en la actualidad varios sistemas de aprovechamiento de la temperatura del subsuelo. El primer criterio a la hora de clasificarlos está relacionado con el tipo de geología que posee el terreno en cuanto a la presencia de agua o no. De esta manera clasificamos los sistemas en:

- Sistemas cerrados. Son aquellos que emplean un tubo por el que se hace circular un fluido refrigerante que se calienta o enfriá dependiendo de la necesidad para transmitir dicho calor a una bomba de calor que climatice un edificio. Se utilizan en zonas donde no hay grandes masas de agua.
- Sistemas abiertos. Son aquellos que emplean agua de un pozo y que hacen pasar por un intercambiador que comunica el calor a una bomba de calor para climatizar un edificio. Aprovechan la ventaja de la presencia de una gran masa de agua (río, lago, acuífero...).

Dentro de los sistemas cerrados podemos clasificarlos a su vez dependiendo del tipo de captador utilizado. De esta manera encontraremos:

- Sondas geotérmicas. Son tubos insertados en pozos de gran profundidad por los que circula un líquido refrigerante. Pueden encontrarse distribuidas en campos de sondas geotérmicas.
- Captadores horizontales. Es el mismo principio que las sondas solo que dispuestas en una superficie horizontal tratando de ocupar la mayor superficie posible. Se podría decir que aprovechan más la variación estacional y diaria de la temperatura en lugar que la temperatura constante de la tierra a una cierta profundidad.

- Cimentación geotérmica. Consiste en la integración de las sondas geotérmicas en pantallas o pilotes que compongan la cimentación de un edificio.
- Otros como el aprovechamiento de agua en túneles y los pozos canadienses o provenzales.

Como ya se mencionaba en los apartados anteriores, son los sistemas geotérmicos abiertos los que resultan de interés para la ciudad de Zaragoza. Dicho esto, parece importante conocer la importancia del acuífero del Ebro en todo esto. Un acuífero constituye una formación geológica capaz de almacenar y transmitir el agua subterránea a través de ella en cantidades significativas, es importante pues que esta formación tenga una permeabilidad suficiente como para que el agua almacenada pueda circular y renovarse con facilidad.

3.1.3. Energía geotérmica en Zaragoza.

3.2. Qué es una bomba de calor y una enfriadora

Una bomba de calor es una máquina termodinámica formada por un circuito frigorífico básico (compresor, condensador, sistema de expansión y evaporador) del que se aprovecha la energía calorífica cedida por el condensador (aire caliente o agua caliente) para calentar un ambiente [6]. El espacio que se quiere calentar (en contacto con el condensador) funcionaría como foco caliente mientras que el aire, pozo o río (en contacto con el evaporador) funcionaría como foco frío.

Una enfriadora funciona con el mismo principio pero invirtiendo las posiciones del condensador y el evaporador: ahora será el evaporador el equipo que absorba calor del ambiente (foco frío) para después evacuarlo en el condensador (foco caliente) al aire, pozo o río.

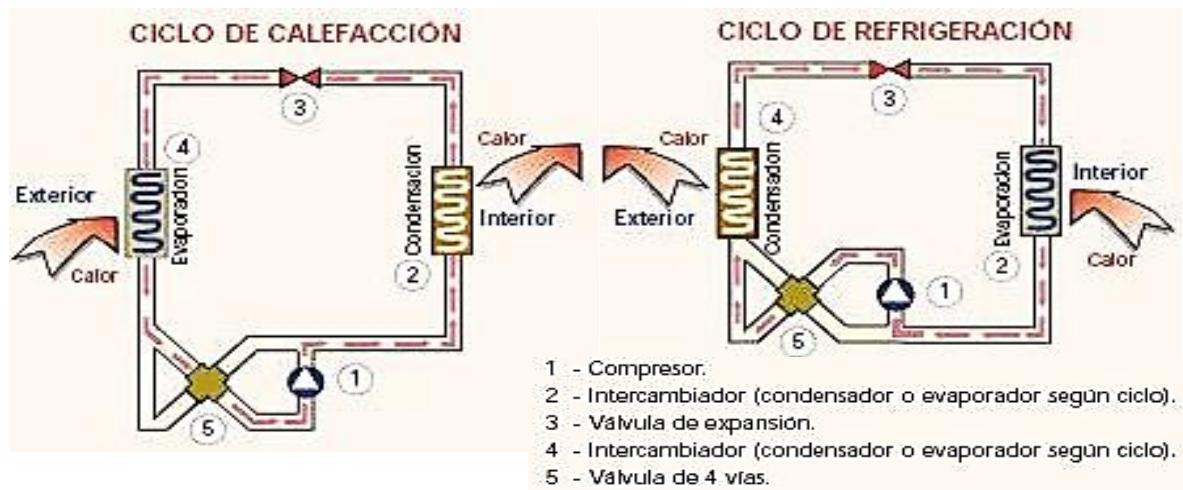


Figura [2] : Esquemas de bomba de calor funcionando en invierno (calefacción) y en verano (refrigeración). Fuente: <http://refrigeracionyaire.blogspot.com.es/2015/11/bomba-de-calor.html>.

Existen en el mercado equipos que pueden funcionar tanto como bomba de calor como enfriadora utilizando una válvula de 4 vías que permite el cambio de dirección del flujo haciendo el ciclo reversible. Esto resulta muy beneficioso porque solo es necesario un tipo de equipo para cubrir todas las necesidades de climatización.

Habitualmente se habla indistintamente de bomba de calor o enfriadora para referirse al equipo en sí.

4. Alcance y objetivos del proyecto

El proyecto que aquí se presenta pretende dar una primera visión aproximada de cómo puede afectar una instalación con bomba de calor geotérmica en sistema abierto al acuífero del que se abastece. Para ello se realizarán una serie de simulaciones que permitirán prever cómo actuaría una instalación modelo frente a una serie de variables conocidas como son la temperatura de captación del agua de pozo, la potencia consumida por la edificación que aclimatan o el caudal consumido. Dada la complejidad que pueden alcanzar estas instalaciones y la no disposición de algunos datos reales de interés de las mismas, este estudio supondrá el primer paso a otros futuros que dispongan de más tiempo y más información para su desarrollo.

Los objetivos de este proyecto serán varios:

- Determinar mediante la simulación de los equipos con el software EES una serie de variables relevantes que definen el funcionamiento de la instalación como la temperatura de salida del agua al pozo de vertido, el caudal de agua extraído del pozo o el COP (coeficiente de operación) de la instalación y su relación con otras variables de entrada como es la temperatura de captación del agua, la potencia eléctrica consumida por la instalación o variables hidrogeológicas como la distancia entre los pozos o la dirección del flujo de agua.
- Establecer conexiones entre las variables que intervienen ya sea en forma de tabla o de gráfica y averiguar cómo interactúan unas con otras.
- Obtener una ecuación de transferencia que defina la instalación para poder ser introducida en el modelo hidrogeológico utilizando el código MEF FELLOW (software Feflow) y con ella poder prever la pluma de temperatura del agua de vertido al pozo.
- Estudiar con esto la auto-interferencia del agua vertida al acuífero, la localización de los pozos con respecto al flujo del acuífero, la relación entre las variables hidrogeológicas presentes y la posibilidad de establecer límites de funcionamiento viables para evitar sobreexplotación del acuífero.

5. Metodología

La metodología que se seguirá en este proyecto será la siguiente.

- Revisión del estado del arte de la geotermia en general y las instalaciones que emplean bomba de calor agua- agua (geotérmica) ahondando sobre todo en el funcionamiento de esta.
- Recopilación de información sobre instalaciones reales en el entorno de Zaragoza.
- Planteamiento de un modelo de instalación general capaz de describir una instalación cualquiera.
- Tratamiento de información de las instalaciones. Simulación de instalación real con el software EES y la herramienta CoolPack. Se ha utilizado este software por haber sido con el que se ha trabajado durante el grado y porque, además de permitir el cálculo de ecuaciones, posee una gran biblioteca de propiedades termodinámicas.
- Obtención de gráficas y tablas resumen que relacionen las variables intervienen en el modelo que resulten relevantes.
- Obtención de función de transferencia de la instalación.
- Integración de esta y de las conclusiones obtenidas en la simulación en modelos numéricos de flujo de agua subterránea y transporte de calor (Código MEF FELLOW).
- Revisión crítica de las instalaciones existentes de Zaragoza con la información obtenida y planteamiento de límites de funcionamiento para estas.

6. Recopilación de información.

Antes de realizar cualquier simulación se quiso conocer con mayor profundidad la clase de instalaciones presentes en Zaragoza. Para ello se programaron una serie de visitas a algunas instalaciones con dos propósitos principales: conocer de primera mano las instalaciones reales y cómo operan y obtener información respecto variada respecto a su morfología y régimen de funcionamiento.

6.1. Visita a las instalaciones.

Se visitaron un total de 5 instalaciones en el entorno de Zaragoza y se pudo obtener información de otras 9 más indirectamente. Todas ellas pertenecían a edificios con necesidades de climatización bastante contundentes (superiores a unos 500 KW aproximadamente) que se vieran beneficiados económicamente por el ahorro que supone una instalación de este tipo a pesar del desembolso inicial que supusiese.

Estas instalaciones poseían una serie de características en común y una serie de equipos. Cuanto mayor era la necesidad de climatización del edificio o cuanto mayor el problema producido si esta no es la correcta, mayor potencia de los equipos y/o mayor cantidad de equipos que realicen las mismas funciones. Por ejemplo, un hospital no puede quedarse sin climatización en un quirófano o un centro de datos no puede subsistir sin refrigeración.

Los equipos y sistemas comunes para todas las instalaciones son los siguientes:

- Una o varias enfriadoras/bombas de calor. Dichas enfriadoras podían trabajar en modo calefacción y/o refrigeración según se requiriese.
- Uno o varios intercambiadores de placas (al menos uno por enfriadora), siendo su función principal transferir el calor procedente del circuito de agua que conecta con la enfriadora (con el condensador si es para refrigeración y con el evaporador si es para calefacción) al circuito de pozos para ser evacuado.
- Pozo o pozos de captación y vertido. Permiten extraer agua del acuífero para después devolverla al pozo de vertido tras un intercambio térmico en el intercambiador de placas.
- Sistemas de bombeo. Permiten la propulsión del agua en los distintos puntos de la instalación. Destaca la bomba de pozo que extrae el agua de este y las bombas de impulsión a lo largo de todo el circuito de climatización las cuales suelen estar duplicadas para poder abastecer de caudal a toda la instalación.
- Fan-coils, climatizadoras y medios de difusión de calor. Aunque no van a ser analizados en este estudio, si son importante a la hora de difundir el calor o el frío a lo largo de toda la edificación.

6.1.1. Descripción

6.2. Información obtenida.

Las divisiones de mantenimiento visitadas han proporcionado en mayor o menor grado información sobre las instalaciones que regulan. De ellas se ha podido obtener la siguiente (no de todas ellas se han obtenido todos estos datos):

- Esquema de principio. Un plano topológico en el que se describe la instalación con las especificaciones básicas de cada uno de sus puntos relevantes (marca y modelo de los equipos, caudal proyectado para las bombas de impulsión, diámetro de tuberías...).
- Manuales o catálogos de los equipos. En ellos se recoge información sobre los parámetros básicos de funcionamiento de las máquinas aunque no siempre resultan suficientes para una simulación detallada.
- Datos de consumo eléctrico. Información sobre la cantidad de electricidad que consume la instalación a lo largo de un mes habitualmente.

6.3. Información no obtenida.

Se ha producido por varios motivos:

- Desinformación. Algunos de los datos que en un primer momento se solicitaron como por ejemplo algunos parámetros internos de las enfriadoras son desconocidos por parte de la empresa de mantenimiento por dos motivos: forman parte del secreto industrial del fabricante del equipo y porque realmente no son necesarios para la elaboración del proyecto dado que a la hora de su realización únicamente se busca que la instalación cumpla con las necesidades de climatización del edificio al margen de cómo estén operando los equipos.
- Falta de registro. Algunos parámetros no son registrados porque se consideran que no son necesarios para la monitorización de la instalación o bien porque no se ha tenido tiempo o los medios necesarios para su monitorización.

Actualmente el IGME monitoriza 4 variables relacionadas con los pozos de captación y vertido de todas las instalaciones geotérmicas de sistema abierto conocidas en el área metropolitana de Zaragoza: temperatura de captación del agua en el pozo de captación, caudal al que se extrae dicha agua, temperatura de vertido del agua en el pozo de vertido y caudal al que se vierte. Se ha tenido acceso a esta información para la realización de este estudio. También tiene instalados por toda la ciudad piezómetros capaces de medir la temperatura de un punto en concreto allí donde estén instalados.

6.4. Suposiciones y estimaciones.

Debido a las lagunas ocasionadas por la falta de información sobre las instalaciones deberá llevarse a cabo un proceso de ingeniería inversa en el cual mediante los datos conocidos pueda estimarse otra clase de variables. Un ejemplo de esto ha sido la información referente a la enfriadora cuyo ciclo de refrigeración se desconocía por completo a excepción del tipo de sub-equipos por los que pasa (condensador, evaporador, compresores y válvulas) y de las potencias térmicas y eléctricas que producirá y necesitará respectivamente para alcanzar una cierta temperatura en las aguas que calientan y enfrián (las cuales también se desconocen con concreción).

7. Elaboración del modelo de estudio.

Para analizar el problema necesario se requiere el planteamiento de un modelo de instalación general que pueda describir lo mejor posible cualquier instalación que se pretenda implementar en él. Tendrá las siguientes características principales:

- Simplicidad. Contiene todas las características básicas de la instalación simplificando los equipos (geometrías equivalentes o correlaciones de transferencia de calor, por ejemplo).
- Generalidad. Con el propósito de que el modelo sea adaptable a la mayor cantidad de instalaciones y condiciones de funcionamiento posibles se intentará establecer una serie de parámetros constantes para cualquier situación, sobre todo en relación con el ciclo de refrigeración del que luego se hablará. También se sustituirán en instalaciones que posean más de un equipo para la misma función por un único equipo trabajando con los mismos valores de potencia, caudal etc. que el conjunto de ellos.

Con estas características presentes, y debido a la falta de tiempo para una investigación más profunda, se ha decidido únicamente estudiar la instalación cuando abasteces de frío a las edificaciones ya que resulta el caso más interesante para el posterior estudio de su influencia en el acuífero.

7.1. Descripción modelo completo.

La instalación estudiada poseerá una serie de equipos interconectados entre sí que permitan la producción de frío para climatización.

La instalación poseerá los siguientes componentes:

- Pozo de captación. De él se extrae el agua que luego es calentada en el intercambiador de placas. Actúa de foco caliente. La temperatura a la que se extrae el agua es entorno a los 17°C (esta es la temperatura teórica para el acuífero del Ebro en Zaragoza, aunque en ocasiones, y debido a la influencia de otras instalaciones o de sí misma, puede ser mayor).
- Pozo de vertido. Es en el que se vierte el agua que ha sido calentada. Se vierte la misma cantidad de agua que se capta en el otro pozo teóricamente.
- Un intercambiador de placas. Es un equipo que consta de una serie de placas acanaladas por las que discurre el agua del acuífero por un lado y el del siguiente circuito por el otro. Su papel en la instalación es principalmente el de evitar que llegue a la enfriadora agua del pozo la cual puede formar lodos que podrían dañarla si el intercambio se produjese allí directamente, mientras que una placa de este intercambiador es fácilmente sustituible.

- Una enfriadora en modo refrigeración. Permite el abastecimiento de frío mediante un ciclo frigorífico simple. Integra los siguientes componentes:

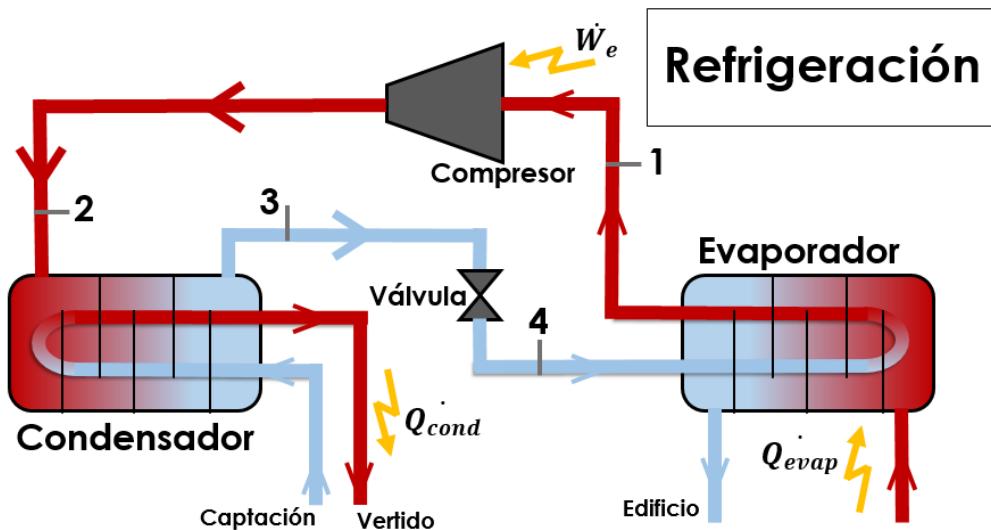


Figura [3]. Esquema de una enfriadora en modo refrigeración. Fuente: elaboración propia.

- *Condensador.* Se presenta como un intercambiador de carcasa y tubos. Es el equipo que evacúa calor del circuito de la enfriadora (circulando por la carcasa) hacia circuito que conecta con el intercambiador de placas (circulando por los tubos).
- *Evaporador.* Se presenta también como un intercambiador de carcasa y tubos. Este equipo absorbe calor del circuito de agua de los dispositivos de difusión del calor (circulando por la carcasa) hacia el circuito de la enfriadora (circulando por los tubos)
- *Compresor.* Permite el aumento presión y temperatura del gas mediante un aporte de energía eléctrica. Suele ser del tipo tornillo aunque a efectos prácticos no influirá en el estudio a realizar.
- *Válvula de cuatro vías.* Como solo trabajaremos con modo refrigeración no será necesaria incluirla de ninguna forma.
- *Válvula de expansión.* Permitirá simplemente igualar presiones entre el condensador y el evaporador para que pueda realizarse el ciclo correctamente.
- Sistema de tuberías. Se tendrá en cuenta las áreas y el material de estas para calcular las características del flujo si es necesario.
- Bomba de pozo en circuito 1. Permitirá extraer el agua del pozo de captación para luego ser habitualmente almacenada en un depósito. Dado que los pozos pueden alcanzar profundidades de entre 20 metros y 80 metros se requiere este tipo de bomba.
- Bomba de impulsión en circuito 1. Permite la impulsión del agua de pozo tras salir del depósito hacia los equipos.

- Bomba de impulsión en circuito 2.
- Bomba de impulsión en circuito 3.
- Además de todos estos elementos es conveniente también mencionar la presencia de un autómata (habitualmente de la casa Siemens) que permite el controlar toda la instalación y establecer alarmas si algo no funciona como debe.

Distinguiremos 4 circuitos distintos como ya se adelantaba:

- Circuito 1. Es el que conecta el pozo de captación con el intercambiador de placas y después con el pozo de vertido. Al ser un sistema geotérmico abierto el circuito también lo será (el agua que transcurre por la bomba y el intercambiador proviene del acuífero directamente). El fluido calo-portador, como cabía esperar, es agua del acuífero.
- Circuito 2. Es el que conecta el intercambiador de placas con el condensador de la enfriadora. El fluido calo-portador es en este caso también agua circulando en circuito cerrado (en ocasiones se utiliza también agua glicolada pero en Zaragoza no se ha encontrado ninguna instalación de este tipo de entre las visitadas).
- Circuito 3. El que circula por dentro de la enfriadora y del que se hablará más detalladamente en el punto 7.1.1. de esta memoria. El fluido calo-portador será el refrigerante R-134a, ya que es el que utilizaban todas las enfriadoras de las instalaciones visitadas.
- Circuito 4. Es el que comunica el evaporador de la enfriadora con los dispositivos de difusión de calor (fan-coils o suelo radiante, por ejemplo). El líquido calo-portador utilizado es agua de nuevo en circuito cerrado.

Para la distribución del calor, algunos equipos utilizan aire que al contacto con los tubos del circuito 4 se enfriá y enfriá la estancia.

Por otra parte, dada la falta de datos disponibles, se han tenido que realizar una serie de suposiciones basadas en conocimientos obtenidos sobre equipos similares a los utilizados y en datos que si se poseían.

7.1.1. Ciclo de refrigeración.

El ciclo de refrigeración que emplea la bomba de calor ha sido obtenido a partir de la herramienta Cool Pack del software EES. Esta permite el diseño de un ciclo de refrigeración simple mediante la introducción de ciertos valores conocidos: el calor del condensador o del evaporador, la potencia eléctrica consumida, el gas refrigerante utilizado (en nuestro caso R-134a) y el rendimiento del ciclo. Por otra parte, y para que el ciclo se adapte lo mejor posible al funcionamiento real de la enfriadora, pueden ser modificados también los valores de temperatura media del condensador y de temperatura media del evaporador además del valor del rendimiento del ciclo.

7.1.2. Equipos.

Se describirá a continuación los equipos empleados en el modelo.

7.1.2.1. Intercambiador de placas

Durante la recogida de información de las distintas instalaciones se comprobó que en la mayoría de ellas no se especificaba nada acerca de este, únicamente marca y modelo y en muchas ocasiones ni si quiera proporcionaban el número de placas empleado. Por otra parte, la mayoría de los catálogos disponibles para este tipo de equipo apenas informaban de parámetros tan importantes como la velocidad del fluido en su interior, el material de las placas, la potencia que son capaces de disipar etc.

Es por dicha falta de información por lo que se empleará un intercambiador equivalente de la marca Sedical del cual se posee un software de diseño que la casa ofrece. Para ello se introducirán una serie de datos en el programa, tal y como muestra la imagen inferior, correspondientes al intercambiador real de la instalación. El programa devolverá un modelo de intercambiador concreto con todas sus especificaciones técnicas.

7.1.2.2. Bomba de calor / Enfriadora

Este es el equipo principal de la instalación. Dado que en este estudio únicamente se examinará este equipo trabajando en modo refrigeración o verano, no será necesario permutar la funcionalidad de los componentes que permiten el intercambio de calor, es decir, el condensador estará únicamente en contacto con el circuito que conecta con el intercambiador de placas y el evaporador con el circuito que permite la difusión del calor.

En los catálogos de enfriadoras encontrados no se hace una descripción detallada de los componentes que integra, únicamente se describe el tipo de componente (por ejemplo, el condensador: de carcasa y tubos de 19 mm de diámetro exterior) por lo que se ha tenido que realizar el diseño de cada uno de ellos basándose en otros equipos independientes diseñados por otros fabricantes. Para la definición de las geometrías de los equipos se han empleado información de los catálogos (si existía), imágenes de equipos similares etc.

Se describirá a continuación las características de diseño de sus componentes:

7.1.2.2.1. Condensador.

Su función es la de evacuar el calor producido durante el ciclo frigorífico de la enfriadora hacia el exterior (en nuestro caso hacia el intercambiador de placas que conecta a su vez con el pozo de vertido. Se definirá por sus características dinámicas, las cuales vendrán dadas por la bomba de impulsión del circuito 2 en el lado del agua y por el caudal másico obtenido con la herramienta CoolPack de EES, y por sus características geométricas las cuales se obtendrán por varios medios:

- Las dimensiones de la carcasa suelen venir definidas en los esquemas del catálogo de la enfriadora por lo que no suele haber problema para su obtención. Estos son la longitud de la carcasa, su diámetro y el diámetro de las conexiones.
- De los tubos lo único que se suele conocer de ellos es su diámetro y su material dado que aparece habitualmente en el catálogo. Puede llegar a adivinarse el número de pasos de tubos por la carcasa viendo también los dibujos y esquemas.

- Por otra parte, se desconoce el número de tubos, su longitud, su diámetro interno, su disposición, las dimensiones de sus aletas, su factor de ensuciamiento y el factor de pérdidas de carga en los codos (en el caso de ser de varios pasos).
 - Para el cálculo del número de tubos se realizarán las siguientes suposiciones:
 - $R_{ce} \equiv \text{Radio de la carcasa} = 248 \text{ mm.}$
 - $R_{ci} \equiv \text{Radio interno de la carcasa} = 0,9 * R_{ce}.$
 - $e \equiv \text{Separación entre pasos} = 0,1 * R_{ce}.$
 - $D_e \equiv \text{Diámetro exterior de los tubos} = 19 \text{ mm.}$
 - $P' \equiv \text{Espacio entre tubos} = R_{ce} * 0,025.$
 - $P \equiv \text{Espacio entre los centros de 2 tubos.}$
 - El número de tubos total habrá de ser un número entero.
 - Los tubos se encuentran dispuestos al tres bolillo.
 - La disposición en la carcasa es hexagonal con un espacio entre los pasos.

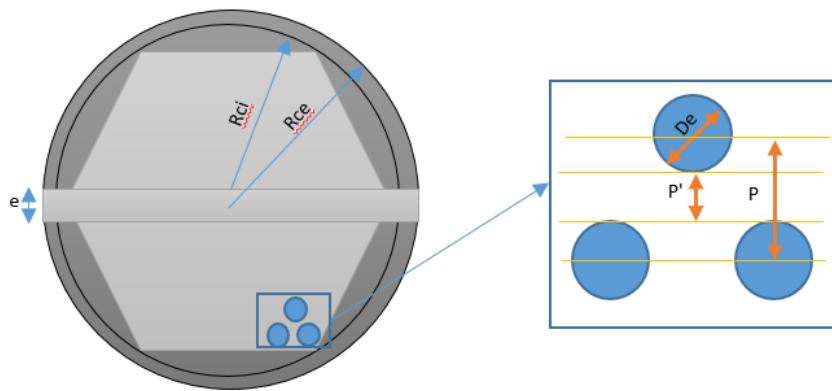


Figura [4]. Esquema de un intercambiador de carcasa y tubos y detalle de la disposición de los tubos. Fuente: elaboración propia.

- La longitud de los tubos se supondrá que es la misma que la de la carcasa.
- Para saber el diámetro interior de los tubos se optó por buscar catálogos de fabricantes de tubos con medidas estándar y comprobar para el diámetro exterior conocido del tubo cuál era el interior. El fabricante que proporcionó esta información fue La Farga y se usan tubos "Climatub" de diámetro exterior 3/4' (aproximadamente 19mm) dado que muchas enfriadoras utilizan este diámetro exterior y espesor de 1mm.
- Aunque se sabe que los tubos poseen aletas externas habitualmente se desconoce totalmente las dimensiones de estas por lo que se escogerá un factor corrector que supla esta falta de información, se buscará otro

fabricante de tubos aletados que disponga de información suficiente para su simulación o se omitirán.

7.1.2.2.2. Evaporador.

Su función es la de evacuar el calor presente en el circuito de agua que conecta con las estancias del edificio hacia la enfriadora para luego ser evacuado en el condensador como ya se ha explicado en el punto anterior. Su geometría y dinámica es muy similar a la del condensador. Como excepción a esto, el aletado es interno en lugar de externo en sus tubos. Por simplificar los cálculos, se supondrá que constructivamente es el mismo equipo.

7.1.2.2.3. Compresor.

Su característica más destacable es la potencia eléctrica que consume que se traducirá en potencia mecánica y un rendimiento. La potencia eléctrica consumida aparece en todos los catálogos.

7.1.2.2.4. Válvula de expansión.

Supondrá simplemente la forma de igualar las presiones.

7.1.3. Demandas de energía.

Dado que se desconocen las demandas energéticas de los edificios y no se obtuvieron en las visitas ningún estudio más detallados sobre sus necesidades de climatización estacional, se tomará como dato de entrada el calor absorbido en el evaporador hacia la instalación según la tabla del catálogo de la enfriadora para más adelante, si se obtienen datos de la demanda eléctrica reales por ejemplo, utilizar estos como dato de entrada.

7.2. Descripción modelo simplificado. Modelo final

Al haberse encontrado tantas variables desconocidas pero que resultaban de vital importancia para el cálculo del modelo que se planteaba anteriormente y que su estimación supondría reducir la precisión de éste, se ha optado por plantear un modelo más simplificado que conectase las variables mínimas que permitiesen definir la instalación con la mayor fidelidad a la realidad posible.

Dicho modelo se basa en la premisa de que la mayoría de las instalaciones proyectadas establecen que el calor evacuado en el condensador es el mismo que el evacuado en el intercambiador de placas. Esto no es del todo cierto puesto que siempre se producen pérdidas de calor en mayor o menor medida relacionadas con un aislamiento insuficiente, rozamientos con superficies etc. Sin embargo en este caso esta premisa puede tomarse como válida por varios motivos:

- Por la funcionalidad del intercambiador de placas: como ya se explicaba anteriormente el propósito de este equipo es la de no estropear la enfriadora con suciedad proveniente del agua del pozo por lo que tiene sentido que el calor producido en el condensador se transmita íntegramente al intercambiador de placas.

- Los tubos que conectan el condensador con el intercambiador de placas se encuentran aislados térmicamente. Esto hará que las pérdidas de calor en las tuberías que los conectan se minimicen haciendo que se transmita el calor desde condensador lo mejor posible.

Sabido esto, para el modelo simplificado se establecerían las siguientes premisas:

- Tal y como se dejaba entrever, para esta simplificación solamente se modelará el intercambiador de placas utilizando como se mencionaba en punto 7.1.2.1. el software de la casa Sedical para conocer sus especificaciones técnicas de acuerdo con los datos de caudal, potencia y temperaturas máximos que se establecen en el proyecto de la instalación. También se considerarán los caudales proporcionados por la bomba de impulsión del circuito 1 y del circuito 2.
- Para relacionar este intercambiador con el calor evacuado desde el condensador y por tanto con la enfriadora, y dadas las curvas o tablas del catálogo de esta que definen su potencia consumida por el compresor, su calor evacuado en el condensador y el calor absorbido en el evaporador en relación con la temperatura del agua a la salida del condensador (circuito 2) y del agua a la salida del evaporador (circuito 4); se calculan las ecuaciones que definen estas variables en función de las temperaturas mencionadas. De esta manera también podrán establecerse límites de funcionamiento de los equipos según las temperaturas máximas o mínimas que pueden alcanzar.
- Asimismo, si se conociese el calor evacuado en el condensador (relacionado con la demanda energética) o la potencia eléctrica consumida por la instalación, podría conocerse con ayuda de las tablas el calor evacuado en el intercambiador de placas directamente.

Con esta simplificación se ahorra entonces los errores cometidos al calcular el ciclo de refrigeración con la herramienta CoolPack, dado que no se conoce si quiera cuál es la temperatura del condensador ni la del evaporador o el flujo mísico de refrigerante, y los errores al hacer suposiciones sobre la geometría del equipo.

8. Implantación del modelo en instalación real.

La instalación seleccionada para comprobar el funcionamiento del modelo es la instalación de la Biblioteca de Humanidades María Moliner en el Campus San Francisco de la Universidad de Zaragoza. Se ha escogido por varios motivos:

- Tamaño. Al ser un edificio relativamente pequeño no precisa de un gran número de equipos por lo que simplifica la simulación.
- Disposición de información. No solo referido a la proporcionada por el equipo de mantenimiento de esta (Unidad Técnica de Construcción y Energía) sino por la facilidad de encontrar los catálogos de los equipos que poseen.

La instalación se compone de los siguientes equipos (se aportan los valores nominales establecidos en el proyecto de la instalación).

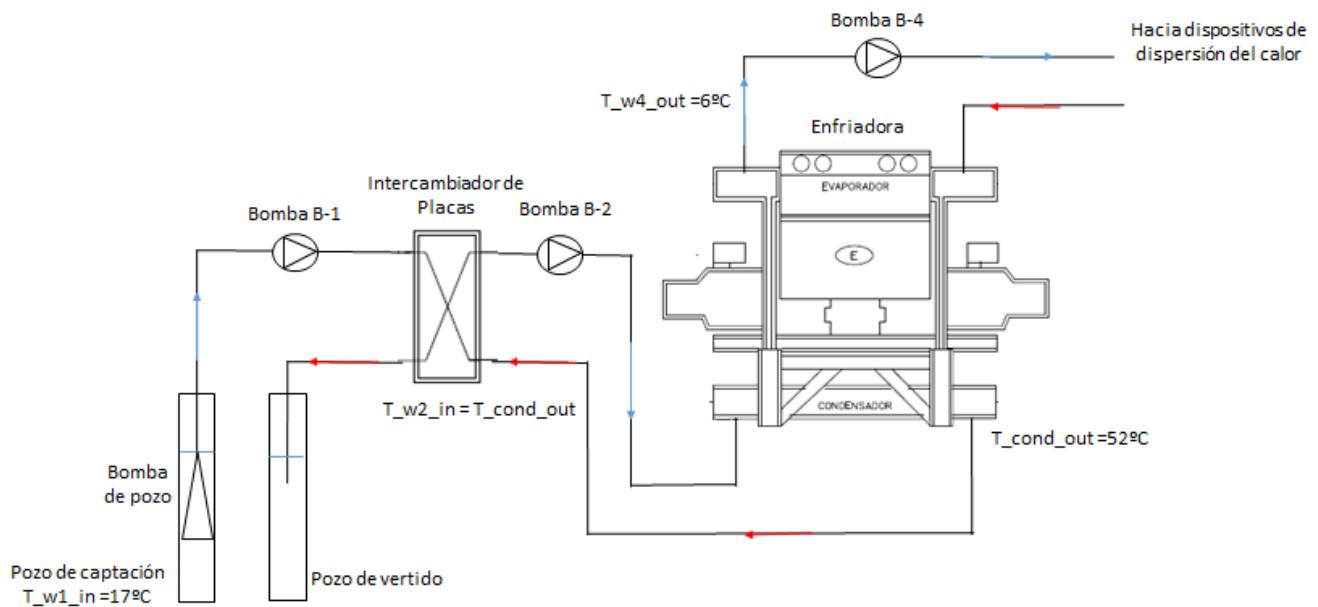


Figura [5]. Esquema de una instalación de climatización con bomba de calor geotérmica en sistema abierto. Fuente: Elaboración propia.

El esquema de principio mostrará en este trabajo por respetar la confidencialidad de su proyecto.

- Pozo de captación y pozo de vertido. Ambos dos de unos 43 m de profundidad y captando agua a 17°C aproximadamente.
- Enfriadora. De la marca York modelo LCHHM 150 WL con R134a como líquido refrigerante y una potencia de refrigeración en verano proyectada de 402 kW. De su catálogo han podido extraérsela siguiente información:
 - Circuito que lleva a cabo el R134a en la máquina junto con descripciones de los equipos individuales.

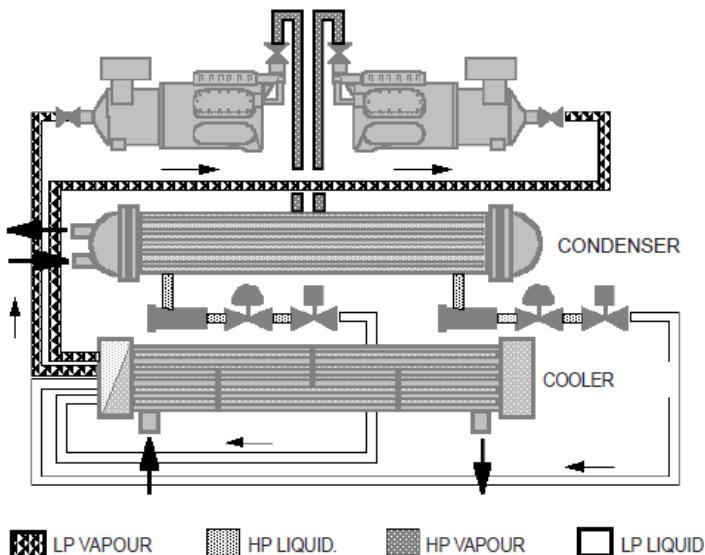


Figura [6]. Esquema de la enfriadora LCHHM-WL y su movimiento de fluidos. Fuente: Catálogo YORK LCHM & LCHHM-WL Millennium TM PACKAGED WATER COOLED CHILLERS.

- Las pérdidas de presión en el condensador ($\Delta P_{cond}=0,1$ bar) y el evaporador ($\Delta P_{evap}=0,3$ bar).
- La potencia del compresor junto con los calores disipados y absorbidos por el condensador y el evaporador respectivamente respecto a las temperaturas de salida del agua de esto.

Temperatura del agua a la salida del evaporador [°C]	Temperatura del agua a la salida del condensador [°C]																	
	30			35			40			45			50			55		
	Q _{evap} [Kw]	W [Kw]	Q _{cond} [Kw]	Q _{evap} [Kw]	W [Kw]	Q _{cond} [Kw]	Q _{evap} [Kw]	W [Kw]	Q _{cond} [Kw]	Q _{evap} [Kw]	W [Kw]	Q _{cond} [Kw]	Q _{evap} [Kw]	W [Kw]	Q _{cond} [Kw]	Q _{evap} [Kw]	W [Kw]	Q _{cond} [Kw]
4	506	113	613	478	121	588	441	128	563	409	134	536	377	139	509	345	143	481
6	549	115	658	515	124	633	481	132	606	448	139	580	415	145	553	382	150	525
8	592	118	704	557	127	678	522	136	651	487	144	624	452	151	595	418	157	567
10	635	120	749	598	130	722	562	140	695	526	149	667	490	157	639	454	164	610

Tabla [1]. Potencias y calores en el condensador y en el evaporador en función de la temperatura de salida del agua en el evaporador y la temperatura de salida del agua en el condensador. Fuente: Catálogo YORK LCHM & LCHHM-WL Millennium TM PACKAGED WATER COOLED CHILLERS. Maquetación propia.

- La potencia eléctrica máxima que es capaz de admitir (164kW)
- La temperatura máxima y mínima del agua a la salida del condensador es de 55 y 30°C respectivamente.
- La temperatura máxima y mínima del agua a la salida del evaporador es de 10 y 4°C respectivamente.
- Dimensiones externas de la máquina.

- Intercambiador de placas. Es de la marca Alfa Laval modelo M10B – FM 101. Como no se ha encontrado información detallada de este intercambiador se ha sustituido por uno equivalente utilizando el software de Sedical obteniéndose el intercambiador UFP – 100 / 40 L – H1 – PN10. Se introdujeron los siguientes datos para su obtención quedando modificados los caudales ligeramente por el programa para encontrar el intercambiador que más se adapte.
- En el ANEXO I se expone la ficha técnica de intercambiador Sedical.
- Bombas de impulsión. Existen varias pero cabe destacar la que se encuentra después del depósito en el circuito 1 (bomba B-1) con un caudal máximo $q_1 = 46612 \text{ l/h} = 12,95 \text{ l/s}$, la del circuito 2 (bomba b-2) con caudal fijo $q_2 = 69144 \text{ l/h} = 19,2 \text{ l/s}$ y la del circuito 4 (bomba b-4) con un caudal fijo $q_4 = 69144 \text{ l/h} = 19,2 \text{ l/s}$. Dado que el caudal de la bomba B-1 es variable fue necesario establecer cuáles eran sus límites de funcionamiento y para ello se consultó su ficha técnica, hecho que no fue necesario para las otras. La bomba B-1 es una Grundfos LPD 80-125/128 y su ficha técnica se adjunta en el ANEXO I.
- Bomba de pozo. No se considerará en la simulación
- Válvulas. Se abren y cierran para modificar el circuito para verano e invierno, para controlar el paso de agua a elementos.
- Tuberías. Por simplificar todas serán de diámetro 100 mm.
- Depósito atmosférico para el agua captada en el pozo de 12000 l.

Distinguiremos tal y como se adelantaba en el apartado anterior 2 modelos: uno completo con todos los equipos y uno simplificado con solo el estudio del intercambiador de placas en los circuitos 1 y 2.

9. Simulación del modelo en instalación real.

La simulación del modelo se ha realizado con el software EES. Se llevaron a cabo los siguientes pasos:

- Simulación de los equipos uno a uno. En primer lugar el intercambiador de placas, después el condensador de la enfriadora y más tarde (y por separado) el evaporador. Este paso se realizó para valores estáticos de potencia y calor correspondientes a unas temperaturas únicas de salida del agua del condensador y el evaporador respectivamente (datos del esquema de principio de la instalación) para facilitar los cálculos.
- Simulación de los equipos en conjunto. Aquí se incluyeron los parámetros del compresor y la válvula que permitían la unión entre el condensador y el evaporador. También se unificaron las variables comunes a las simulaciones individuales.
- Simplificación del modelo. Se optó finalmente por solo simular el intercambiador de placas por los motivos anteriormente mencionados para los valores del esquema de principio.
- Simulación del modelo simplificado para cualquier valor de calor y potencia, relacionando así el intercambiador de placas con la enfriadora y las demandas requeridas. Para ello se calculará la ecuación que describa la tabla de calores y potencias del catálogo de la enfriadora.

9.1. Características de diseño de los equipos.

9.1.1. Intercambiador de placas.

Se simulará para valores de diseño del proyecto establecidos en el esquema de principio.

Datos disponibles (obtenidos de la ficha técnica del intercambiador Sedical):

- Datos geométricos:
 - Altura (L) x anchura (H) = 1,070m x 0,46m.
 - Espesor de placa = 0,5 mm.
 - Número de placas = 40.
 - Número de canales = 39, de los cuales 19 pertenecen al circuito 1 y 20 al circuito 2.
 - En las condiciones de diseño indicadas en el esquema de principio se establece que el espesor de los canales (e_1 y e_2) será de 0,8mm y deberá sustituirse este valor para cálculos posteriores en otras condiciones. Por simplificar se considerará que estos canales son rectangulares y de dimensiones $e_1 \times H$ y $e_2 \times H$.
 - Área efectiva de intercambio = 9,11 m².

- Datos dinámicos:
 - Caudal del circuito 1 (q_1) en su valor de diseño = 46612 l/h
 - Caudal del circuito 2 (q_2) en su valor de diseño = 69144 l/h
 - El catálogo establece las velocidades del agua en los conductos de las placas del intercambiador para el circuito 1 ($v_1 = 1,82$ m/s) y para el circuito 2 ($v_2 = 2,61$ m/s). Con estos valores y con el del caudal se calcula el espesor de los canales e_1 y e_2 . Cuando se trabaje con las tablas de calores y potencia la velocidad v_1 será variable y la v_2 constante.
 - El flujo másico sale de aplicar: $\dot{m}_{canal} \left[\frac{kg}{s} \right] = \rho \left[\frac{kg}{m^3} \right] * q \left[\frac{m^3}{s} \right]$ siendo ρ la densidad del agua y q el caudal en los canales del circuito 1 o del circuito 2.

9.1.2. Condensador.

Se simulará para valores de diseño del proyecto establecidos en el esquema de principio (se recuerda que el lado del refrigerante es la carcasa y el del agua del circuito 2 es el de los tubos).

Datos disponibles (obtenidos del catálogo de la enfriadora):

- Datos geométricos:
 - Diámetro exterior de los tubos = 19 mm.
 - Radio de la carcasa = 0,248 m.
 - Longitud de la carcasa = 2.905 m.
 - Número de pasos = 2 (se obtiene de ver los esquemas de la enfriadora).
- Datos dinámicos:
 - Caudal del circuito 2 (q_2) en su valor de diseño = 69144 l/h
 - La velocidad v_2 en los tubos se calculará sabiendo a partir de caudal q_2 y el área de paso de un tubo A_2 con $q_2 \left[\frac{m^3}{s} \right] = v_{2,con} \left[\frac{m}{s} \right] * A_{w3} \left[m^2 \right]$, siendo
 - El flujo másico sale de aplicar: $\dot{m}_2 \left[\frac{kg}{s} \right] = \rho_{w2} \left[\frac{kg}{m^3} \right] * q_2 \left[\frac{m^3}{s} \right]$ siendo ρ_2 la densidad del agua en los tubos y q_2 el caudal en los tubos o en la carcasa respectivamente.

Datos estimados:

- Datos geométricos:
 - Número de tubos = 117 (obtenido del cálculo expuesto en el apartado 7.1.2.2.1).

- Espesor de los tubos = 1 mm (se toman como referencia los tubos de la marca La Farga mencionados en el apartado 7.1.2.2.1).
- Para la longitud de los tubos se tomará el mismo valor que el de la longitud de la carcasa.
- La disposición de los tubos será al tres bolillo con $S_t = 26,71$ mm, $S_d = 28,81$ mm y $S_l = 25,53$ mm.

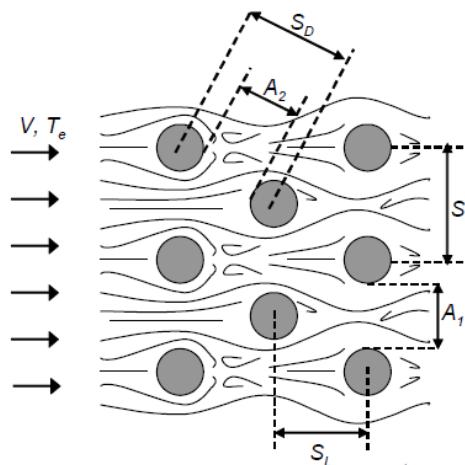


Figura [7]. Disposición de tubos al tres bolillo parámetros que lo definen. Fuente: Transferencia de Calor y Masa, Yunu a. Çengel, 3^a edición, McGraw-Hill

- Datos dinámicos:

- El flujo másico se obtiene a partir de la herramienta CoolPack con un valor $\dot{m}_3 = 3,1 \text{ kg/s}$
- La velocidad del refrigerante v_3 en la carcasa se calculará de nuevo aplicando

$$\dot{m}_3 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] = \rho_{r1} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * q_3 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] = \rho_{r1} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * v_e \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] * A_{carcasa} \left[\text{m}^2 \right]$$

- Dada esta disposición y que $A_1 > 2 * A_2$ vista en la figura anterior se aplicará la siguiente velocidad máxima para el cálculo del número de Reynolds:

$$v_{3máx} = \frac{S_t * v_3}{2 * (S_d - D_{ext,tubo})}$$

9.1.3. Evaporador.

Para el evaporador se tomará la misma geometría que la del condensador. Sin embargo, en esta ocasión el refrigerante circulará por los tubos en lugar de por la carcasa y por esta última circulará el agua que va a los dispositivos de dispersión del calor, además el caudal utilizado para el lado agua será el de la bomba B-4 del circuito 4.

9.2. Características y propiedades de los flujos

9.2.1. Circuito 1

- Temperatura de entrada al intercambiador (que coincidirá con la de captación del agua del pozo): $T_{w1in} = 17^\circ C$. La temperatura de salida se obtendrá más tarde en el apartado 9.4 con la temperatura logarítmica media.
- Presión en la entrada del intercambiador: $P_{w1in} = 1,95 \text{ bar}$ Este valor resulta de la suma de las alturas que proporcionan la bomba y el depósito atmosférico que lo abastece.

$$H_{interin} = H_D + H_{B-1} - h(q_1) = 10,47 + 9,5 - 0,55 = 19,42 \text{ m. c. a}$$

$$\approx 1,94 \text{ bar}$$

La aproximación es admisible puesto que los términos que incluyen el caudal son muy pequeños.

$$H_D = \frac{P}{\rho * g} + \frac{1}{2} * \frac{q_1^2}{g * S^2} + z$$

$$= \frac{1[\text{atm}]}{1000 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * 9,81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]} + \frac{1}{2} * \frac{46612^2 \left[\frac{\text{L}}{\text{s}} \right]^2}{9,81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] * \left(\pi * \left(\frac{0,1}{2} [\text{m}] \right)^2 \right)^2}$$

$$+ 0[\text{m}] = 10,33 + 0,14 + 0 = 10,47 \text{ m. c. a.}$$

$H_{B-1} = 9,5 \text{ m. c. a.}$ (Según información de la bomba para ese caudal)

$$h(q_1) = f * \frac{L}{D} * \frac{1}{2} * \frac{q^2}{g * S^2}$$

$$= 0,04 * \frac{10[\text{m}]}{0,1[\text{m}]} * \frac{1}{2} * \frac{46612^2 \left[\frac{\text{L}}{\text{s}} \right]^2}{9,81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] * \left(\pi * \left(\frac{0,1}{2} [\text{m}] \right)^2 \right)^2}$$

$$= 0,55 \text{ m. c. a.}$$

Donde $H_{interin}$ es la altura a la que se encuentra el intercambiador de placas, H_D es la altura del depósito, H_{B-1} es la altura que proporciona la bomba y $h(q_1)$ son las pérdidas lineales en las tuberías. Por otro lado, P es la presión en bar, ρ es la densidad del agua, g es la aceleración de la gravedad, S es el área del conducto, Q es el caudal que pasa por dicho conducto que corresponde al de la bomba B-1, z es la altura a la que se encuentran (depósito y bomba están a la misma altura que intercambiador, por tanto $z = 0 \text{ m}$), f es el factor de fricción de la tubería y L es la longitud de la tubería. Sobre esta última variable, se desconoce la L real pero dado que este término no afecta en gran medida al resultado final de la presión se propone un valor desfavorable para comprobar su influencia en el resultado final de la $h(q_1)$.

- La Presión de salida del intercambiador se calcula restarle las pérdidas de carga correspondientes al paso por el intercambiador y por el paso por las conexiones de éste.

$$P_{w1out} = P_{w1in} - \Delta P_{w1inter} - \Delta P_{w1conex} \\ = 1,95 - 0,249 - 0,015 = 1,686 \text{ bar}$$

- Las demás propiedades del flujo en este lado (densidad, conductividad térmica, viscosidad dinámica y cinemática, calor específico y el número de Prandtl) se obtendrán mediante la librería de propiedades del software EES a temperatura y presión media entre la entrada y la salida.

9.2.2. Circuito 2

- Temperatura de entrada al intercambiador (que coincidirá con la de salida del condensador de la enfriadora en el modelo sencillo): $T_{w2in} = 52^\circ\text{C}$. La temperatura de salida se obtendrá más tarde.
- Presión en la entrada del intercambiador dependerá la presión que suministre la bomba y de las pérdidas de carga en el condensador:

$$P_{w2in} = P_{w2B} - \Delta P_{w2cond} = 1,2 - 0,1 = 1,1 \text{ bar}$$

Donde P_{w2B} se obtiene de:

$$H_{B-2} = \frac{P_{w2B}}{\rho * g} \rightarrow P_{w2B} = H_{B-2} * \rho * g = 12[\text{m}] * 1000 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * 9,81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] \\ = 1,18 \text{ bar} \approx 1,2 \text{ bar}$$

- La Presión de salida del intercambiador se calcula restarle las pérdidas de carga correspondientes al paso por el intercambiador y por el paso por las conexiones de éste.

$$P_{w2out} = P_{w2in} - \Delta P_{w2inter} - \Delta P_{w2conex} = 1,1 - 0,482 - 0,0342 \\ = 0,584 \text{ bar}$$

- Las demás propiedades del flujo en este lado se obtendrán con el mismo método que las del circuito 1 a presión media entre la entrada y la salida.

9.2.3. Circuito 3

Los valores que adopta cada estado del ciclo de refrigeración se especifican en el ANEXO II mediante imágenes del programa.

9.2.4. Circuito 4

- Temperatura de salida del evaporador para condiciones de diseño será $T_{w4in} = 6^\circ\text{C}$. La temperatura de entrada será la que venga tras haber transcurrido por la zona que se quiere climatizar.
- La Presión de salida del intercambiador se calcula restarle las pérdidas de carga correspondientes al paso por evaporador.

$$P_{w4out} = P_{w4in} - \Delta P_{w4evap} = 1,4 - 0,3 = 1,1 \text{ bar}$$

- Las demás propiedades del flujo en este lado (densidad, conductividad térmica, viscosidad dinámica y cinemática, calor específico y el número de Prandtl) se obtendrán mediante la librería de propiedades del software EES a temperatura y presión media entre la entrada y la salida.

9.3. Simulación del conjunto

Termodinámicamente hablando, el procedimiento de cálculo será similar al utilizado en el apartado 9.4 para hablar del modelo simplificado.

9.4. Simulación del modelo simplificado para condiciones de diseño

La simulación del modelo de estudio consistirá básicamente en el análisis de transferencia de calor entre el circuito 1 (agua de pozo) y el circuito 2.

En primer lugar se comenzará con el análisis de la transferencia de energía entre la superficie sólida (las placas) y los líquidos (agua de los circuitos 1 y 2) adyacentes que se encuentran en movimiento por los canales generados por el conjunto de dichas superficies, es decir, la transferencia de calor por convección forzada interior entre ellos. Dado que por la complejidad del problema no es posible alcanzar una solución teórica, se optará por el uso de relaciones experimentales basados en análisis dimensional en combinación con la Ley de enfriamiento de Newton (con posibles errores superiores al 10%).

$$Q_{interP} = \dot{m} * cp * (T_{ms} - T_{me}) \rightarrow Q_{interP} = U * A_{canal} * (T_s - T_m)_{prom} \\ = U * A_{canal} * \Delta T_{lm}$$

Siendo T_{ms} la temperatura media a la salida, T_{me} la temperatura media a la entrada, T_s es la temperatura de la superficie de la placa, T_m la temperatura media del fluido y U el coeficiente de convección global del intercambio.

La temperatura logarítmica media surge de la necesidad de encontrar una variación de temperaturas promedio que describa la diferencia entre la temperatura de la superficie de la placa (constante) y la del fluido en movimiento (variable). Se calcula como:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_{w1} - \Delta T_{w2}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{w1}}{\Delta T_{w2}}\right)} \text{ siendo } \begin{cases} \Delta T_{w1} = T_{w2in} - T_{w1out} \\ \Delta T_{w2} = T_{w2out} - T_{w1in} \end{cases}$$

El coeficiente de convección U , engloba todos los efectos de la transferencia de calor entre los dos fluidos a cada lado de las placas. Se calculará como:

$$\frac{1}{U_{interP}} = \frac{1}{h_{w1}} + \frac{1}{h_{w2}} + R_{ensuciamiento}$$

Donde h_{w1} es el coeficiente de convección del agua del circuito 1 h_{w2} es el coeficiente de convección del agua en el circuito 2 y $R_{ensuciamiento}$ es una resistencia

adicional que se forma debido al posible ensuciamiento de las placas y que viene dada en la ficha técnica del intercambiador de placas.

Cada uno de esos coeficientes h de convección se puede determinar experimentalmente y expresarse en función de números adimensionales como ya se comentaba anteriormente. Concretamente el número de Nusselt representa la relación entre la transferencia de calor por convección y la transferencia de calor si ocurriera solamente por conducción y puede estimarse dependiendo de las configuraciones en las que se dé el intercambio (flujo laminar o turbulento, geometría...). Para convección forzada el número de Nusselt dependerá del número de Reynolds y del de Prandtl.

$$Nu = \frac{\text{Transferencia de } Q \text{ por convección}}{\text{Transferencia de } Q \text{ por conducción}} = \frac{h * D_h}{k} = Nu(Re, Pr)$$

Donde D_h es la longitud característica que, al tratarse de una placa plana, puede establecerse como el diámetro hidráulico del canal entre placas y que se calcula como

$$D_h = 4 * \frac{A_{canal}}{\text{Perímetro}_{canal}} = 1,597 \text{ mm}, \quad \text{siendo} \quad A_{canal} = e_1 * H = e_2 * H \text{ y} \\ \text{Perímetro}_{canal} = 2 * H + 2 * e_1.$$

Comenzaremos calculando el número de Reynolds para los dos flujos:

$$Re_{w1} = v_1 * \frac{d_h}{visc_{w1}} = 1,82 \left[\frac{m}{s} \right] * \frac{0,001597[m]}{9,431 * 10^{-7} \left[\frac{m^2}{s} \right]} = 3050 \text{ (Flujo Turbulento)}$$

$$Re_{w2} = v_2 * \frac{d_h}{visc_{w2}} = 2,61 \left[\frac{m}{s} \right] * \frac{0,001597[m]}{5,675 * 10^{-7} \left[\frac{m^2}{s} \right]} = 7345 \text{ (Flujo Turbulento)}$$

Sabiendo que ambos flujos pueden considerarse turbulentos y que el flujo discurre sobre placa plana escogemos de entre las correlaciones experimentales existentes la que más se adapte a las condiciones establecidas con la mejor precisión posible. Escogemos la correlación de Gnielinski (1976) por ser la más precisa para estas circunstancias ($2300 < Re < 5000000$ y $0,5 \leq Pr \leq 2000$):

$$Nu = \frac{(f/8) * (Re - 1000) * Pr}{1 + 12,7 * (f/8)^{0,5} * (Pr^{2/3} - 1)}$$

Siendo $f \equiv \text{factor de fricción} = (0,79 * \ln(Re) - 1,64)^{-2}$

Para los dos flujos el Nusselt resultará:

$$Nu_{w1} = \frac{(f_{w1}/8) * (Re_{w1} - 1000) * Pr_{w1}}{1 + 12,7 * (f_{w1}/8)^{0,5} * (Pr_{w1}^{2/3} - 1)} = 23,14$$

$$Nu_{w2} = \frac{(f_{w2}/8) * (Re_{w2} - 1000) * Pr_{w2}}{1 + 12,7 * (f_{w2}/8)^{0,5} * (Pr_{w2}^{2/3} - 1)} = 46,89$$

Con $f_{w1} = 0,04506$ y $f_{w2} = 0,03439$.

Con esto sacamos el coeficiente de convección directamente:

$$Nu = \frac{h * D_h}{k} \rightarrow \begin{cases} h_{w1} = 8398 \left[\frac{kW}{m^2 * K} \right] \\ h_{w2} = 18461 \left[\frac{kW}{m^2 * K} \right] \end{cases}$$

Con todo esto podremos obtener directamente el coeficiente de convección global U .

$$\begin{aligned} \frac{1}{U_{interP}} &= \frac{1}{h_{w1}} + \frac{1}{h_{w2}} + R_{ensuciamiento} = \frac{1}{8398} + \frac{1}{18461} + 0,0002595 \rightarrow U_{interP} \\ &= 2311 \frac{kW}{m^2 * K} \end{aligned}$$

Introducimos el valor en el balance de energía para obtener el valor de la temperatura logarítmica media:

$$Q_{interP} = U * A_{canal} * \Delta T_{lm} \rightarrow \Delta T_{lm} = 26,34 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Para encontrar las temperaturas que quedan por calcular se establecerá que el calor que evacúa el agua del circuito 2 en el intercambiador de placas sea el mismo que el que absorba el circuito 1.

$$\dot{Q}_{w1} = \dot{Q}_{w2} = \dot{Q}_{interP} \rightarrow \begin{cases} \dot{Q}_{interP} = \dot{m}_1 * cp_{w1} * (T_{w1out} - T_{w1in}) \\ \dot{Q}_{interP} = \dot{m}_2 * cp_{w2} * (T_{w2in} - T_{w2out}) \end{cases}$$

De aquí obtendremos todas las temperaturas que quedaban quedando definido por completo el problema:

$$T_{w1out} = 27,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{w2out} = 45,02 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Estos valores son muy similares a los propuestos en el esquema de principio $T_{w1out} = 27 \text{ }^{\circ}\text{C}$ y $T_{w2out} = 45,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$ por lo que podemos dar todo el modelo como válido.

Por último se comprobaron los valores de eficiencia con el método NTU-Eficiencia y se obtuvieron valores muy próximos a los de la ficha técnica (en modelo $NTU = 0,38$ y en ficha Técnica $NTU = 0,37$).

9.5. Simulación del modelo simplificado con variación de calores y potencias.

En este apartado se sustituirá los el valor de diseño del calor producido en el condensador (el calor del intercambiador de placas en este caso) por una ecuación que lo calcule según la tabla del manual de la enfriadora en función de la temperatura del agua a la salida del condensador y a la a la salida del evaporador. Por otra parte se hará la misma operación para obtener las ecuaciones que definen la potencia consumida y el calor en el evaporador. Finalmente se calculará el COP de la instalación (dada la falta de información se considerará la potencia eléctrica total de la instalación como la potencia de las tablas).

9.5.1. Tablas de calores y potencias

Dado que los datos sobre calores y potencias en el caso de esta enfriadora se presentaban en forma de tabla, se precisó hallar cada una de las variables que describía en función de las temperaturas del agua a la salida del condensador y del evaporador.

Las ecuaciones obtenidas fueron:

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = ((0,0009 * (\text{T}_{\text{cond}}_{\text{out}}^2)) - (0,1226 * \text{T}_{\text{cond}}_{\text{out}}) + 25,599) * \text{T}_{\text{evap}}_{\text{out}} + ((-0,0185 * (\text{T}_{\text{cond}}_{\text{out}}^2)) - (3,4909 * \text{T}_{\text{cond}}_{\text{out}}) + 643,55)$$

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = ((0,0004 * (\text{T}_{\text{cond}}_{\text{out}}^2)) - (0,1654 * \text{T}_{\text{cond}}_{\text{out}}) + 26,135) * \text{T}_{\text{evap}}_{\text{out}} + ((0,0053 * (\text{T}_{\text{cond}}_{\text{out}}^2)) - (6,331 * \text{T}_{\text{cond}}_{\text{out}}) + 605,05)$$

$$\dot{W} = ((0,0007 * (\text{T}_{\text{cond}}_{\text{out}}^2)) + (0,0336 * \text{T}_{\text{cond}}_{\text{out}}) - 0,4857) * \text{T}_{\text{evap}}_{\text{out}} + ((-0,0232 * (\text{T}_{\text{cond}}_{\text{out}}^2)) + (2,7989 * \text{T}_{\text{cond}}_{\text{out}}) + 45,186)$$

Obtenido esto, pudo sacarse el coeficiente de operación en función de cada temperatura.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{\text{cond}}}{\dot{W}}$$

9.5.2. Simulación

El propósito final de esta simulación es la de encontrar una serie de ecuaciones que relacionen la temperatura a la que se capta el agua del pozo con la temperatura a la que sale y hacerlo en función de cómo está operando la instalación. También se obtendrá la ecuación del COP en función de la temperatura de captación puesto que con ello podrán definirse con más detalle cuándo la instalación está funcionando mejor en función de su régimen de funcionamiento.

Los resultados que se obtengan de esto serán los que se introduzcan en el software Feflow para realizar el análisis hidrogeológico.

9.5.2.1. Procedimiento

Par obtener los distintos valores con los que construir las tablas se llevaron a cabo los siguientes pasos:

- Fijar un caudal de trabajo para la bomba 1. Se realizarán tablas para caudal fijo para 12,95 l/s (caudal de diseño), 12, 11, 10 y 9 l/s. No se continuó aunque la bomba lo permitía porque los valores para la temperatura del agua en la salida del condensador y en la del evaporador se salían de los límites.
- Para cada uno de esos caudales se fijaría de nuevo un calor en el evaporador. Este paso es el que simula el fijar un calor demandado por el edificio. Según el catálogo de la enfriadora este calor puede ir desde aproximadamente 350Kw a 650Kw.

- Para cada una de esas potencias se construirá una tabla paramétrica en la que se haga un barrido de las temperaturas de captación de 15°C a 45°C.

9.5.2.2. Tablas

Como resultado se obtuvieron una serie de tablas en la que se daban valores al calor en el condensador, al COP, a la temperatura de vertido en el pozo, a la temperatura del agua a la salida del condensador y a la del evaporador en función del calor en el evaporador, el caudal de la bomba B-1 y la temperatura de captación.

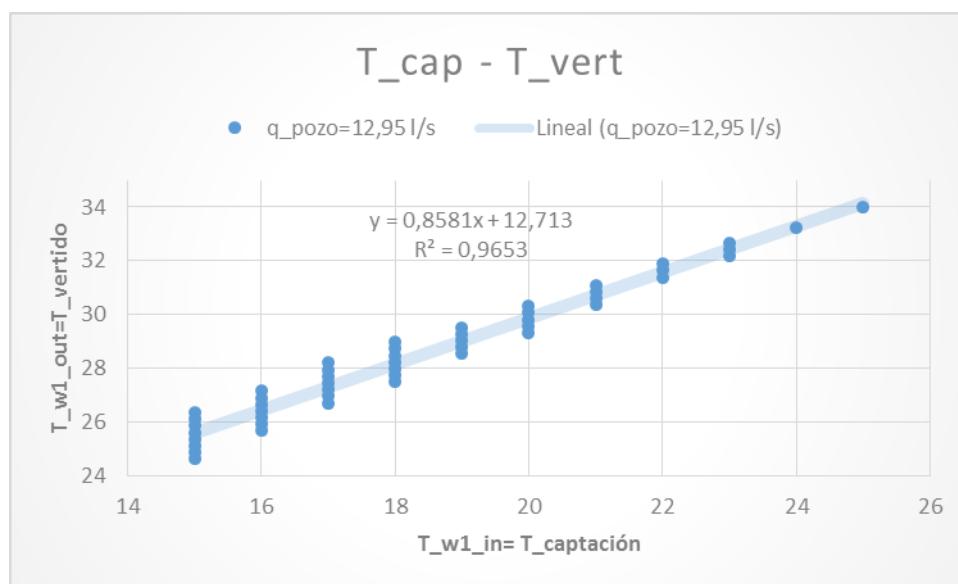
Al realizarlas se comprobó lo siguiente:

- Para todos los caudales estudiados la temperatura de captación no superaba los 25 °C sin que la temperatura en el condensador o en el evaporador se saliera de los límites.
- La potencia máxima que se podía alcanzar en el evaporador era de 460 kW.

Se recogieron en tablas por separado únicamente los datos sujetos a los límites establecidos y se plantearon las gráficas correspondientes de la nube de puntos obtenida para todas las potencias

Aunque existía la opción de realizar una gráfica para cada caudal y para cada calor en el evaporador, se desechó la idea por dos motivos:

- Se buscaba una solución lo más simple posible.
- El error cometido es como mucho de $\pm 2^\circ\text{C}$ en la temperatura de vertido para cualquier valor de del caudal en las potencias estudiadas para cada uno de ellos. Además, este error va disminuyendo conforme aumenta la temperatura de captación tal y como se exemplifica en la gráfica.



Como el modelo hidrogeológico se va a plantear para caudal de diseño, se calcula también la gráfica del COP respecto a la temperatura de captación para $q_1 = 12,95 \text{ l/s}$

(no se hace también respecto a la de vertido porque con la de captación solo se obtiene un R^2 suficientemente alto).

10. Aplicación a otras instalaciones.

Para la aplicación de esta simulación a otras instalaciones de este tipo será necesaria la sustitución de las variables conocidas por las propias de ella.

Si se realiza una simulación completa habría que:

- Determinar el modelo del intercambiador de placas con el software de Sedical y posiblemente volver a estudiar el ciclo de refrigeración con la herramienta CoolPack (será indispensable si el refrigerante es distinto).
- Tomar los caudales nuevos de las bombas que haya y la temperatura del pozo de captación.
- En el caso de que la instalación dispusiese de varios equipos para realizar la misma función podrán darse dos situaciones:
 - Si son todos iguales. Podrá multiplicarse valores de las variables necesarias por el número de equipos y operar de la misma manera (caudales, potencia etc.).
 - Si son distintos. Deberán introducirse todas las variables pertinentes de cada uno de los equipos implicados para luego plantear ecuaciones de conservación de energía y masa (por ejemplo, caudal total en un circuito será la suma de los caudales que pasan por los equipos que en él se encuentre o el calor total evacuado en el evaporador será igual a la suma de los calores evacuados en todas las enfriadoras).

Si se realiza una simulación simplificada:

- Solamente será necesario calcular el intercambiador de placas correspondiente con el software de Sedical, las ecuaciones de las tablas de calores y potencia de la enfriadora pertinente, establecer los caudales de las bombas y la temperatura del pozo de captación.

11. Integración en modelo hidrogeológico.

Durante estos últimos años, en el Instituto Geológico y Minero de España (IGME) se ha estado estudiando las temperaturas a las que se encuentra el acuífero en distintos puntos de la ciudad. En especial se ha observado aquellas zonas en las que se encontraba una instalación con bomba de calor geotérmica en sistema abierto (con pozos) mediante la instalación de medidores de caudal y temperatura en la captación de agua y en el vertido.

Durante este estudio surgió la curiosidad de conocer en qué forma afecta la instalación a las temperaturas a las que se recoge el agua del acuífero y a las que se expulsa, conocer si esta es un factor determinante en dichos valores y en cuánto se puede ver modificado su comportamiento al estar sujeto a las condiciones hidrogeológicas del terreno.

Principalmente se desea contabilizar la influencia de 2 variables en las temperaturas de vertido obtenidas y en la variación del COP:

- La distancia entre el pozo de captación y el de vertido.
- La posición relativa del pozo de captación y el de vertido respecto a la dirección del flujo del acuífero.

Para que sea lo más cercano a la realidad posible además se estudiará para dos valores distintos de gradiente hidráulico y otros dos de permeabilidad del terreno presentes en la zona metropolitana de Zaragoza

Con esto se pretende establecer cuáles son las condiciones idóneas en las que debe funcionar una instalación y que a su vez no perjudiquen al acuífero.

Para tal cometido se ha utilizado el software Feflow que mediante elementos finitos permite el modelado numérico de agua subterránea y de medios porosos además de simular procesos de mecánica de fluidos y de transporte de calor y contaminantes.

11.1. Descripción de los casos de estudio

El caso de estudio supone una simplificación de la realidad. Se establecen las siguientes hipótesis:

- El espacio de simulación es un cajón de 1000 m de largo por otros 1000 m de ancho y 10 m de profundidad.
- El material del que se compone es arena cuya permeabilidad podrá ser 100 m²/día o 1000 m²/día según se estudie.
- El agua del acuífero entrará al modelo a 17°C porque es la temperatura más habitual del acuífero de Zaragoza.
- El gradiente hidráulico al que se encuentra el modelo podrá ser o bien 2m/1000m o 3m/1000m.

- Los pozos quedarán dispuestos de la forma siguiente.

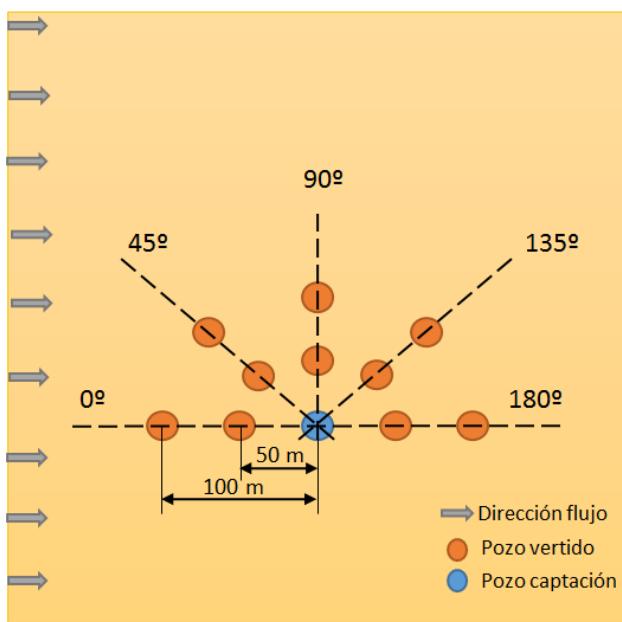


Figura [8]. Esquema de disposición de los pozos de estudio con respecto a la dirección del flujo del agua del acuífero. Fuente: Elaboración propia.

- De esta manera el pozo de captación se mantendrá en el mismo sitio para todas las simulaciones mientras que el pozo de vertido será el que se modifique.
- La distancia a la que se encuentren será de 50 m o de 100 m.
- Hay 5 posiciones angulares para 0°, 45°, 90°, 135° y 180°, siendo los pozos a 0° los que se encuentran entre la zona de imput de temperatura del acuífero y el pozo de captación y los de 180° los que se encuentran entre la zona de output de temperatura y el pozo de captación.
- Se estudiará para un caudal fijo de 12,95 l/s dado que es el caudal máximo que admite el intercambiador de placas y además el de diseño.
- Se ha optado por utilizar un tiempo de simulación continuo de 180 días. Este tiempo intenta aproximarse al tiempo que funcionaría una instalación en modo refrigeración durante un año. No tiene en cuenta los siguientes aspectos:
 - Los edificios no están operativos las 24 horas del día y por tanto tampoco lo está su climatización.
 - Dependiendo la temperatura del día será necesaria una cantidad de frío u otra. Además también variará a lo largo del día.

De estas hipótesis se extraen las condiciones de contorno del modelo. Las hay de dos tipos:

- Condiciones de contorno hidráulicas:
 - De primer tipo → Gradiente hidráulico fijo: 2/1000 ó 3/1000 para
 - De segundo tipo → Caudal de captación del pozo fijo a 12,95 l/s.
- Condiciones de contorno de calor:
 - De primer tipo → Temperatura constante del agua del acuífero a 17°C en la zona de entrada al modelo (imput) correspondiente a la zona de gradiente máximo.
 - De segundo tipo → Temperatura del pozo de inyección (dispuesto en un nodo determinado de la maya) que dependerá por medio de la ecuación obtenida en el apartado 9 de la temperatura de captación y será variable a lo largo del tiempo. Dicha ecuación es:

$$T_{vertido} = 0,8581 * T_{captación} + 12,713$$

El modelo no tiene en cuenta:

- Los edificios no están operativos las 24 horas del día y por tanto tampoco lo está su climatización.
- Dependiendo la temperatura del día será necesaria una cantidad de frío u otra. Además también variará a lo largo del día.
- Puede producirse interferencia con el calor producido en el acuífero por otras instalaciones lo que influirá en la temperatura de captación del agua y por tanto en la de vertido.
- Al trabajarse a caudal máximo se desprecian automáticamente las variaciones en la demanda de frío puesto que debería variar dependiendo de esta. Sin embargo para el propósito de la simulación resulta suficiente.

El modelo final quedará así:

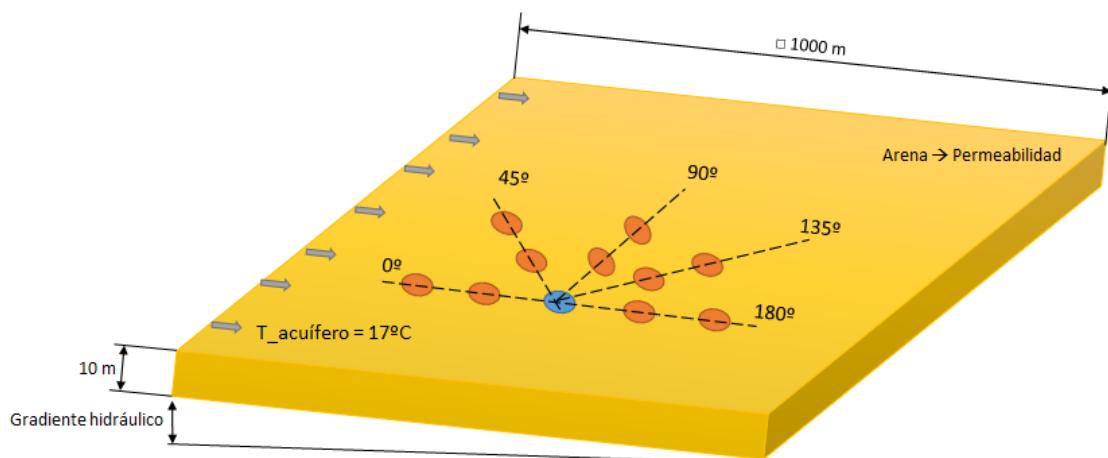


Figura [9]. Esquema del modelo de estudio final con todos sus posibles casos.
Fuente: elaboración propia.

11.2. Realización de las simulaciones de los casos de estudio.

Para la implementación de los 40 distintos casos de estudio se seguirá el siguiente esquema:

$$12,95 \frac{l}{s} \rightarrow \begin{cases} 0^\circ \rightarrow \begin{cases} 50 m \rightarrow \begin{cases} 100 m^2/día \rightarrow \begin{cases} 2/1000 \\ 3/1000 \end{cases} \\ 1000 m^2/día \rightarrow \begin{cases} 2/1000 \\ 3/1000 \end{cases} \end{cases} \\ 100 m \rightarrow \begin{cases} 100 m^2/día \rightarrow \begin{cases} 2/1000 \\ 3/1000 \end{cases} \\ 1000 m^2/día \rightarrow \begin{cases} 2/1000 \\ 3/1000 \end{cases} \end{cases} \end{cases} \\ 45^\circ \rightarrow \begin{cases} 50 m \rightarrow \begin{cases} 100 m^2/día \rightarrow \begin{cases} 2/1000 \\ 3/1000 \end{cases} \\ 1000 m^2/día \rightarrow \begin{cases} 2/1000 \\ 3/1000 \end{cases} \end{cases} \\ 100 m \rightarrow \begin{cases} 100 m^2/día \rightarrow \begin{cases} 2/1000 \\ 3/1000 \end{cases} \\ 1000 m^2/día \rightarrow \begin{cases} 2/1000 \\ 3/1000 \end{cases} \end{cases} \end{cases} \\ 90^\circ \rightarrow \begin{cases} 50 m \rightarrow \begin{cases} 100 m^2/día \rightarrow \begin{cases} 2/1000 \\ 3/1000 \end{cases} \\ 1000 m^2/día \rightarrow \begin{cases} 2/1000 \\ 3/1000 \end{cases} \end{cases} \\ 100 m \rightarrow \begin{cases} 100 m^2/día \rightarrow \begin{cases} 2/1000 \\ 3/1000 \end{cases} \\ 1000 m^2/día \rightarrow \begin{cases} 2/1000 \\ 3/1000 \end{cases} \end{cases} \end{cases} \\ 135^\circ \rightarrow \begin{cases} 50 m \rightarrow \begin{cases} 100 m^2/día \rightarrow \begin{cases} 2/1000 \\ 3/1000 \end{cases} \\ 1000 m^2/día \rightarrow \begin{cases} 2/1000 \\ 3/1000 \end{cases} \end{cases} \\ 100 m \rightarrow \begin{cases} 100 m^2/día \rightarrow \begin{cases} 2/1000 \\ 3/1000 \end{cases} \\ 1000 m^2/día \rightarrow \begin{cases} 2/1000 \\ 3/1000 \end{cases} \end{cases} \end{cases} \\ 180^\circ \rightarrow \begin{cases} 50 m \rightarrow \begin{cases} 100 m^2/día \rightarrow \begin{cases} 2/1000 \\ 3/1000 \end{cases} \\ 1000 m^2/día \rightarrow \begin{cases} 2/1000 \\ 3/1000 \end{cases} \end{cases} \\ 100 m \rightarrow \begin{cases} 100 m^2/día \rightarrow \begin{cases} 2/1000 \\ 3/1000 \end{cases} \\ 1000 m^2/día \rightarrow \begin{cases} 2/1000 \\ 3/1000 \end{cases} \end{cases} \end{cases} \end{cases} \end{cases}$$

12. Resultados del modelo hidrogeológico.

En las siguientes gráficas se presenta la variación temporal de la temperatura de captación y de vertido para los distintos casos de estudio. Cada gráfica recoge dichos valores para una orientación y una distancia entre pozos concreta, siendo cada una de las curvas correspondiente a una permeabilidad y un valor de gradiente hidráulico concreto también.

También se representa la variación temporal del COP para los mismos valores con la salvedad de que se eliminarán de la gráfica aquellos COPs que se produzcan para temperaturas de captación superiores a 25°C (a partir de esta temperatura los valores de salida del agua del condensador o del evaporador se salían de los límites permitidos como se mencionaba en el apartado 9.5.2.2.), quedando así cada curva finalizada en el punto en el que la temperatura alcanza este valor (en el caso de que lo llegue a alcanzar).

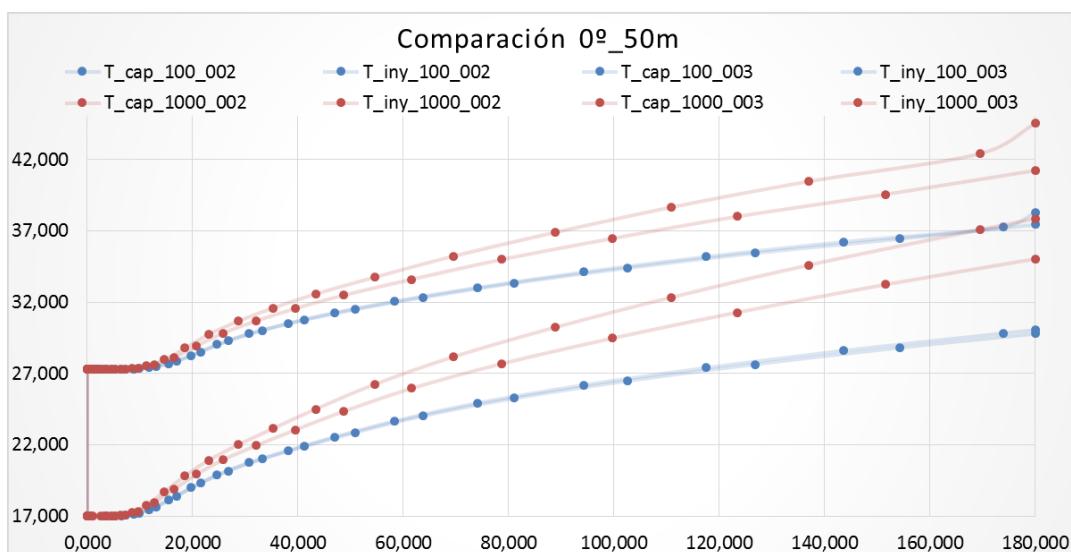
En el ANEXO III se muestran las plumas de calor generadas para algunas de las situaciones de estudio.

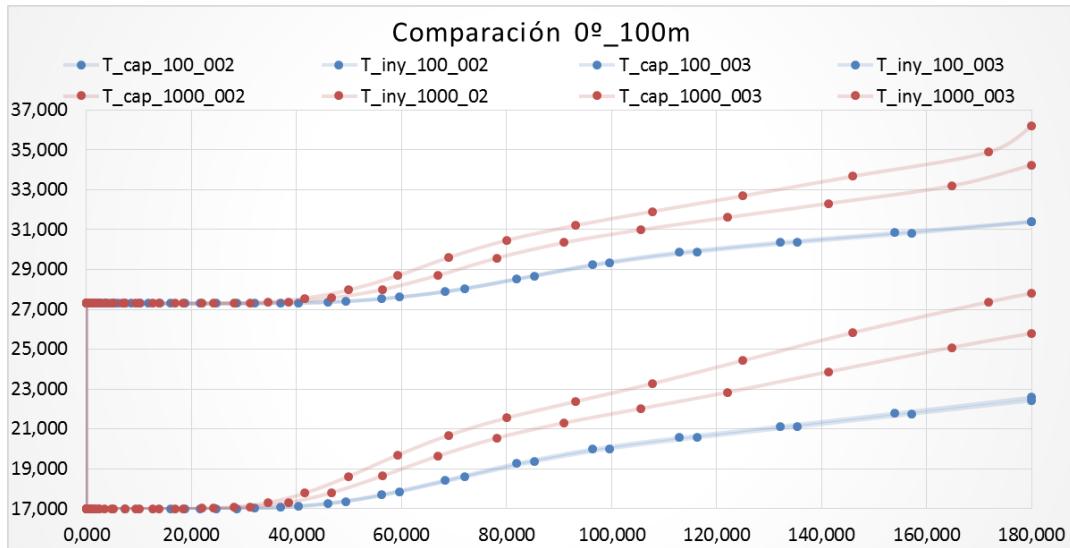
En adelante, en las gráficas de las temperaturas los valores las curvas en rojo serán las de permeabilidad 1000 m²/día y las azules las de 100 m²/día. Por otro lado en las gráficas del COP las curvas rojas corresponden a una distancia entre los pozos de 50 m y las azules a una de 100 m.

Nota: en las gráficas aparece la variable T_{iny} en lugar de T_{cap} , pero implican lo mismo (Temperatura de inyección ≡ Temperatura de captación).

12.1. Para orientación 0°

12.1.1. Temperaturas

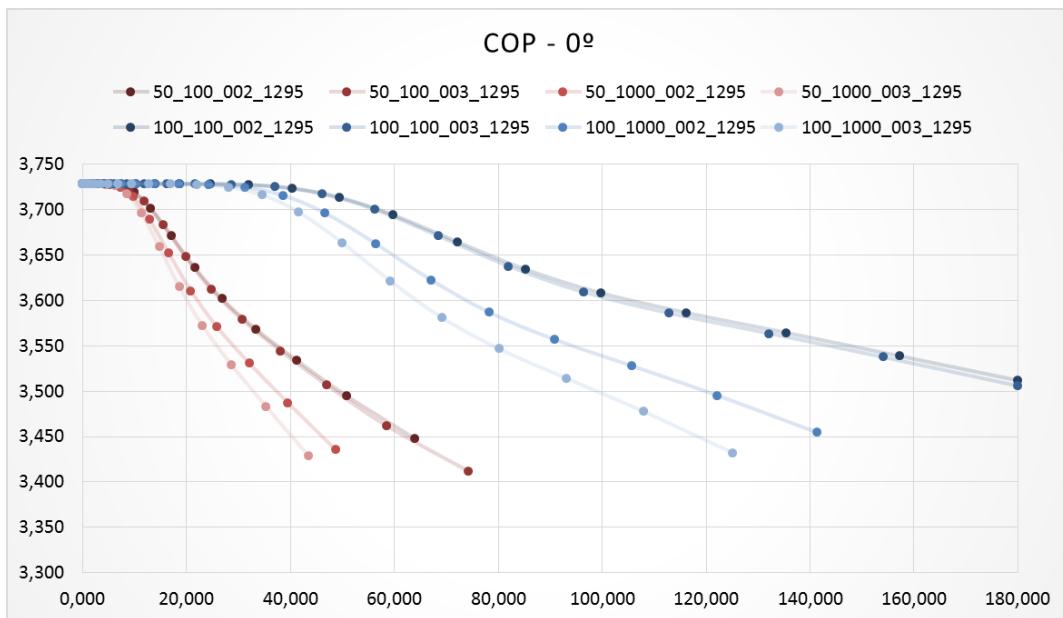




Observaciones:

- La dispersión de las curvas conforme avanza el tiempo se hace más notable hasta el punto de que para una separación de 50 m una de las temperaturas de captación es superior que las de vertido, cosa que no pasa en el resto de los casos.
- Si tal y como recomienda la Confederación Hidrográfica del Ebro (CHE) no superásemos una temperatura de vertido de 30 °C , deberíamos de dejar de utilizar la instalación aproximadamente a los 30 días para una separación de los pozos de 50 m y a los 70 días para una de 100 m.
- No hay apenas diferencia entre las curvas de captación y vertido para una permeabilidad de 100 m²/día sea cual sea el gradiente hidráulico. Esto se cumple como se verá en todas las gráficas.
- Para una distancia entre los pozos de 50 m se comienza a producir auto interferencia (que el agua del pozo de vertido alcance el de captación modificando su temperatura) a los 10 días aproximadamente mientras que si se encuentran a 100 m no es hasta los 30 días.
- Las temperaturas de captación y vertido alcanzan valores más altos si la distancia entre los pozos es menor.
- Las temperaturas de captación y vertido resultarán mayores para permeabilidad alta.

12.1.2. COP

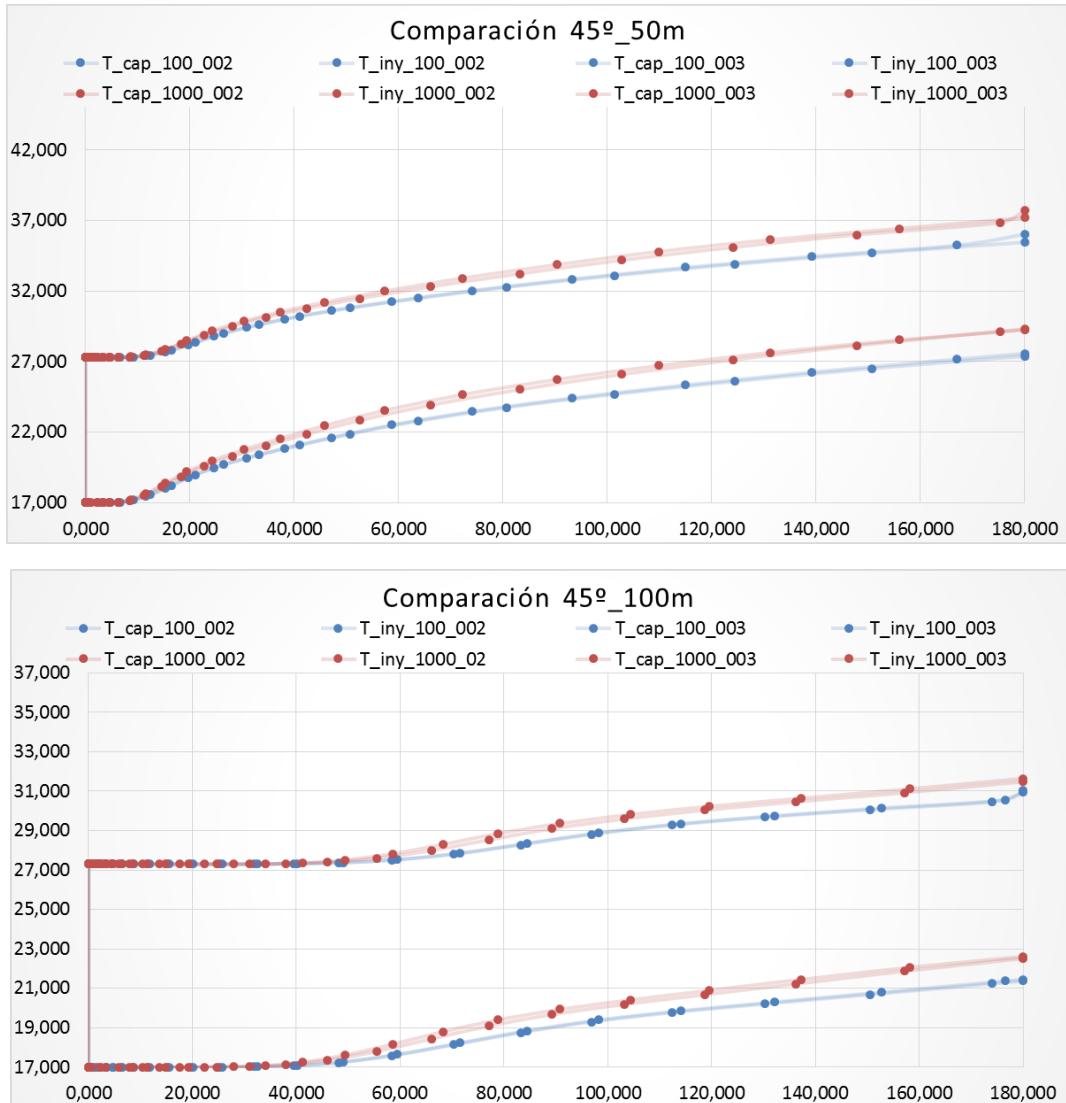


Observaciones:

- Las curvas para una distancia entre pozos mayor tienen claramente mejores resultados para el COP puesto que su disminución del COP con respecto al tiempo es mucho menor. Es más, para permeabilidades bajas es capaz de alcanzar el límite temporal de la simulación sin dejar de cumplir los límites de la temperatura del agua al salir del condensador y del evaporador.
- Con permeabilidades bajas la pendiente del COP es menor que para altas siendo aun así más característica la variable de la distancia.
- Además resulta independiente del gradiente hidráulico.
- El COP va a ser independiente del gradiente térmico cuando la permeabilidad sea baja en todos los casos de aquí en adelante.

12.2. Para orientación 45º

12.2.1. Temperatura



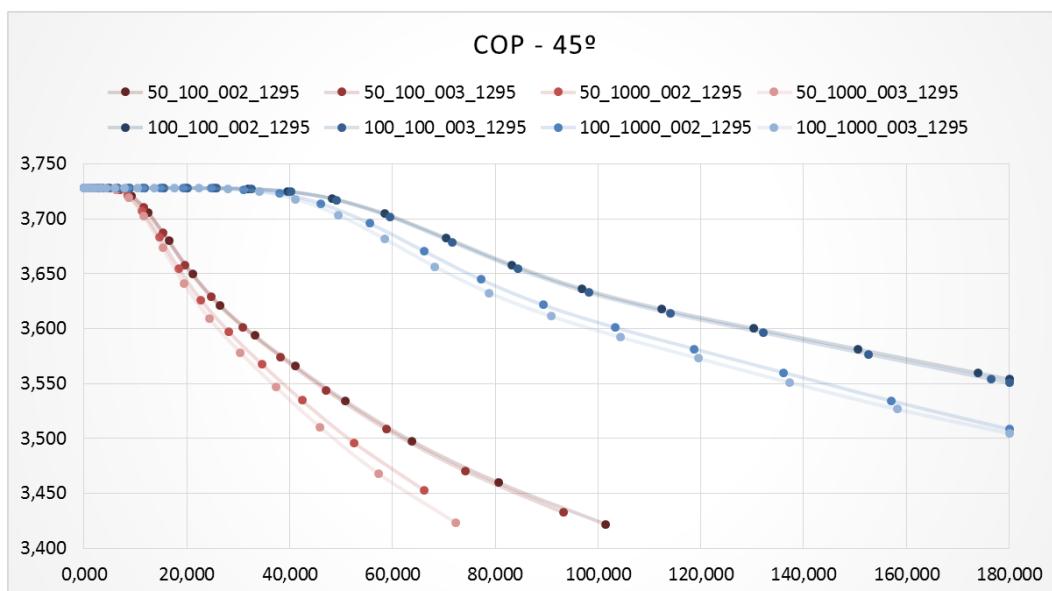
Observaciones:

- La dispersión de las curvas conforme avanza el tiempo se hace más notable como sucedía en la de orientación de 0º. Sin embargo en este caso la dispersión de las curvas es considerablemente más pequeña.
- Si tal y como recomienda la Confederación Hidrográfica del Ebro (CHE) no superásemos una temperatura de vertido de 30 ºC , deberíamos de dejar de utilizar la instalación aproximadamente a los 50 días para una separación de los pozos de 50 m y a los 120 días para una de 100 m.
- No hay apenas diferencia entre las curvas de captación y vertido para una permeabilidad de 100 m²/día sea cual sea el gradiente hidráulico. Esto se cumple siempre como se verá en todas las gráficas. Además en esta

disposición tampoco hay diferencia entre las curvas de captación y vertido para permeabilidad de 1000 m²/día.

- Para una distancia entre los pozos de 50 m se comienza a producir auto interferencia a los 7 días aproximadamente (antes incluso que con el de 0º) mientras que si se encuentran a 100 m no es hasta los 40 días.
- Las temperaturas de captación y vertido para cualquiera de las curvas a 45º es menor que sus homólogas a 0º.
- Las temperaturas de captación y vertido resultarán mayores para permeabilidad alta.

12.2.2. COP



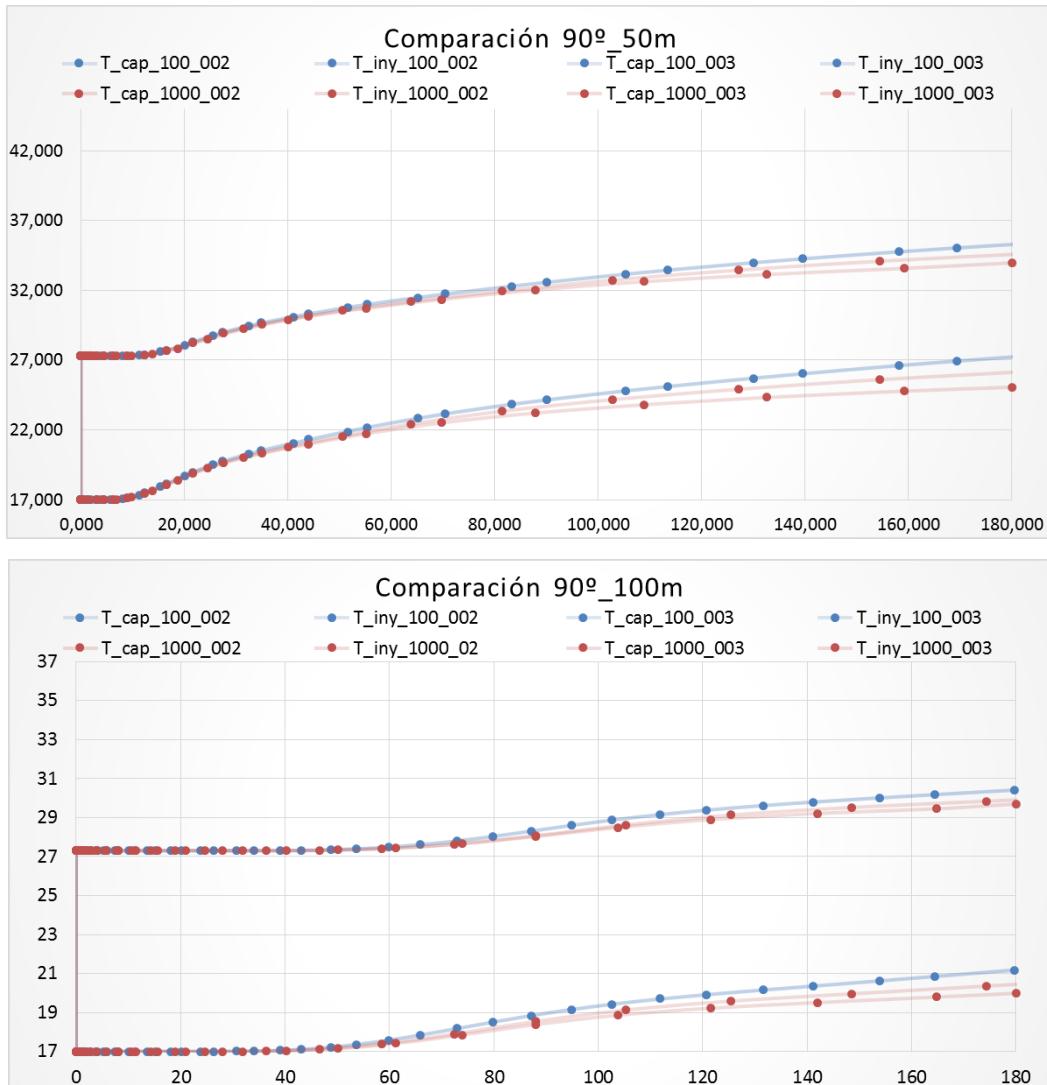
Observaciones:

- Las curvas para una distancia entre pozos mayor tienen claramente mejores resultados para el COP puesto que su disminución del COP con respecto al tiempo es mucho menor, es más, sea cual sea su permeabilidad es capaz de alcanzar el límite temporal de la simulación sin dejar de cumplir los límites de la temperatura del agua al salir del condensador y del evaporador.
- Para los pozos a 50 m mejora el COP respecto a los de 0º porque la instalación permanece dentro de los límites del condensador y el evaporador durante más tiempo alcanzando los mismos COPs. Además para los pozos a 100 m también se alcanzan los 180 días esta vez cumpliendo los límites.
- Con permeabilidades bajas la pendiente del COP es menor que para altas siendo aun así más característica la variable de la distancia. Además resulta

independiente del gradiente hidráulico esta vez para ambas dos permeabilidades.

12.3. Para orientación 90°

12.3.1. Temperatura

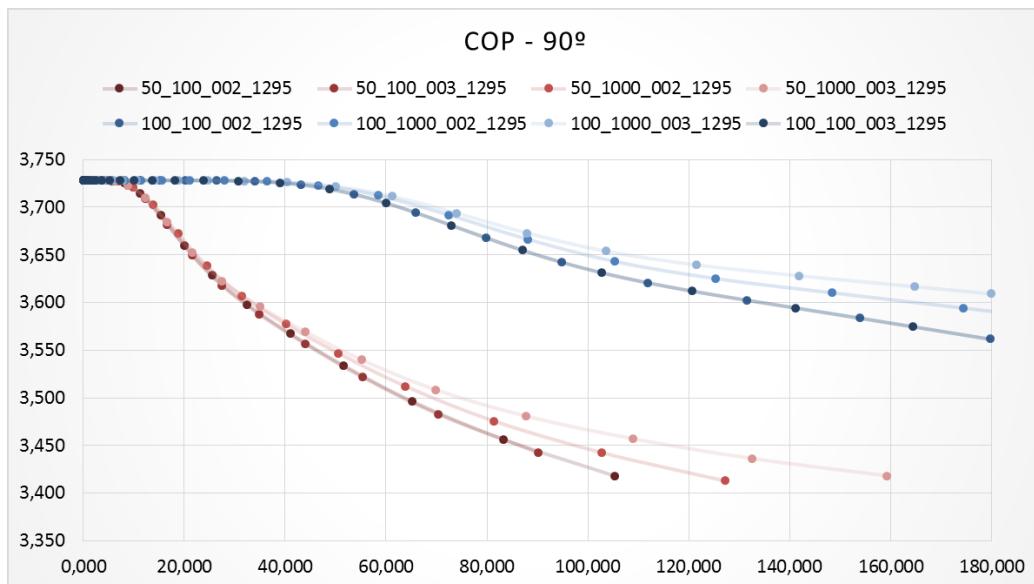


Observaciones:

- No hay apenas dispersión entre las curvas sea cual sea la permeabilidad del terreno o el gradiente hidráulico (a los 180 días la diferencia de temperatura entre todas las curvas es entre 1 y 2°C aproximadamente).
- Si tal y como recomienda la Confederación Hidrográfica del Ebro (CHE) no superásemos una temperatura de vertido de 30 °C, deberíamos de dejar de utilizar la instalación aproximadamente a los 50 días para una separación de los pozos de 50 m y a los 170 para una de 100 m.
- Para una distancia entre los pozos de 50 m se comienza a producir auto interferencia a los 7 días aproximadamente mientras que si se encuentran a 100 m no es hasta los 50 días.

- Aunque las temperaturas de captación y vertido vuelven a descender respecto a las de la orientación analizada previa, dicho descenso no es tan pronunciado como entre la de 0º y la de 45º.
- En esta ocasión las temperaturas de captación y vertido resultarán mayores para permeabilidad bajas.

12.3.2. COP

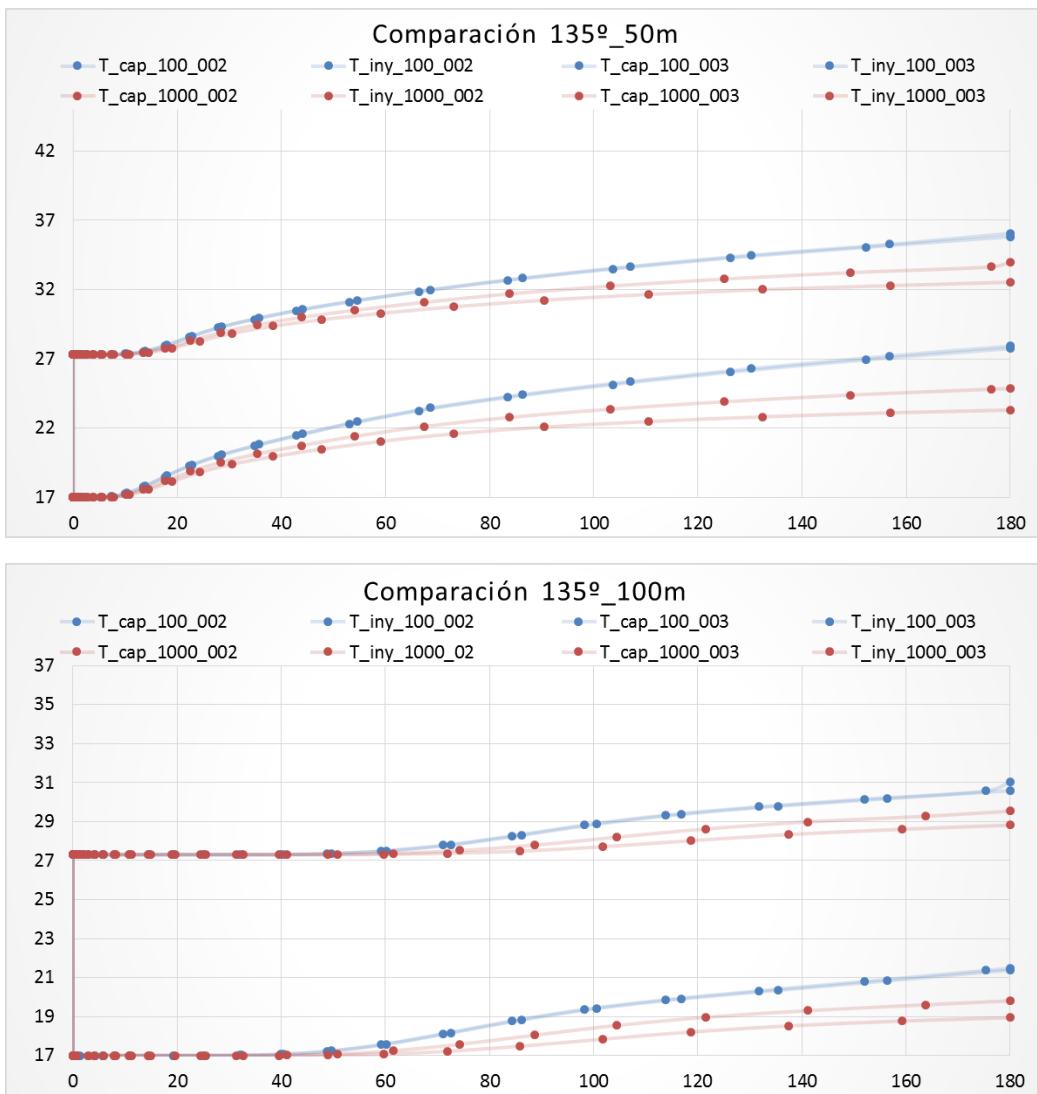


Observaciones:

- Las curvas para una distancia entre pozos mayor tienen claramente mejores resultados para el COP puesto que su disminución del COP con respecto al tiempo es mucho menor. Es más, sea cual sea su permeabilidad es capaz de alcanzar el límite temporal de la simulación sin dejar de cumplir los límites de la temperatura del agua al salir del condensador y del evaporador.
- Para los pozos a 50 m mejora el COP respecto a los de 0º y 45º porque la instalación permanece dentro de los límites del condensador y el evaporador durante más tiempo alcanzando los mismos COPs. Es destacable el caso del COP para alta permeabilidad que es capaz de permanecer dentro de los límites para 100 días más que en los 45º.
- El COP en los casos de simular con baja permeabilidad permanece constante respecto al caso anterior a 45º. Sin embargo aumenta en los casos de alta permeabilidad poniéndose las curvas por encima de las de baja.
- Como ya se adelantaba, a permeabilidades altas la pendiente del COP es menor que para bajas siendo así más característica la variable de la distancia. Además resulta independiente del gradiente hidráulico.

12.4. Para orientación 135º

12.4.1. Temperatura

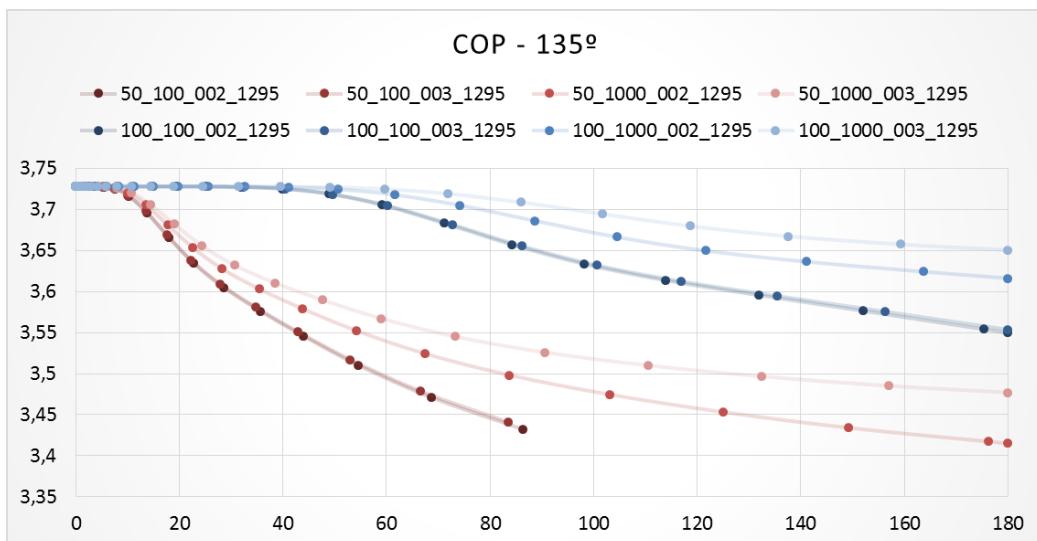


Observaciones:

- La dispersión de las curvas es muy similar a la encontrada para la orientación de 45º.
- Si tal y como recomienda la Confederación Hidrográfica del Ebro (CHE) no superásemos una temperatura de vertido de 30 °C , deberíamos de dejar de utilizar la instalación aproximadamente a los 40 días para una separación de los pozos de 50 m y 175 días para una de 100 m.
- Para una distancia entre los pozos de 50 m se comienza a producir auto interferencia a los 10 días aproximadamente mientras que si se encuentran a 100 m no es hasta los 50 días.
- En esta ocasión las temperaturas de captación y vertido aumentan muy ligeramente respecto a los valores para una orientación de 90º.

- En esta ocasión las temperaturas de captación y vertido continuarán mayores para permeabilidad bajas.

12.4.2. COP

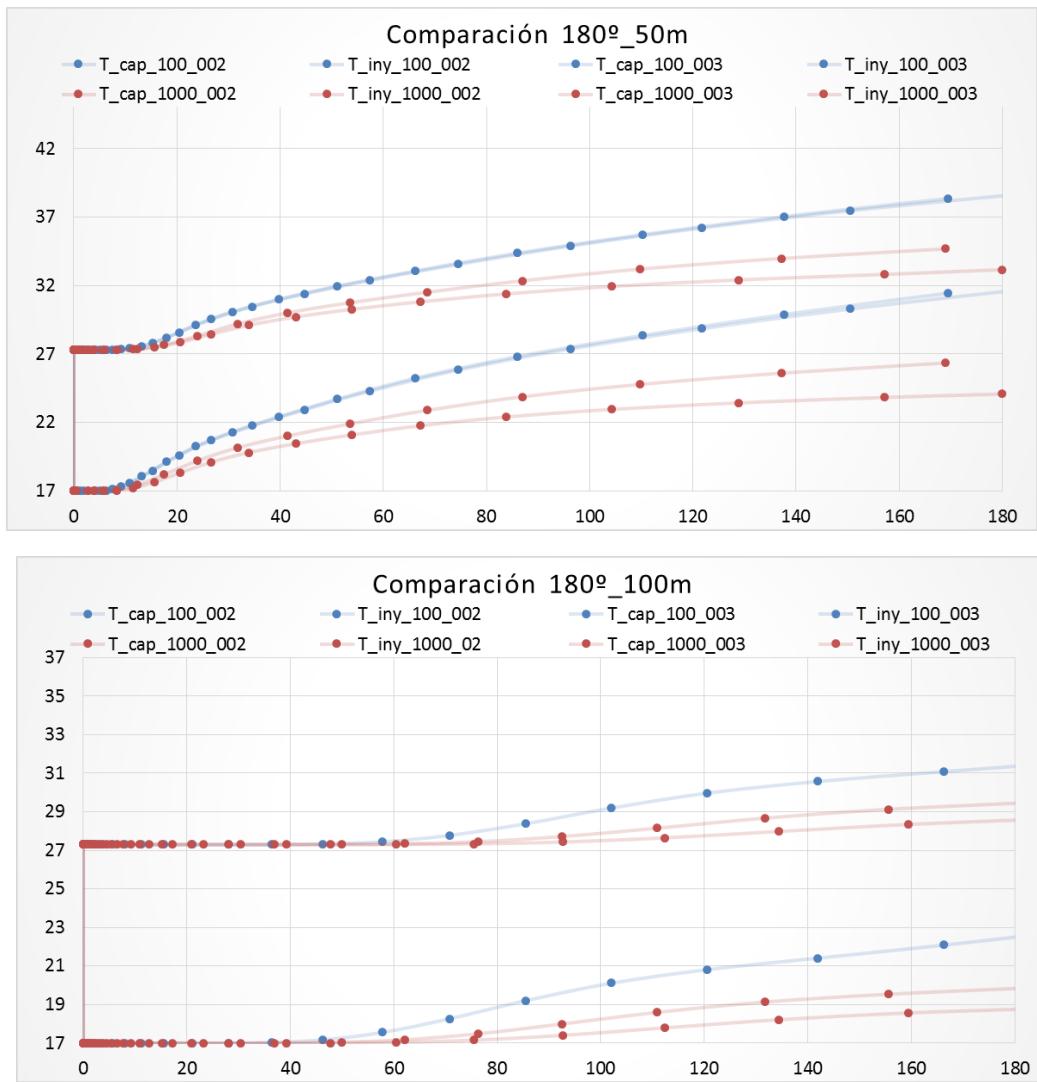


Observaciones:

- Las curvas para una distancia entre pozos mayor tienen claramente mejores resultados para el COP puesto que su disminución del COP con respecto al tiempo es mucho menor. Es más, sea cual sea su permeabilidad es capaz de alcanzar el límite temporal de la simulación sin dejar de cumplir los límites de la temperatura del agua al salir del condensador y del evaporador.
- Para los pozos a 50 m mejora el COP respecto a los anteriores porque ya hay curvas que alcanzan valores dentro de los límites de temperatura del condensador y el evaporador para todo el rango temporal cuando la permeabilidad es alta.
- El COP en los casos de simular con baja permeabilidad disminuirá ligeramente respecto al casos anteriores de 45° y 90° para mismos valores de tiempo. Sin embargo aumenta en los casos de alta permeabilidad poniéndose las curvas por encima de las de baja como en el caso anterior.
- Como ya se adelantaba, a permeabilidades altas la pendiente del COP es menor que para bajas siendo aun así más característica la variable de la distancia. Además resulta independiente del gradiente hidráulico.

12.5. Para orientación 180°

12.5.1. Temperatura

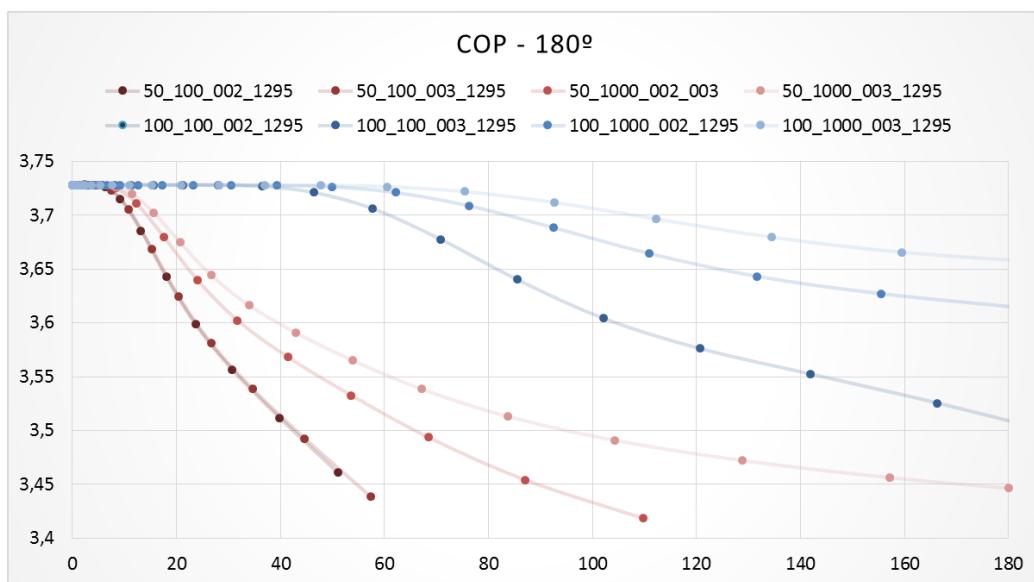


Observaciones:

- La dispersión de las curvas es muy similar a la encontrada para la orientación de 0° pero es en menor medida.
- Si tal y como recomienda la Confederación Hidrográfica del Ebro (CHE) no superásemos una temperatura de vertido de 30 °C, deberíamos de dejar de utilizar la instalación aproximadamente a los 30 días para una separación de los pozos de 50 m y 140 días para una de 100 m.
- Para una distancia entre los pozos de 50 m se comienza a producir auto interferencia a los 7 días aproximadamente mientras que si se encuentran a 100 m no es hasta los 50 días.
- En esta ocasión las temperaturas de captación y vertido aumentan aún más pero solo ligeramente respecto a los valores para una orientación de 135°.

- Las temperaturas de captación y vertido continuarán mayores para permeabilidad bajas.

12.5.2. COP



Observaciones:

- Las curvas para una distancia entre pozos mayor tienen claramente mejores resultados para el COP puesto que su disminución del COP con respecto al tiempo es mucho menor. Es más, sea cual sea su permeabilidades es capaz de alcanzar el límite temporal de la simulación sin dejar de cumplir los límites de la temperatura del agua al salir del condensador y del evaporador.
- Para los pozos a 50 m el COP admite valores para todo el rango de tiempo pero sólo para un gradiente hidráulico de 3/1000. En concreto cuando la permeabilidad además es baja se obtienen los menores valores de COP para el mismo tiempo.
- El COP aumenta en los casos de alta permeabilidad a 100 m. Cabe destacar el caso de la curva a permeabilidad y gradiente hidráulico alto, que registra el valor más alto de COP para los 180 días de tiempo.
- Como ya se adelantaba, a permeabilidades altas la pendiente del COP es menor que para bajas siendo aun así más característica la variable de la distancia.
- Dada la dispersión de los valores obtenidos las curvas para permeabilidad alta serán claramente dependientes del tiempo.

13. Conclusiones.

Se enumeran a continuación las conclusiones obtenidas del trabajo realizado

Respecto a la simulación del modelo de la instalación en EES:

- Dado que se pudo comprobar la validez del modelo simplificado al relacionarlo con la ficha técnica del intercambiador y con los datos de diseño aportados por el esquema de principio de la instalación, puede concluirse que el modelo es válido.
- La relación entre la temperatura de captación y de vertido del agua a los pozos resulta ser prácticamente lineal.

Respecto a la simulación numérica del flujo en Feflow:

Sobre la temperatura:

- En la mayor parte de los casos el gradiente hidráulico no juega un gran papel, sobre todo si la permeabilidad es baja.
- Cuanto mayor sea la distancia entre el pozo de captación y de vertido más bajas resultarán las temperaturas de vertido.
- Los valores máximos de temperatura de captación y vertido se alcanzan a orientación 0º para cada una de las distancias entre las de su mismo valor.
- La auto interferencia se produce antes
- Las temperaturas a los 180 días más bajas se obtienen para una orientación de 90º. De hecho en el caso de que los pozos estuvieran a 100 m la temperatura de vertido no excedería los 30ºC para independientemente de la permeabilidad y el gradiente hidráulico.
- La auto interferencia con las disposiciones de los pozos propuestas ha resultado irremediable. Para distancias más cortas entre los pozos el efecto se notaba mucho antes que para distancias largas produciéndose en los 10 primeros días. Sin embargo cuando aumenta la distancia la auto interferencia dependerá claramente de la orientación de los pozos, produciéndose aproximadamente a los 50 días a partir de los 90º.

Sobre el COP:

- El COP siempre es mayor cuanto más distancia hay entre los pozos para el mismo instante de tiempo.
- El COP aumenta conforme aumentamos el ángulo de orientación para un mismo instante de tiempo con una permeabilidad del terreno alta, es decir alcanzará su máximo a 135º y se mantendrá también hasta los 180º si la distancia entre pozos es alta.

- Si la permeabilidad es baja para una distancia entre pozos de 50 m se alcanzarán los valores máximos de COP a los 135º y para 100 m a 45º, 90º ó 135º.
- Existe una orientación entre los 45º y los 90º en la que pasamos de obtener un COP más elevado a permeabilidad baja a obtenerlo a permeabilidad alta en su lugar.

Conclusiones finales:

- Según los datos obtenidos para las condiciones establecidas de simulación, la disposición idónea para el posicionamiento del pozo de vertido respecto al de captación es a 135º de orientación respecto al primero y a la mayor distancia posible. También contribuirá que la permeabilidad y el gradiente hidráulico sean altos. La explicación a este fenómeno puede ser el hecho de que a este pozo le incide directamente agua a 17ºC proveniente del acuífero mientras que al que se encuentra a 180º le llega sobre todo agua que se ve calentada por la pluma de calor generada en el vertido.
- Por otro lado siendo la auto interferencia inevitable resulta ser menor a partir de los 90º, resolución que concuerda con la conclusión anterior.

14. Actuaciones posteriores.

El estudio realizado en este Trabajo Fin de Grado es el comienzo a una nueva vía de investigación dentro de la ya empezada por el Instituto Geológico y Minero de España sobre la influencia de las instalaciones con bomba de calor geotérmica en circuito abierto. Dicha vía puede resultar muy interesante a la hora de construir nuevas instalaciones en la zona metropolitana de Zaragoza y para establecer límites admisibles de operación tanto para el acuífero como para la propia instalación dentro de un uso responsable de los recursos. El punto de vista de la ingeniería puede resultar clave en este tema ya que el problema de estudio surge por la presencia en el medio natural de instalaciones industriales que lo modifican.

Este trabajo de investigación podría extenderse hacia varios campos y posibilidades:

- El estudio de la instalación para ver el efecto del caudal.
- El estudio en modo calefacción de la instalación.
- El estudio de la instalación con el régimen de funcionamiento real para cada día del año.
- El estudio de más instalaciones en Zaragoza.
- El estudio de la interferencia de unas instalaciones con otras pudiéndose establecer gradientes de temperaturas máximos entre instalaciones.
- El estudio de ahorro en energía eléctrica por un óptimo funcionamiento de la instalación.
- El estudio de impacto ambiental de las instalaciones.

15. Bibliografía.

- [1] Sistema Español de Inventario de Emisiones:
<http://www.mapama.gob.es/es/calidad-y-evaluacion-ambiental/temas/sistema-espanol-de-inventario-sei-/>
- [2] Banco mundial:
<https://datos.bancomundial.org/indicador/EN.ATM.CO2E.KT?view=chart>
- [3] Modelling thermal recycling occurring in groundwater heat pumps (GWHPs), Alessandro Casasso, Rajandrea Sethi*, Renewable energy (2014).
- [4] Atlas de la energía geotérmica en Aragón, Terracontrol S.L., Gobierno de Aragón, 2001.
- [5] Guía de la energía geotérmica en la comunidad de Madrid, Guillermo Llopis y Vicente Rodrigo, Comunidad de Madrid e IDEA.
- [6] Bombas de Calor y Energías Renovables en Edificios, Francisco Javier Rey y Eloy Velasco, Thomson, 2005.

ANEXO I. Fichas técnicas



Fecha : 20/06/2017
 Oferta :
 Proyecto :
 Referencia :
 Posición :

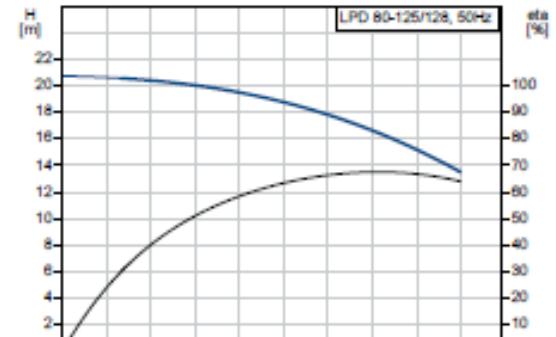
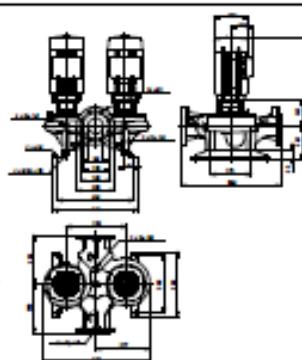
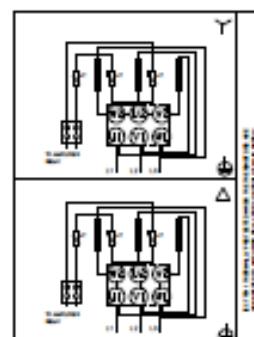
Empresa :
 A la atención de :
 Dirección :
 Localidad :

SEDICAL - Intercambiador de placas UFP-100 / 40 L - H1 - PN10

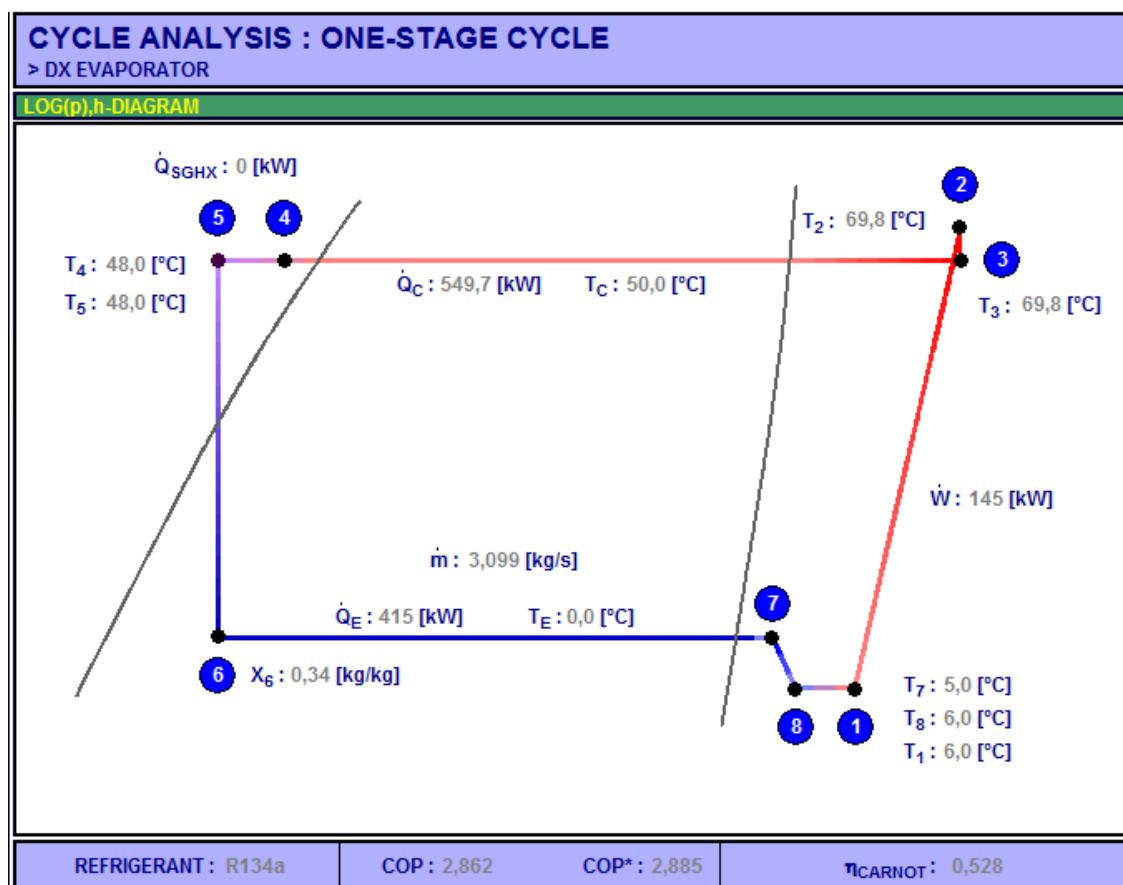
Datos Generales		Caliente	Frio
Fluido		Aqua	Aqua
Potencia de intercambio	kW	542.0	
Caudal	l/h	70502.9	48738.0
Temperatura entrada	°C	52.0	17.0
Temperatura salida	°C	45.3	27.0
Perdida de carga	kPa	48.2	24.9
Propiedades termodinámicas		Caliente	Frio
Densidad	kg/m³	988.67	997.27
Calor específico	kJ/kgx°K	4.18	4.19
Conductividad térmica	W/mx°K	0.64	0.60
Viscosidad media	mPa·s	0.58	0.96
Viscosidad pared	mPa·s	0.96	0.58
Datos técnicos del intercambiador			
Diferencia de temperatura logarítmica media	°C	26.62	
Numero de placas		40	
Agrupamiento		1 x 20 / 1 x 19	
Tipo / porcentaje		L	
Superficie de intercambio efectiva	m²	9.11	
Coef. global de transmisión (servicio / limpio)	W/m²x°K	2232.8 / 5309.3	
Sobredimensionamiento	%	137.78	
Factor de ensuciamiento	m²x°K/kW	0.2595	
Presión de trabajo / prueba	bar	10.0 / 14.3	
Temperatura máxima de diseño	°C	100.0	
Acorde a normativa		PED 97/23/EC Art 3.3	
Materiales, dimensiones y pesos			
Material del bastidor / tornillos	mm	ST 52.3 / calidad 8.8	
Material de las placas / grosor		AISI 316 / 0.5 mm	
Material de las juntas		Nitrilo HT (sin pegamento)	
Material de las conexiones circuito caliente		Forro goma	
Material de las conexiones circuito frío		Forro goma	
Diámetro de las conexiones		DN 100	
Situación de las conexiones (Caliente / frío)		F1 - F4 / F3 - F2	
Tipo de bastidor		H1 - PN10	
Especificación pintura del bastidor		Según ISO12944 Categ. C2 RAL5010	
Largo, alto, ancho y peso del bastidor		780 mm/ 1070 mm/ 460 mm/ 330 kg	
Precios y plazos			
Precio unitario tarifa 2016	Euros	3376.50	
Cantidad	Unidades	1	
Precio total tarifa 2016	Euros	3376.50	
Plazo de entrega		De 3 a 8 semanas a confirmar	
Transporte		Excluido	
Forma de pago		La habitual con Vds.	
Validez de la oferta		2 semanas	
Fecha máxima para recepción del pedido		31/08/2016	(versión 01/03/2016)

Información adicional del intercambiador de placas que se muestra en el programa de cálculo.

Modelo				
UFP-100 / 40 L - H1 - PN10				
Datos generales	Datos técnicos	Materiales y dimensiones	Datos de diseño	Normativa PED
Círculo			Primario	Secundario
Perdida carga conexiones	kPa	3.42		1.50
Velocidad en conexiones	m/s	2.49		1.65
Velocidad en los canales	m/s	2.61		1.82
Número de unidades térmicas	NTU	0.25		0.37
Coeficiente Alfa	W/m ² ×°K	15141		11062
Tensión de corte	Pa	86.16		44.95

		Empresa: Creado Por: Teléfono:																																																																																													
Datos:																																																																																															
<table border="1"> <thead> <tr> <th>Descripción</th><th>Valor</th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td colspan="2">Información general:</td></tr> <tr> <td>Producto:</td><td>LPD 80-125/128 A-F-A-BUBE</td></tr> <tr> <td>Código:</td><td>480667R2</td></tr> <tr> <td>Número EAN:</td><td>5700390898489</td></tr> <tr> <td colspan="2">Técnico:</td></tr> <tr> <td>Velocidad para datos de bomba:</td><td>2905 rpm</td></tr> <tr> <td>Caudal nominal:</td><td>36 m³/h</td></tr> <tr> <td>Altura nominal:</td><td>16.4 m</td></tr> <tr> <td>Diámetro real del impulsor:</td><td>128 mm</td></tr> <tr> <td>Impulsor nominal:</td><td>125 mm</td></tr> <tr> <td>Código del cierre. 1:Tipo 2:Cara giratoria 3:Cara estacionaria 4:Cierre secunda.:</td><td>BUBE</td></tr> <tr> <td>Bomba N°:</td><td>480600R2</td></tr> <tr> <td>Versión de la bomba:</td><td>A</td></tr> <tr> <td>Modelo:</td><td>D</td></tr> <tr> <td colspan="2">Materiales:</td></tr> <tr> <td>Cuerpo hidráulico:</td><td>Fundición EN-JL1040 ASTM 35-40</td></tr> <tr> <td>Impulsor:</td><td>Acero Inoxidable DIN W.-Nr. 1.4301 AISI 304</td></tr> <tr> <td>Código de material:</td><td>A</td></tr> <tr> <td colspan="2">Instalación:</td></tr> <tr> <td>Temperatura ambiental máxima:</td><td>40 °C</td></tr> <tr> <td>Presión máxima a la temp. declarada:</td><td>16 bar / 140 °C</td></tr> <tr> <td>Tipo de brida:</td><td>DIN</td></tr> <tr> <td>Código de conexión:</td><td>F</td></tr> <tr> <td>Diámetro de conexiones:</td><td>DN 80</td></tr> <tr> <td>Presión:</td><td>PN 16</td></tr> <tr> <td>Tamaño de la brida del motor:</td><td>F130</td></tr> <tr> <td colspan="2">Líquido:</td></tr> <tr> <td>Líquido bombeado:</td><td>Agua</td></tr> <tr> <td>Rango de temperatura del líquido:</td><td>0 .. 140 °C</td></tr> <tr> <td>Liquid temperature during operation:</td><td>20 °C</td></tr> <tr> <td>Densidad:</td><td>998.2 kg/m³</td></tr> <tr> <td colspan="2">Datos eléctricos:</td></tr> <tr> <td>Tipo de motor:</td><td>100LB</td></tr> <tr> <td>Potencia nominal - P2:</td><td>2 x 3 kW</td></tr> <tr> <td>Frecuencia de alimentación:</td><td>50 Hz</td></tr> <tr> <td>Tensión nominal:</td><td>3 x 380-415 D V</td></tr> <tr> <td>Corriente nominal:</td><td>6.25 A</td></tr> <tr> <td>Intensidad de arranque:</td><td>780-850 %</td></tr> <tr> <td>Cos phi - Factor de potencia:</td><td>0,88-0,82</td></tr> <tr> <td>Velocidad nominal:</td><td>2880-2910 rpm</td></tr> <tr> <td>Número de polos:</td><td>2</td></tr> <tr> <td>Grado de protección (IEC 34-5):</td><td>IP55</td></tr> <tr> <td>Clase de aislamiento (IEC 65):</td><td>F</td></tr> <tr> <td>Protección del motor:</td><td>PTC</td></tr> <tr> <td>Motor N°:</td><td>85815810</td></tr> <tr> <td colspan="2">Otros:</td></tr> </tbody> </table>		Descripción	Valor	Información general:		Producto:	LPD 80-125/128 A-F-A-BUBE	Código:	480667R2	Número EAN:	5700390898489	Técnico:		Velocidad para datos de bomba:	2905 rpm	Caudal nominal:	36 m ³ /h	Altura nominal:	16.4 m	Diámetro real del impulsor:	128 mm	Impulsor nominal:	125 mm	Código del cierre. 1:Tipo 2:Cara giratoria 3:Cara estacionaria 4:Cierre secunda.:	BUBE	Bomba N°:	480600R2	Versión de la bomba:	A	Modelo:	D	Materiales:		Cuerpo hidráulico:	Fundición EN-JL1040 ASTM 35-40	Impulsor:	Acero Inoxidable DIN W.-Nr. 1.4301 AISI 304	Código de material:	A	Instalación:		Temperatura ambiental máxima:	40 °C	Presión máxima a la temp. declarada:	16 bar / 140 °C	Tipo de brida:	DIN	Código de conexión:	F	Diámetro de conexiones:	DN 80	Presión:	PN 16	Tamaño de la brida del motor:	F130	Líquido:		Líquido bombeado:	Agua	Rango de temperatura del líquido:	0 .. 140 °C	Liquid temperature during operation:	20 °C	Densidad:	998.2 kg/m ³	Datos eléctricos:		Tipo de motor:	100LB	Potencia nominal - P2:	2 x 3 kW	Frecuencia de alimentación:	50 Hz	Tensión nominal:	3 x 380-415 D V	Corriente nominal:	6.25 A	Intensidad de arranque:	780-850 %	Cos phi - Factor de potencia:	0,88-0,82	Velocidad nominal:	2880-2910 rpm	Número de polos:	2	Grado de protección (IEC 34-5):	IP55	Clase de aislamiento (IEC 65):	F	Protección del motor:	PTC	Motor N°:	85815810	Otros:	
Descripción	Valor																																																																																														
Información general:																																																																																															
Producto:	LPD 80-125/128 A-F-A-BUBE																																																																																														
Código:	480667R2																																																																																														
Número EAN:	5700390898489																																																																																														
Técnico:																																																																																															
Velocidad para datos de bomba:	2905 rpm																																																																																														
Caudal nominal:	36 m ³ /h																																																																																														
Altura nominal:	16.4 m																																																																																														
Diámetro real del impulsor:	128 mm																																																																																														
Impulsor nominal:	125 mm																																																																																														
Código del cierre. 1:Tipo 2:Cara giratoria 3:Cara estacionaria 4:Cierre secunda.:	BUBE																																																																																														
Bomba N°:	480600R2																																																																																														
Versión de la bomba:	A																																																																																														
Modelo:	D																																																																																														
Materiales:																																																																																															
Cuerpo hidráulico:	Fundición EN-JL1040 ASTM 35-40																																																																																														
Impulsor:	Acero Inoxidable DIN W.-Nr. 1.4301 AISI 304																																																																																														
Código de material:	A																																																																																														
Instalación:																																																																																															
Temperatura ambiental máxima:	40 °C																																																																																														
Presión máxima a la temp. declarada:	16 bar / 140 °C																																																																																														
Tipo de brida:	DIN																																																																																														
Código de conexión:	F																																																																																														
Diámetro de conexiones:	DN 80																																																																																														
Presión:	PN 16																																																																																														
Tamaño de la brida del motor:	F130																																																																																														
Líquido:																																																																																															
Líquido bombeado:	Agua																																																																																														
Rango de temperatura del líquido:	0 .. 140 °C																																																																																														
Liquid temperature during operation:	20 °C																																																																																														
Densidad:	998.2 kg/m ³																																																																																														
Datos eléctricos:																																																																																															
Tipo de motor:	100LB																																																																																														
Potencia nominal - P2:	2 x 3 kW																																																																																														
Frecuencia de alimentación:	50 Hz																																																																																														
Tensión nominal:	3 x 380-415 D V																																																																																														
Corriente nominal:	6.25 A																																																																																														
Intensidad de arranque:	780-850 %																																																																																														
Cos phi - Factor de potencia:	0,88-0,82																																																																																														
Velocidad nominal:	2880-2910 rpm																																																																																														
Número de polos:	2																																																																																														
Grado de protección (IEC 34-5):	IP55																																																																																														
Clase de aislamiento (IEC 65):	F																																																																																														
Protección del motor:	PTC																																																																																														
Motor N°:	85815810																																																																																														
Otros:																																																																																															
																																																																																															
																																																																																															
																																																																																															

ANEXO II. Ciclo de refrigeración.



CYCLE SPECIFICATION

TEMPERATURE LEVELS	PRESSURE LOSSES	SUCTION GAS HEAT EXCHANGER	REFRIGERANT
T_E [°C]: 0,0 ΔT_{SH} [K]: 5	Δp_{SL} [K]: 0,5 Δp_{DL} [K]: 0,5	No SGHX 0,30	R134a
T_C [°C]: 50,0 ΔT_{SC} [K]: 2			

CYCLE CAPACITY

Cooling capacity \dot{Q}_E [kW]: 415	\dot{Q}_E : 415 [kW]	\dot{Q}_C : 549,7 [kW]	\dot{m} : 3,099 [kg/s]	\dot{V}_S : 808,45 [m ³ /h]
--	------------------------	--------------------------	--------------------------	--

COMPRESSOR PERFORMANCE

Power consumption \dot{W} [kW]: 145	η_{IS} : 0,705 [-]	\dot{W} : 145 [kW]
---------------------------------------	-------------------------	----------------------

COMPRESSOR HEAT LOSS

Heat loss factor f_Q [%]: 10	f_Q : 10,0 [%]	T_2 : 69,8 °C	\dot{Q}_{LOSS} : 14,5 [kW]
--------------------------------	------------------	-----------------	------------------------------

SUCTION LINE

Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]: 1,0	\dot{Q}_{SL} : 3271 [W]	T_8 : 6,0 °C	$\Delta T_{SH,SL}$: 1,0 [K]
--	---------------------------	----------------	------------------------------

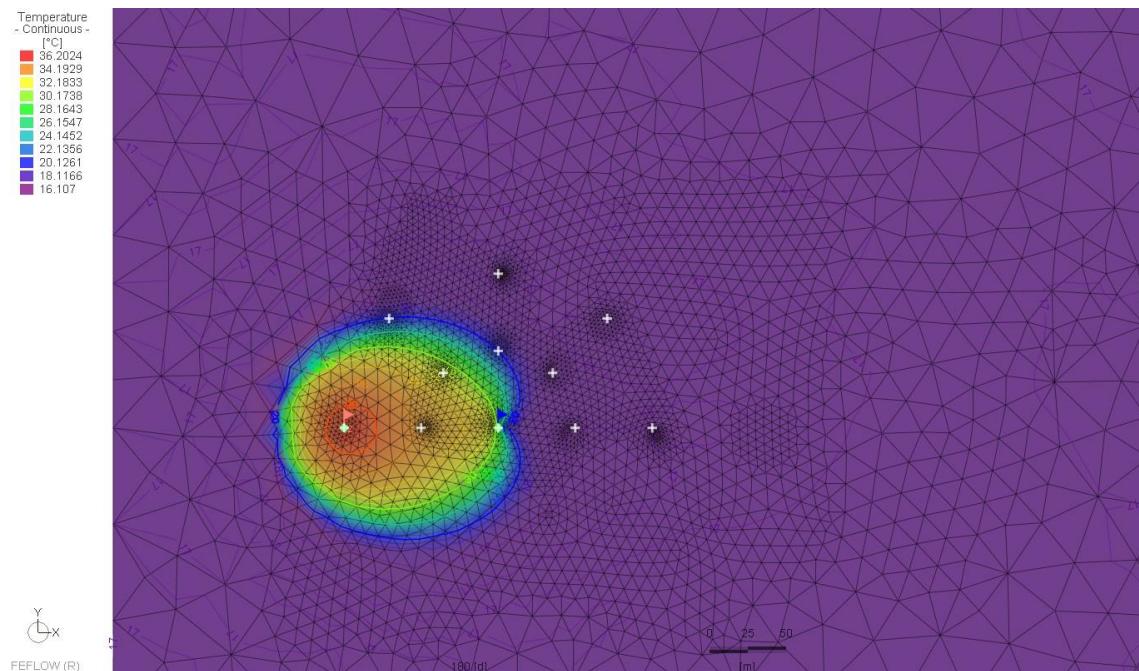
STATE POINTS

STATE POINT	TEMPERATURE	PRESSURE	ENTHALPY	DENSITY
	[°C]	[kPa]	[kJ/kg]	[kg/m ³]
1	6,0	287,6	252,2	13,8
2	69,8	1334,3	294,3	58,8
3	69,8	1317,7	294,6	57,8
4	48,0	1317,7	117,2	1112,5
5	48,0	1317,7	117,2	1112,5
6	0,0	292,9	117,2	-----
7	5,0	292,9	251,1	14,2
8	6,0	287,6	252,2	13,8

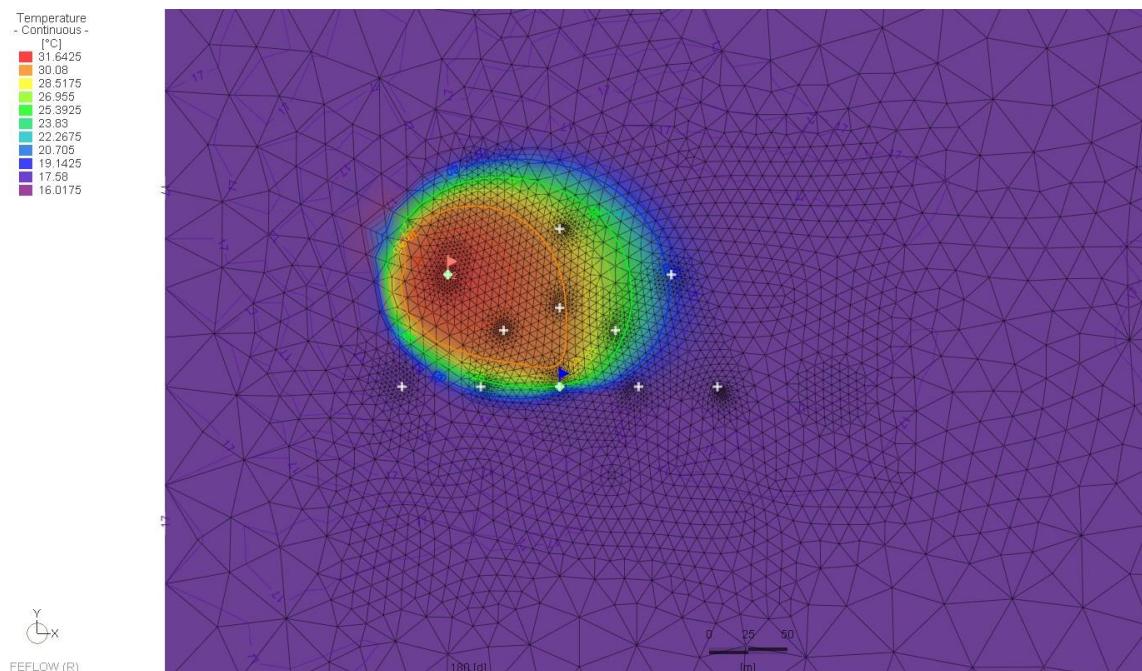
ANEXO III. Plumdas de calor.

A continuación se exponen las plumas de calor generadas para los siguientes casos: caudal de captación de 12,95 l/s, gradiente hidráulico de 3/1000, permeabilidad de 1000 m²/día, distancia entre pozo de captación y de vertido de 100 m.

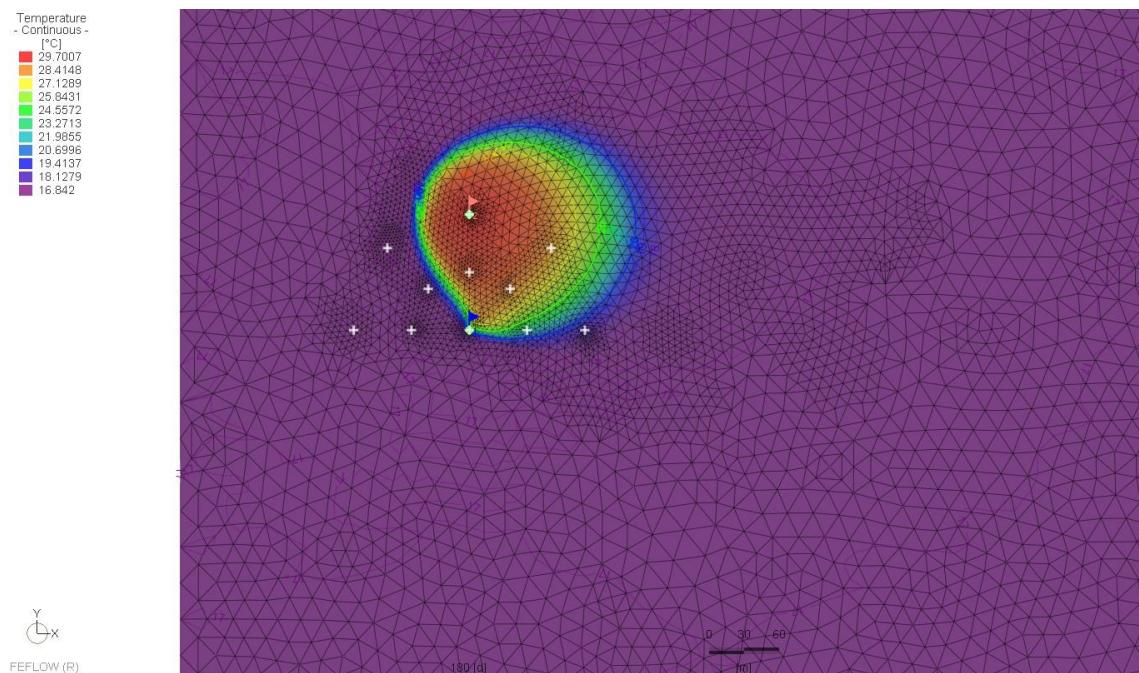
- Orientación 0º.



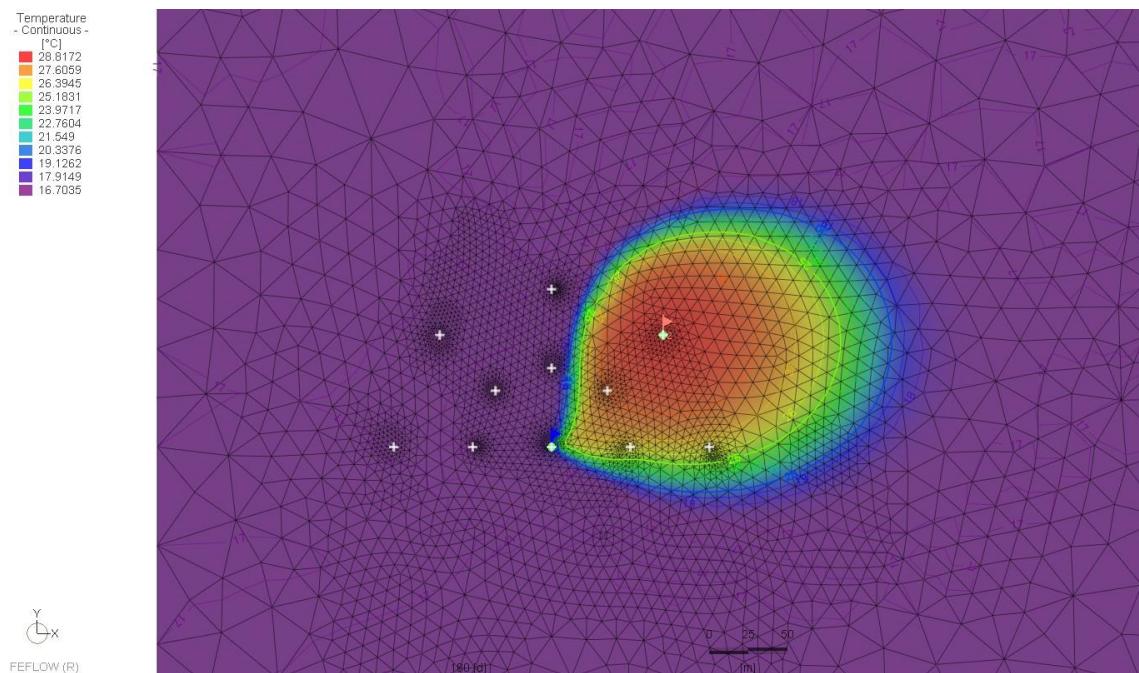
- Orientación 45º.



- Orientación 90º.



- Orientación 135º.



- Orientación 180º.

