



Universidad de León



Escuela Superior y Técnica
de Ingenieros de Minas

GRADO EN INGENIERÍA DE LA ENERGÍA

TRABAJO FIN DE GRADO

ESTUDIO DE REHABILITACIÓN DE MINA MEDIANTE LA EXPLOTACIÓN DE SU POTENCIAL GEOTÉRMICO EN VILLABLINO (LEÓN).

León, julio de 2016

Autor: Jaime González Vega

Tutor: Miguel de Simón Martín

El presente proyecto ha sido realizado por D./Dña. Jaime González Vega, alumno/a de la Escuela Superior y Técnica de Ingenieros de Minas de la Universidad de León para la obtención del título de Grado en Ingeniería de la Energía.

La tutoría de este proyecto ha sido llevada a cabo por D./Dña. Miguel de Simón Martín, profesor/a del Grado en Ingeniería de la Energía.

Visto Bueno

Fdo.: D./Dña. Jaime González Vega
El autor del Trabajo Fin de Grado

Fdo.: D./Dña. Miguel de Simón Martín
El Tutor del Trabajo Fin de Grado

RESUMEN

El presente Trabajo Fin de Grado se trata de un estudio de revisión bibliográfica e investigación de la rehabilitación de una explotación minera abandonada mediante la evaluación de su potencial geotérmico y posterior explotación según el óptimo técnico y económico en la zona de Villablino, situada al noroeste de León y posterior ejemplo de dimensionado de una instalación real aplicando el modelo.

Para la elaboración de dicho estudio se ha utilizado la gráfica de gradiente térmico para determinar la temperatura media de la galería a su profundidad máxima. También se han tenido en cuenta los cálculos sobre transmisión de calor para determinar la longitud necesaria de tubería que circulará a través de la galería más profunda, teniendo en cuenta datos como caudal, diámetro de la tubería, velocidad de impulsión, coeficiente global de transmisión de calor (U), viscosidad del fluido o densidad específicas, para posteriormente reunir en una sola ecuación empírica todos los cálculos y finalmente crear una aplicación que permita al usuario aplicar el modelo de forma directa.

Finalmente se incluye un posible aprovechamiento de esta potencia para calefacción y refrigeración en una población, muy cercana a la mina, mediante la implantación de una bomba de calor reversible.

ABSTRACT

This study of literature review and research of rehabilitation of mines abandoned by assessing geothermal and subsequent exploitation potential according to technical and economic optimum area in Villablino, located in northwest of Leon, and a example of a dimensioning actual installation applying the model.

For the preparation of this study has been used graphic thermal gradient to determine the average temperature of the gallery to a maximum depth. I have also been calculations on heat transfer into account to determine the required length of pipe flow through the deepest gallery, taking into account data such as flow rate, pipe diameter, speed drive, transmission coefficient heat (U), fluid viscosity or specific density, later to gather in a single empirical equation all calculations and finally create an application that allows the user to apply the model directly.

Finally it includes a possible use of this power for heating and cooling in a village, very close to the mine through the implementation of a reversible heat pump.

ÍNDICE

RESUMEN.....	3
ABSTRACT.....	3
1 Objeto	1
2 Introducción.....	1
2.1 Introducción a la geotermia de baja entalpía y las bombas de calor geotérmicas (BCG) 1	
2.2 Galerías de mina como fuentes de calor	3
2.3 Situación, acceso y emplazamiento.	4
2.3.1 Situación.....	4
2.3.2 Acceso.....	5
2.3.3 Emplazamiento.....	5
2.4 Condiciones de la mina	6
2.4.1 Variación de la temperatura con la profundidad del terreno	6
2.5 Dimensiones de la mina y las galerías.....	9
3 Materiales empleados y características	10
3.1 Colector o tubo geotérmico.	10
3.2 Fluido caloportador.....	10
3.3 Bomba de calor	11
3.4 Bombas de la instalación.....	11
4 Cálculo de la temperatura del agua de mina.....	12
5 Modelo de transferencia de calor empleado	14
5.1 Potencia de la bomba, condiciones del cálculo del caudal del colector y funcionamiento de la galería como intercambiador de calor	14
5.2 Cálculo de caudales	16
5.3 Determinación del diámetro provisional para caudal de trabajo.....	17
5.4 Temperatura media logarítmica (LMTD) como base de cálculo para determinar la superficie necesaria a través de la galería	18
5.4.1 Introducción de la ecuación general de transferencia de calor	18
5.4.2 Cálculo de la temperatura media logarítmica	21
5.5 Coeficiente global de transferencia de calor	22
5.6 Resistencias térmicas	23
5.6.1 Resistencia térmica en el interior del colector, convección forzada.....	23
5.6.2 Resistencia térmica por conducción del colector.....	25

5.6.3	Resistencia térmica exterior por convección natural	26
5.7	Factor de corrección para “n” pasos de tubo	29
5.8	Parametrización de la ecuación general del modelo	30
5.9	Determinación del diámetro óptimo de la instalación en función de la bomba hidráulica	37
5.9.1	Trabajo de la bomba	37
5.9.2	Pérdidas de carga.....	38
6	Resultados.....	45
6.1	Instalación sin limitaciones técnicas	45
6.2	Instalación real con dimensionado para tubería 110mm con ramales en cada galería (caso real).....	59
7	Análisis de resultados	67
7.1	Instalación sin limitaciones técnicas	67
7.2	Instalación real con dos diámetros de trabajo	68
8	Conclusiones	69
8.1	Sobre el modelo de transferencia.....	69
8.2	Sobre la instalación sin limitaciones técnicas y real	71
9	Referencias bibliográficas	72
10	Anexos.....	75
10.1	Aplicación de calculadora de longitud de tubería necesaria para modelo de transferencia de calor específico	75
10.2	Ejemplo de cálculo de caso real con calculadora TFG	77
10.3	Ficha técnica de la bomba de calor.....	78
10.4	Ficha técnica de la bomba caso teórico sin limitaciones técnicas.....	82
10.5	Ficha técnica de la bomba caso real	86
10.6	Distribución final de tubería para caso real	90

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1.- Principio de funcionamiento de una bomba de calor.	2
Figura 2.2.- Situación de la localidad de Orallo y distancia al pozo medida con visor Sigpac a escala 1:25 000.....	5
Figura 2.3.- Situación de la localidad de Orallo y la mina de carbón de interior Santiago en vista terrestre.....	6
Figura 2.4.-Evolución estacional de las temperaturas a lo largo de un año para un punto situado a diferentes profundidades bajo la superficie. Gráfica Temperatura-días del año.	7
Figura 2.5.- Gráfica tridimensional que representa la temperatura del terreno en función de la profundidad y los días del año.	7
Figura 2.6.- Gráfica en función de la temperatura y la profundidad (grafica de gradiente térmico).....	8
Figura 2.7.- Dimensiones en metros de la galería, vista frontal.	9
Figura 3.1. Comportamiento de la temperatura con la profundidad del terreno.....	13
Figura 5.1.- Esquema de intercambiador de carcasa y un tubo.	15
Figura 5.2.- Dimensiones de las galerías.....	16
Figura 5.3.- Perfiles de temperaturas en cambiadores de calor de doble tubería (a) de corrientes paralelas y (b) a contracorriente.	19
Figura 5.4.- Ejemplo de convección forzada a través de una placa plana por medio de un soplador.	23
Figura 5.5.- Transferencia de calor por conducción en tubería.....	25
Figura 5.6.- Ejemplo de convección natural a través de una placa y aire.	26
Figura 5.7.- Representación del factor de corrección para varios pasos de tubo y una carcasa.	29
Figura 5.8.- Diagrama de Moody.	40
Figura 5.9.- Bombas de rotor seco en paralelo.....	45
Figura 6.1.- Representación grafica de la variación de temperatura del fluido caliente y frio en contracorriente.	51
Figura 6.2.- Representación grafica de la distribución de tubería con dos pasos por las dos galerías.....	53
Figura 6.3.- Distribución de 4 tuberías en paralelo con dos pasos de tubo.(no cumple modelo de cálculo).....	54
Figura 6.4.- Distribución de tubería válida para modelo de cálculo con un ramal por cada galería y dos pasos por tubo.....	54
Figura 6.5.- Representación del factor de corrección.....	55
Figura 6.6.- Representación grafica de la distribución de tubería con dos pasos por las dos galerías utilizando tubería de 250mm.	56
Figura 6.7.- Esquema de la instalación con bomba de apoyo.	57
Figura 6.8.- Longitud equivalente de valvula de globo.....	57
Figura 6.9.- Representación grafica del factor de fricción.....	58
Figura 6.10.- Representación de la distribución de tubería con ramal en cada galería y dos pasos por tubo.	59
Figura 6.11.- Representación grafica de la variación de temperatura de los fluidos.....	62

Figura 6.12.- Representación grafica del factor de corrección.....	62
Figura 6.13.- Representación grafica del factor de corrección.....	65
Figura 10.1.- Representacion de la calculadora TFG sin introducción de datos.	74
Figura 10.2.- Representación de la calculadora TFG con los datos del caso real.....	75

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3.1.- Características técnicas de tubería de polietileno reticulado PEX.	10
Tabla 3.2.- Características técnicas del fluido caloportador.....	11
Tabla 5.1.- Propiedades del agua de mina.....	28
Tabla 5.2.- Rugosidades absolutas de distintos materiales.....	39
Tabla 5.3.- Longitudes equivalentes de accesorios hidráulicos.....	41
Tabla 5.4.- Perdidas de carga de tubería PEX 110mm, según fabricante.....	43
Tabla 5.5.- Perdidas de carga en diferentes diámetros de PEX según caudales circulantes.	44
Tabla 6.1.- Propiedades del fluido caloportador.	47
Tabla 6.2.- Características técnicas tubería PEX.	48
Tabla 6.3.- Características técnicas del agua de mina.	48
Tabla 6.4.- Propiedades del agua de mina a 20°C.	50
Tabla 6.5.- Propiedades del agua de mina a 20°C.	61
Tabla 6.6.- Características técnicas de tubería PEX DN110mm.....	63

1 Objeto

El objeto del presente trabajo es analizar el potencial geotérmico de una mina de carbón situada en la localidad de Villablino. De esta manera, se han tenido que buscar métodos de cálculo alternativos para determinar el potencial de ésta. Para ello se ha supuesto la galería como un intercambiador de carcasa y tubos, estando las galerías inundadas de agua, debido a un manantial subterráneo.

Así pues, se analizará el método de cálculo utilizado para determinar la potencia que se puede extraer y la longitud mínima de tubería que se necesita, intentando reducir al máximo los costes de la instalación para hacerla lo más viable posible.

Además del análisis del método de cálculo, se propone también, un aprovechamiento de esta energía para una población muy cercana a la mina mediante el uso de bomba de calor, abasteciendo de esta manera las necesidades de calefacción y refrigeración.

Finalmente se presenta como anexo una aplicación informática a modo de calculadora para determinar el área y la longitud de tubería necesarias, para este tipo de instalaciones bajo unas condiciones determinadas para cumplir el modelo estudiado. Dicha aplicación se ha podido determinar después de realizar un estudio exhaustivo del método de cálculo empleado. De esta manera, cualquier usuario que quiera realizar estos cálculos de forma inmediata, solo tendrá que introducir los datos que necesite y analizar los resultados.

2 Introducción

2.1 Introducción a la geotermia de baja entalpía y las bombas de calor geotérmicas (BCG)

La geotermia se encuentra entre las fuentes de energías renovables menos explotadas en nuestro país, situación que generalmente se ha venido justificando por el escaso potencial de desarrollo que, supuestamente, presenta esta forma de aprovechamiento energético. Esta apreciación supone en realidad un error, al confundir la parte con el todo; en este caso, la geotermia de alta temperatura (asociada a grandes gradientes geotérmicos y a la producción eléctrica) con la geotermia en su conjunto.

Cuando se habla de aprovechamiento geotérmico, es necesario diferenciar los diferentes rangos de temperatura (o, más técnicamente, potencial entálpico) de los diferentes yacimientos, que van desde las aplicaciones ya mencionadas de muy alta entalpía, pasando por las de alta y media temperatura –asociadas al termalismo y a los sistemas de calefacción de distrito y finalmente el aprovechamiento de la geotermia de muy baja temperatura, que requiere de la intervención de bombas de calor. En el rango de temperaturas más bajas, el aprovechamiento geotérmico mediante bomba de calor (en adelante, “bomba de calor geotérmica” o BCG) no requiere de condiciones

extraordinarias del terreno, siendo amplia su disponibilidad como fuente de energía renovable y sostenible para un sinnúmero de aplicaciones térmicas.

Las ventajas de las BCG son múltiples, ya que se conjugan el concepto de ahorro y eficiencia (entre el 40% y el 60% de la energía primaria que se utiliza en climatización, según el sistema con el que se compare), el hecho de ser una fuente de energía renovable y múltiples ventajas en cuanto a integración arquitectónica, facilidad de mantenimiento y escasez de ruido. Adicionalmente, son sistemas basados en tecnologías bien conocidas y, por consiguiente, su introducción puede basarse en gran medida en elementos ya disponibles en el mercado. Finalmente, la BCG destaca por su capacidad de integrarse con otras fuentes de energía renovables, a las que complementa más que sustituye y puede ayudar en su desarrollo, tales como los paneles solares térmicos.

Sin embargo, nuestro país cuenta entre las naciones en que tradicionalmente estos sistemas han tenido más escaso desarrollo, situación poco acorde, tanto con el potencial de dicha fuente como con el impulso que ha tenido en otros países. Sería en consecuencia relevante preguntarse por las causas específicas que explicarían la diferencia con respecto a países como Suecia, Alemania, Suiza o Austria, en los que la bomba de calor geotérmica, ya desde finales de los años 70 y al calor de las sucesivas crisis del petróleo, ha ido consolidándose en los respectivos mercados de calefacción y refrigeración.

Las razones para ello no son de índole técnica, ya que de hecho el propio principio de funcionamiento de las BCG puede verse beneficiado si el equipo tiene doble uso para calefacción y refrigeración.

Por su principio de funcionamiento, la BCG es simplemente una bomba de calor que transfiere calor a o desde la aplicación (edificio o proceso) al terreno. Ello posibilita una menor demanda de energía primaria por parte del compresor (eléctrico o de gas) debido a que, en muchos momentos, el suelo posee condiciones de temperatura más favorables que el aire.

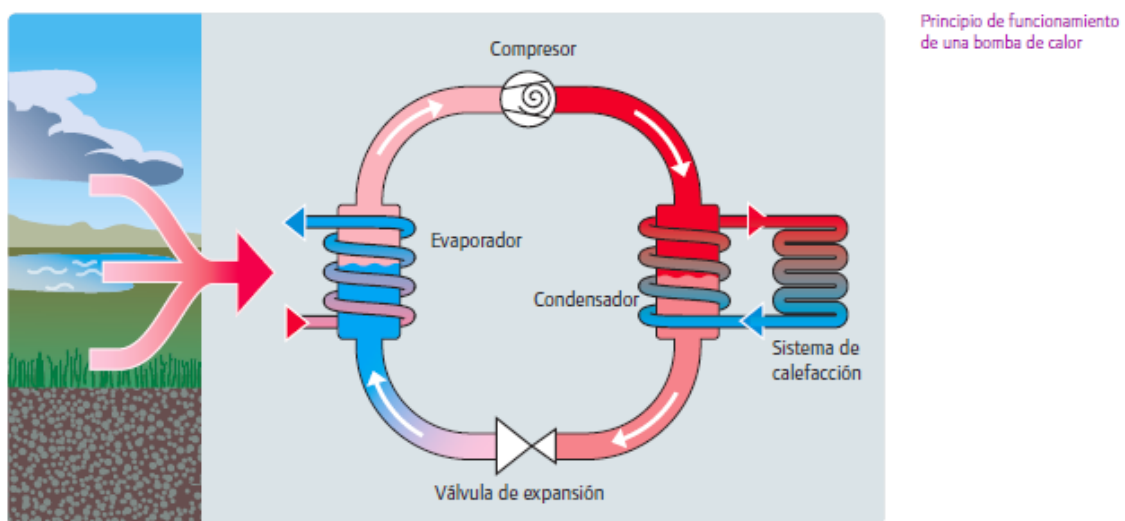


Figura 2.1.- Principio de funcionamiento de una bomba de calor.

[Fuente: UPONOR HISPANIA S.A.U., "Uponor geotermia información técnica" 3ªEd. 11/2013.]

Así, si tomamos como ejemplo un determinado caso, el terreno, a partir de unos 5 metros de profundidad posee una temperatura estable de unos 19 °C a lo largo del año. Sin embargo, en momentos de gran consumo energético, las unidades que se basan en el intercambio térmico con el aire ambiente pueden percibir, en verano, temperaturas superiores a 35 °C, y en invierno de 10 °C o inferiores.

El mejor rendimiento de este tipo de bombas se basa por consiguiente, no tanto en una diferencia en su tecnología o componentes, sino en el aprovechamiento de un sencillo principio de la termodinámica mediante la gestión energéticamente sostenible y eficiente del terreno como foco térmico. Por otro lado, dicha gestión sostenible y eficiente implica un mayor grado de dificultad que en el caso del aire, puesto que el terreno posee características térmicas más complejas y, con frecuencia, poco conocidas.

Desde el punto de vista de flujos de calor, las bombas de calor que solamente operan para calefacción (o en “modo invierno”) realizan una permanente extracción de calor del terreno, que se contrarresta por el calor que aporta el Sol y el flujo de calor ascendente que proviene de mayores profundidades (flujo geotérmico). En sistemas que operan para calefacción y refrigeración, es necesario además tener en cuenta el balance energético del terreno, es decir, la diferencia entre el calor aportado y extraído del terreno para la aplicación en diferentes momentos. En un sistema perfectamente balanceado (igual cantidad de calor extraído o aportado al terreno), el suelo opera meramente como un buen almacén de calor entre la estación fría y caliente, siendo ésta la situación ideal desde el punto de vista de diseño y dimensionado. En la medida en que nos apartemos del balance térmico, el sistema habrá de dotarse de una capacidad suplementaria de intercambio térmico para ser capaz de operar a largo plazo de manera estable y sostenible. Otro factor de diseño primordial es la existencia de demandas térmicas “pico” o a corto plazo que pueden requerir el dotar al sistema de BCG de una capacidad de intercambio suplementaria.

En España, el desconocimiento, la falta de legislación y tradición en innovación, la heterogeneidad de sus condiciones climatológicas y de suelo, entre otros factores, han supuesto hasta años recientes una barrera infranqueable para los sistemas de BCG, a pesar de que, por lo dicho anteriormente, su aplicación puede resultar idónea desde el punto de vista técnico. Esta situación ha venido revirtiéndose, con lentitud al principio y más velocidad últimamente, ante los enormes retos a los que se enfrenta el país desde el punto de vista energético.

Entretanto, son ya numerosas las experiencias, tanto en el ámbito científico como comercial, en la implantación de BCG en diferentes zonas en nuestro país, de manera que nos encontramos en un momento de cambio que nos puede acercar rápidamente al nivel en que se encuentra en otros países europeos. La presente Guía de Diseño pretende aportar su granito de arena en este desarrollo, tratando de facilitar la comprensión de algunos de los principios básicos de diseño de BCG a un amplio espectro de lectores interesados.

2.2 Galerías de mina como fuentes de calor

El uso de las energías renovables en España es cada vez mayor; sin embargo, hasta ahora, es bastante bajo el uso de la geotermia de baja entalpía utilizado en sondeos o en

terreno superficial. En este estudio, el uso de la energía geotérmica de baja entalpía consiste en la conversión de las galerías de mina en intercambiadores de calor subterráneos para extraer el máximo potencial geotérmico posible. Este sistema se utiliza en un área en el que la mina carece de actividad.

La mina en cuestión, se sitúa en la zona de Villablino y tiene cuatro galerías inundadas de agua, esta característica en muchas ocasiones hace que instalaciones como ésta puedan ser viables económicamente o no, ya que al estar inundadas, la transferencia de calor del agua al tubo geotérmico es más alta que si sólo hubiera aire. Existe otra forma de estudiarla, mediante el bombeo directo del agua de mina como fluido caloportador, pero requiere bombas más grandes y de más potencia, lo que aumentaría el consumo eléctrico de la instalación, por lo tanto, esta es más recomendable cuando el agua de mina tiene una temperatura bastante alta. Es por ello que, en este tipo de instalación se estudia la extracción de calor del agua mediante la introducción de tubería geotérmica PEX para la extracción de calor. Dicho tubo tiene una conductividad térmica bastante alta, lo cual lo hace uno de los tubos geotérmicos más eficientes del mercado.

La ventaja que tiene esta instalación es que los sondeos para los tubos geotérmicos ya están hechos, ya que estos van a circular a través de las galerías de la mina calentándose hasta una determinada temperatura, que posteriormente será gestionada por una bomba de calor. Ésta aprovechará la energía sustraída de la mina para aumentar la temperatura del agua de calefacción hasta unos 50-60 grados. Para la refrigeración ocurre lo mismo pero de manera inversa.

Esta es una forma ideal de aprovechar las minas que carezcan de actividad laboral, mientras que las poblaciones que se sitúen cerca de la mina se verán beneficiadas por esta instalación, reduciendo las emisiones de CO₂ e incluso llegando a carecer de energías alternativas para el acondicionamiento, tanto en verano como en invierno, de sus viviendas. Un método de predicción de evaluación de las capacidades del sistema ha sido desarrollado para determinar el potencial geotérmico que estas poseen, considerando la galería como un intercambiador de carcasa y tubos muy grande.

Por todo ello, se puede decir que las galerías de mina son una fuente de aprovechamiento geotérmico excepcional, más aun si están inundadas de agua.

2.3 Situación, acceso y emplazamiento.

2.3.1 Situación

El pozo Santiago, perteneciente al término municipal de Villablino, se encuentra a 1,152km de Orallo, localidad que cuenta con una población de 229 habitantes. Esta localidad está localizada muy próxima al pozo, lo cual mejora la viabilidad de la instalación ya que se disminuyen los costes de transporte de agua y las pérdidas de calor. De esta manera el pozo Santiago abastecerá de calefacción y refrigeración a esta localidad mediante la implantación de una instalación geotérmica de alta potencia.



Figura 2.2.- Situación de la localidad de Orallo y distancia al pozo medida con visor Sigpac a escala 1:25 000

[Fuente: <http://sigpac.mapa.es/fega/visor/>]

2.3.2 Acceso

Orallo es una localidad y pedanía perteneciente al municipio de Villablino, situado en la comarca de Laciana. Posiblemente, sus términos son los más extensos de la comarca, ya que cuenta con 30,2 kilómetros cuadrados. Está situado en la CV-101-11, saliendo de Villablino por la CL-623 en dirección a Villager de Laciana y a la salida de esta a mano izquierda se toma el desvío donde se llega al pueblo.

2.3.3 Emplazamiento

El emplazamiento de la instalación será en el pozo Santiago, situado a 1152m del pueblo.

Las coordenadas UTM y geográficas de la ubicación de la instalación y del pueblo de Orallo son las siguientes:

Localidad de Orallo:

- Geográficas (latitud) N 42° 58' 9,92" (longitud) W 6° 21' 18,24"
- UTM(huso 29) (X)715.713,94m (Y)760.821,28m

Instalación en pozo Santiago:

- Geográficas (latitud) N 42° 57' 51,15" (longitud) W 6° 21' 29,21"
- UTM(huso 29) (X)715.466,36m (Y)760.227,01m



Figura 2.3.- Situación de la localidad de Orallo y la mina de de carbón de interior Santiago en vista terrestre.

[Fuente: <http://sigpac.mapa.es/fega/visor/>]

2.4 Condiciones de la mina

2.4.1 Variación de la temperatura con la profundidad del terreno

La energía aportada por la radiación solar, precipitaciones y otros efectos atmosféricos es transferida diariamente a y desde la superficie de la tierra produciéndose un equilibrio térmico. Como consecuencia de este equilibrio, la temperatura de la tierra a ciertas profundidades (aproximadamente 50 metros) se mantiene constante y se aproxima a la temperatura media anual del terreno en esa determinada zona (Figura 2.4.- y 2.5.-).

En las profundidades comprendidas entre la superficie y estos 50 metros, la temperatura de la tierra variará dependiendo de la profundidad y de las características del tipo de suelo: conductividad, difusividad, calor específico, etc.

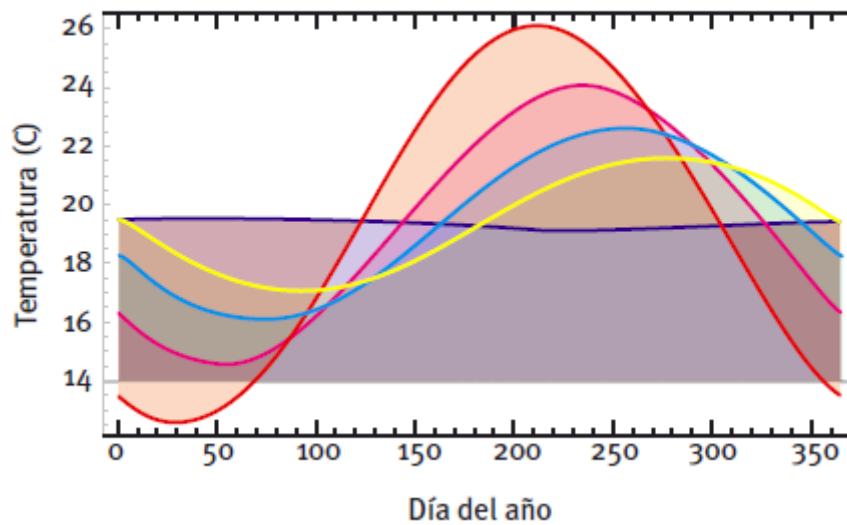


Figura 2.4.-Evolución estacional de las temperaturas a lo largo de un año para un determinado punto bajo la superficie.

[Fuente: Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración, "Guía técnica de diseño de sistemas de intercambio geotérmico de circuito cerrado", IDAE, Madrid, 2012.]

La Figura 2.4.- muestra la evolución estacional de las temperaturas a lo largo de un año para un punto situado a diferentes profundidades bajo la superficie. Las temperaturas y difusividades son típicas de una determinada zona.

Se observa que, a medida que se incrementa la profundidad, la amplitud de las oscilaciones térmicas decrece y sus máximos y mínimos se van desfasando. La curva de color rojo corresponde a la oscilación natural (inmediatamente bajo la superficie), en magenta, azul claro, amarillo y azul oscuro se representan sucesivamente las evoluciones de temperatura a 1 m, 2 m, 3 m y 10 m respectivamente.

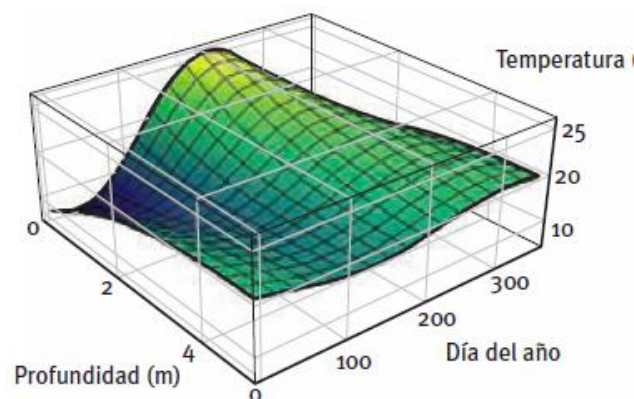


Figura 2.5.- Gráfica tridimensional que representa la temperatura del terreno en función de la profundidad y los días del año.

[Fuente: Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración, "Guía técnica de diseño de sistemas de intercambio geotérmico de circuito cerrado", IDAE, Madrid, 2012.]

En la Figura 2.5.- podemos ver el mismo proceso en una representación tridimensional que permite obtener una idea global de la variación de la temperatura y la profundidad. Como se puede observar en la figura anterior, a medida que aumentamos la profundidad en el terreno, la evolución de la temperatura se va amortiguando hasta permanecer constante.

También se aprecia como en verano e invierno, debido a la propia inercia del terreno, las temperaturas máximas y mínimas del suelo se retrasan en torno a cuatro semanas comparadas a las temperaturas superficiales del suelo.

El gradiente geotérmico se define como la variación de temperatura con la profundidad, estando determinado en unidades de °C/km. Con respecto a dicho gradiente y exceptuando zonas concretas con actividad magmática, pueden diferenciarse tres profundidades típicas:

- I. Hasta una profundidad de unos 50 m, la temperatura del terreno está básicamente determinada por el intercambio térmico con la atmósfera y el sol, así como la presencia de aguas subterráneas, resultando ser sustancialmente constante.
- II. Por debajo de dicha profundidad y hasta profundidades de unos 100 m existe un gradiente geotérmico variable, al estar aún las temperaturas bajo la influencia de dichos fenómenos de intercambio superficial.
- III. Por último, por debajo de 100m suele establecerse ya un gradiente geotérmico claro y la temperatura generalmente se incrementa con la profundidad, aunque dicho incremento puede ser muy variable según las condiciones tectónicas y propiedades térmicas del suelo.

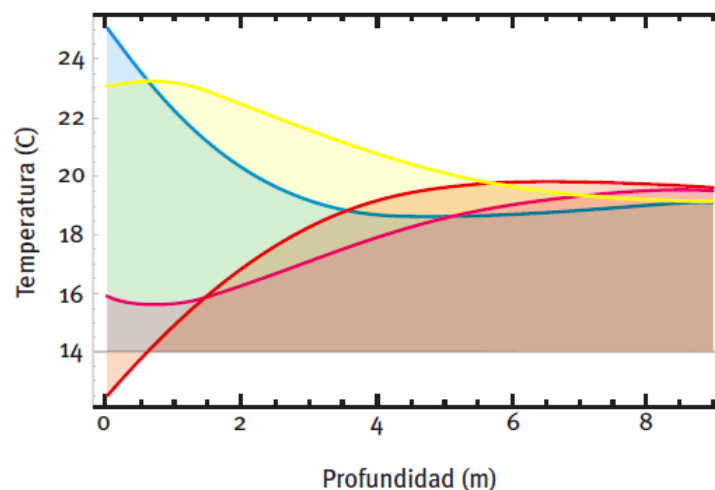


Figura 2.6.- Gráfica en función de la temperatura y la profundidad (gráfica de gradiente térmico).

[Fuente: Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración, "Guía técnica de diseño de sistemas de intercambio geotérmico de circuito cerrado", IDAE, Madrid, 2012.]

Ésta es la gráfica en la que se basarán los cálculos posteriores para determinar la temperatura del agua de mina.

Con carácter general suele estimarse que el gradiente geotérmico a partir de dichas profundidades y en suelos estables tectónicamente o sedimentarios es de 1°C cada 20 metros.

Desde el punto de vista del diseño y dimensionado de intercambiadores geotérmicos para aplicaciones de muy baja entalpía, puede concluirse de lo anterior, que el gradiente geotérmico es un factor a tener en cuenta únicamente en sistemas cuya profundidad excediese los 100 m. En nuestro caso, la profundidad de la galería más baja es de 210m, la cual estará inundada con agua. Ésta se denomina agua de mina y para este estudio tiene una temperatura de $21,5^{\circ}\text{C}$ que posteriormente se explicara por qué.

2.5 Dimensiones de la mina y las galerías.

La mina tiene inundadas cuatro galerías, las cuales se pueden utilizar o no según la distribución de tubería que se elija. Las longitudes de cada una de ellas son las siguientes:

Superiores:

- *Galería 1 = 375m.*
- *Galería 2: 480m.*

Inferiores:

- *Galería 3 = 450m.*
- *Galería 4 = 520 m.*

Las dimensiones de la galería se necesitan para calcular el caudal del agua que circula por ellas, por lo que son las siguientes:

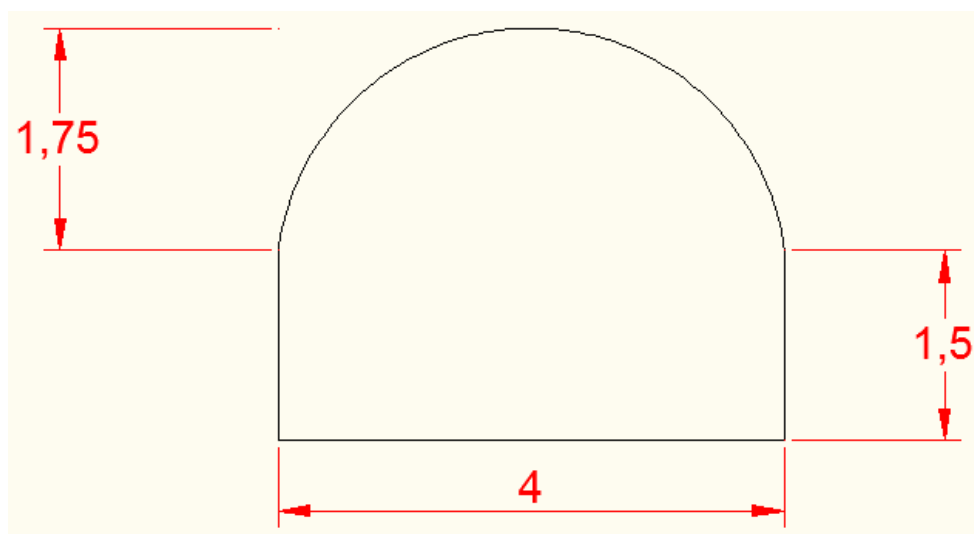


Figura 2.7.- Dimensiones en metros de la galería, vista frontal.

3 Materiales empleados y características

En los materiales empleados en este estudio para dimensionar la instalación y realizar los cálculos oportunos, se ha tratado que sean de lo más óptimos posibles para crear una instalación de lo más óptima, acercándose así a un caso real. Estas son algunas de las características de los materiales que se van a utilizar en este estudio. Estos datos son necesarios para aplicarlos en los cálculos del modelo de transferencia que se va a analizar.

3.1 Colector o tubo geotérmico.

La tubería de captación que se va a utilizar es de polietileno reticulado de alta densidad. Este material es óptimo para los sistemas de captación geotérmica, ya que posee una conductividad térmica mayor que el polietileno simple, además de ser más resistentes a los esfuerzos de trabajo. La empresa suministradora de la tubería es UPONOR, la cual posee tubería de este tipo sólo hasta un diámetro de 110mm. Más tarde se analizará esta medida para el dimensionamiento de una instalación real. Éstas son algunas de las características más destacadas:

Tabla 3.1.- Características técnicas de tubería de polietileno reticulado PEX.

Propiedades polietileno reticulado		
Densidad	>0,95	gr/cm ³
Rugosidad	0,0015	mm
Resistencia a tracción a 20°C	>20	N/mm ²
Resistencia a tracción a 100°C	>10	N/mm ²
Módulo de elasticidad a 20°C	1.180	N/mm ²
Módulo de elasticidad a 80°C	560	N/mm ²
Alargamiento hasta rotura a 20°C	300-450	%
Coefficiente de conductividad térmica	0,37	Kcal/h m°C
Coefficiente de dilatación lineal a 20°C	0,14	mm/m°C
Coefficiente de dilatación lineal a 100°C	0,205	mm/m°C
Temperatura de reblandecimiento	133	°C
Temperatura límite de funcionamiento	100	°C

[Fuente: UPONOR HISPANIA S.A.U., "Manual Técnico Suelo Radiante" 2ªEd. 1/2014.]

3.2 Fluido caloportador

Se utilizará como fluido caloportador etilenglicol con una concentración en agua del 25% para evitar la congelación de ésta en invierno cuando la instalación no esté trabajando. De esta manera se evita trabajar continuamente con una bomba para mantener el fluido en movimiento y ahorrar costes.

Tabla 3.2.- Características técnicas del fluido caloportador.

température θ temperature	masse volum. ρ density	chaleur spécifique C_p specific heat		viscosité dynamique μ dynamic viscosity		conductivité thermique λ thermal conductivity		pression de vapeur P_s vapor pressure	
°C	kg/m ³	J/kg.K	kcal/kg.°C	Pa.s	kg/m.h	W/m.K	kcal/h.m.°C	Pa (abs)	bar(rel.) barg
-5	1028	3903	0,933	0,002902	25,776	0,466	0,400	390	
0	1026	3908	0,934	0,002457	20,136	0,471	0,405	566	
5	1025	3912	0,935	0,002099	16,024	0,476	0,409	808	
10	1023	3917	0,936	0,001808	12,970	0,481	0,413	1138	
15	1020	3922	0,937	0,001569	10,665	0,485	0,417	1581	
20	1018	3926	0,938	0,001372	8,896	0,490	0,421	2169	
25	1015	3931	0,939	0,001207	7,521	0,494	0,425	2940	-0,98
30	1013	3936	0,940	0,001070	6,437	0,499	0,429	3939	-0,97
35	1010	3941	0,942	0,000953	5,573	0,503	0,433	5222	-0,96
40	1007	3946	0,943	0,000855	4,876	0,507	0,436	6851	-0,94
45	1004	3952	0,944	0,000771	4,308	0,511	0,440	8901	-0,92
50	1001	3957	0,945	0,000698	3,841	0,515	0,443	11458	-0,90
55	998	3962	0,947	0,000636	3,453	0,519	0,447	14621	-0,87
60	995	3967	0,948	0,000582	3,129	0,523	0,450	18502	-0,83
65	991	3972	0,949	0,000535	2,856	0,527	0,453	23228	-0,78
70	988	3977	0,950	0,000494	2,625	0,530	0,456	28940	-0,72
75	985	3982	0,951	0,000457	2,427	0,534	0,459	35798	-0,66
80	981	3987	0,953	0,000426	2,258	0,537	0,462	43977	-0,57
85	978	3992	0,954	0,000397	2,112	0,540	0,465	53672	-0,48
90	975	3997	0,955	0,000372	1,986	0,544	0,468	65095	-0,36
95	971	4002	0,956	0,000350	1,876	0,547	0,470	78479	-0,23
100	968	4007	0,957	0,000330	1,780	0,550	0,473	94076	-0,07
105	965	4012	0,959	0,000312	1,696	0,553	0,476	112158	0,11
110	961	4017	0,960	0,000296	1,622	0,556	0,478	133020	0,32
115	958	4021	0,961	0,000281	1,557	0,559	0,481	156977	0,56
120	955	4026	0,962	0,000268	1,500	0,562	0,483	184364	0,83

[Fuente: <http://www.celsius-process.com/>, "MPG 25.pdf".]

3.3 Bomba de calor

La bomba de calor a utilizar es del tipo agua-agua. En este estudio no se analizan los aspectos técnicos de su funcionamiento en verano, solo en invierno para producir agua caliente para climatizar la población. Dicho esto, en verano podría trabajar de manera inversa. La marca elegida es Airlan NXP de 551kW. <<Véase Anexo 10.3.->>.

3.4 Bombas de la instalación

Las bombas utilizadas tanto en el caso real como en el caso teórico sin limitaciones técnicas, son del tipo normalizadas de rotor seco. Para su elección óptima se analiza la grafica y se elige la bomba que trabaje lo más próximo a nuestros datos de la instalación. La empresa que suministra las bombas es WILO. <<Véase Anexos 10.4.- y 10.5.->>.

4 Cálculo de la temperatura del agua de mina

En este estudio se ha utilizado la gráfica de gradiente geotérmico para determinar la temperatura a la profundidad de la mina. En dicha gráfica se ve como a una determinada profundidad la temperatura aumenta de forma constante, de modo que los factores externos climáticos no afectan.

Este modelo considera que la temperatura del terreno aumenta 1°C mientras la profundidad aumenta 20m, esto quiere decir que por cada 20m de profundidad la temperatura se aumenta un grado.

Dicho esto, se ha obtenido la temperatura media anual del terreno a través del Instituto Nacional Geográfico de España (INGE) en la zona de Villablino. Esta temperatura es la superficial del terreno que posteriormente se utilizará para calcular la temperatura del agua de mina considerando el factor anteriormente descrito. Se utiliza la temperatura media anual porque el modelo considera que la temperatura es constante a partir de los 100 m de profundidad; por eso no distinguimos temperaturas en invierno o verano; si es menos, la temperatura está condicionada por los factores medioambientales, como pueden ser las épocas de verano donde no llueve y la temperatura es más alta o en invierno donde ésta disminuye considerablemente.

De esta forma al tomar la temperatura media anual en la superficie del terreno podemos contabilizar el gradiente térmico desde la superficie del terreno y no a partir de 100m de profundidad, lo cual cambiaría en invierno o en verano, dando lugar a datos erróneos.

Es por ello que la temperatura del agua de mina en esa profundidad se calculará de la siguiente manera:

$$T_{\text{agua de mina}} = (P_{\text{total}} G) + T_{\text{media suelo}}$$

P_{total} = Profundidad total de la mina en m.

G = Gradiente térmico respecto a la profundidad.

$T_{\text{media suelo}}$ = Temperatura media anual del suelo.

Esta ecuación muestra el principio del gradiente térmico explicado anteriormente. De esta manera hemos calculado de manera rápida y directa la temperatura a dicha profundidad. Existen otras ecuaciones para el cálculo de la temperatura a una determinada profundidad pero sólo son válidas para profundidades superficiales de hasta unos 20m, en las cuales afectan los agentes externos climáticos.

$$T(z,t) = T_m - A_s e^{-z \sqrt{\frac{\pi}{365\alpha}}} \cos \left[\frac{2\pi}{365} \left(t - t_0 - \frac{z}{2} \sqrt{\frac{365}{\pi\alpha}} \right) \right]$$

Donde:

$T(z, t)$ = Temperatura del suelo en un tiempo t a una profundidad z .

T_m = Temperatura media anual del suelo.

A_s = Oscilación de la temperatura superficial.

t_0 = Desfase en días.

α = Difusividad térmica del suelo.

Por ello, en este caso, se ha optado por un método de cálculo alternativo válido para este procedimiento.

En la Figura 3.1.- se pueden ver a diferentes profundidades que ocurre con la temperatura, mostrando cuando es dependiente de los efectos externos. Esta parte es crucial para el estudio debido a que la temperatura de la mina es un dato fundamental para determinar la longitud necesaria de colector. Cuanta más temperatura tenga el agua de mina mayor es la potencia térmica que podemos extraer, disminuyendo la longitud necesaria y siendo, por lo tanto, más eficiente nuestro sistema.

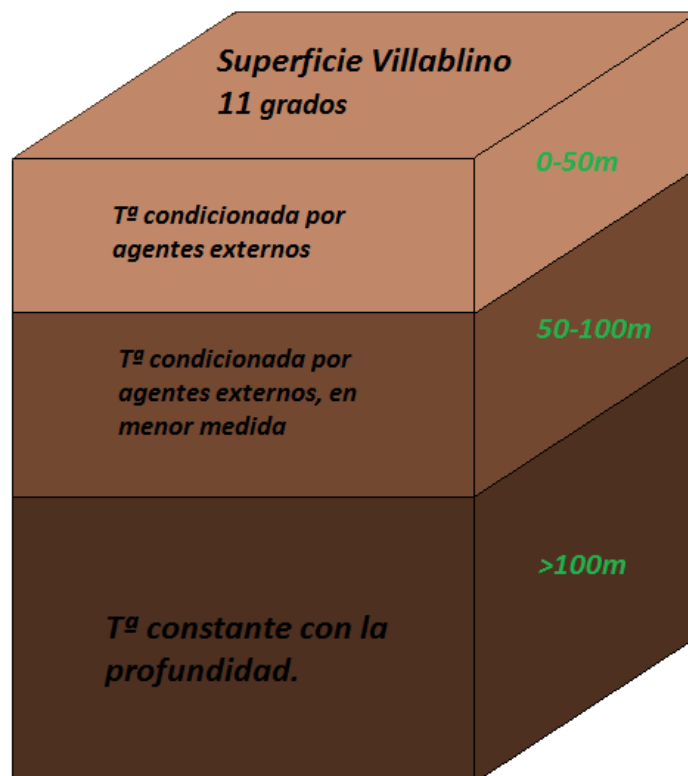


Figura 3.1. Comportamiento de la temperatura con la profundidad del terreno.

5 Modelo de transferencia de calor empleado

5.1 Potencia de la bomba, condiciones del cálculo del caudal del colector y funcionamiento de la galería como intercambiador de calor

Para poder determinar la longitud de tubería que es necesaria instalar en la galería de mina, se ha llegado a un modelo de cálculo determinado. Éste, consiste en tratar la galería de mina como un intercambiador de calor de carcasa y tubos muy grande.

Consiste en la interacción de dos corrientes dentro de la galería, una es la del agua de mina y la otra es la del agua del colector que se va a calentar para extraer el calor del agua de mina para aprovecharlo en la bomba de calor. De esta forma, el agua del colector circulará a lo largo de la galería y se irá calentando hasta una determinada temperatura. La bomba de calor se encargará de elevar esta temperatura mediante el principio de funcionamiento de una BCG para posteriormente distribuir ese caudal de agua hacia las diferentes viviendas de la localidad de Orallo. La bomba de calor elegida es AIRLAN NXP agua-agua y trabaja con una temperatura de entrada determinada según los datos de su ficha técnica. <<Véase Anexo 10.3.->>. Este dato es muy importante para el cálculo de la temperatura media logarítmica, ya que al darnos la bomba de calor la temperatura de entrada, al mismo tiempo nos está proporcionando la temperatura de salida del agua del colector.

Por todo ello, las galerías más profundas de la mina funcionarán como un intercambiador de calor en el que se transmitirá el calor del agua de mina al fluido del colector, aprovechando así el potencial geotérmico del pozo.

Lo primero de todo es determinar la potencia calorífica que se necesita, teniendo en cuenta la superficie total de calefacción y el factor de calentamiento que se va a utilizar. Todo esto son datos que se analizarán en el apartado de <<Resultados>>. Los cálculos son los siguientes:

Datos:

- Nº de habitantes
- Habitantes por cada vivienda
- Superficie media de cada vivienda
- Factor de calentamiento

$$N^{\circ}_{total \text{ de viviendas}} = \frac{N^{\circ} \text{ total de habitantes}}{N^{\circ} \text{ habitantes por cada vivienda}}$$

$$\text{Superficie total a calentar, } S_{total} = N^{\circ}_{viviendas} \cdot x \cdot S_{media \text{ vivienda}}$$

Con este dato ya se puede determinar la potencia de calefacción total, mediante el factor de calentamiento (F):

$$P_{TOTAL(calefacción)}(W) = S_{total} \cdot x \text{ factor calefacción}$$

De esta forma se ha calculado la potencia de calefacción total que la población necesita para el calentamiento de las viviendas.

Determinar la potencia de la bomba de calor es necesario para acceder a la ficha técnica de ésta y obtener el caudal de trabajo. Este caudal viene en función de la potencia que tenga la bomba, cuanto más grande sea esta mayor caudal necesitará. Una vez que se tenga el caudal se calcula el diámetro de la tubería, siendo este mayor o menor en función de la velocidad de trabajo del fluido caloportador. Éste, es también un punto delicado del estudio, ya que determinar el diámetro de la tubería en función de la velocidad del fluido es difícil porque entra a jugar un papel clave la bomba, que es la que mueve el fluido a través de la sección de tubería. Una vez que se ha determinado las características del colector (diámetro y velocidad para un determinado caudal) el siguiente paso es buscar las características del tubo geotérmico o colector que vamos a utilizar. Entre ellas están la conductividad térmica, que para los cálculos tiene que ser en $W/^{\circ}C$ o el espesor del tubo, con el se sabrá perfectamente el diámetro externo y el interno, cruciales para determinar la resistencia térmica del tubo.

Una vez obtenidas estas características del tubo en la ficha técnica ya podemos utilizar el modelo de transferencia de calor de carcasa y tubos.

Como se ha mencionado antes, se ha empleado este modelo debido a que se realizaron pruebas anteriores con modelos de transferencia de calor por partes con convección natural, convección forzada y conducción, pero no se llegó a resultados válidos. Por ello se ha optado por considerar la galería como un intercambiador de calor de carcasa y tubos.

Este modelo se basa principalmente en el cálculo de la temperatura media logarítmica del sistema y el coeficiente global (LMTD) de transferencia de calor para determinar la longitud necesaria de colector para una determinada potencia. Esta potencia dependerá a su vez de la temperatura de entrada del fluido a calentar en la galería y la temperatura óptima de funcionamiento de la bomba de calor en su entrada.

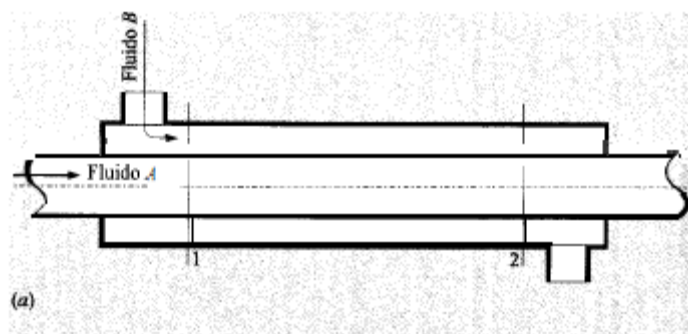


Figura 5.1.- Esquema de intercambiador de carcasa y un tubo.

[Fuente: J.P. Hollman, "Transferencia de Calor", 8ª Edición, McGraw Hill, Madrid, 1999.]

A diferencia de los cálculos convencionales de los intercambiadores de calor, en los que éstos se dimensionan para obtener una determinada temperatura en los tubos, en el caso de este estudio el cálculo es al revés; es decir, el intercambiador ya está hecho y sólo hay que calcular la longitud del tubo que circula a través de éste con las condiciones del agua de mina.

El funcionamiento es el siguiente: se introduce una determinada longitud de tubo geotérmico en la galería de la mina que está inundada por agua y debido a que ésta tiene una temperatura más elevada que la del fluido del tubo geotérmico, va a calentarlo. El estudio analiza la capacidad de este sistema para abastecer a una población cercana al pozo calentando el agua a través del agua de mina.

5.2 Cálculo de caudales

En el sistema de intercambio se tienen dos tipos de caudales, el frío y el caliente (Cold y Hot). Llamaremos frío al fluido que entra en la galería para aumentar de temperatura y caliente al agua de mina. Como se ha mencionado anteriormente, el caudal frío nos lo aportan los datos de la ficha técnica de la bomba de calor y el caliente, lo calculamos mediante las dimensiones de la galería, la velocidad de flujo y la densidad de fluido. Las dimensiones de la galería son las siguientes:

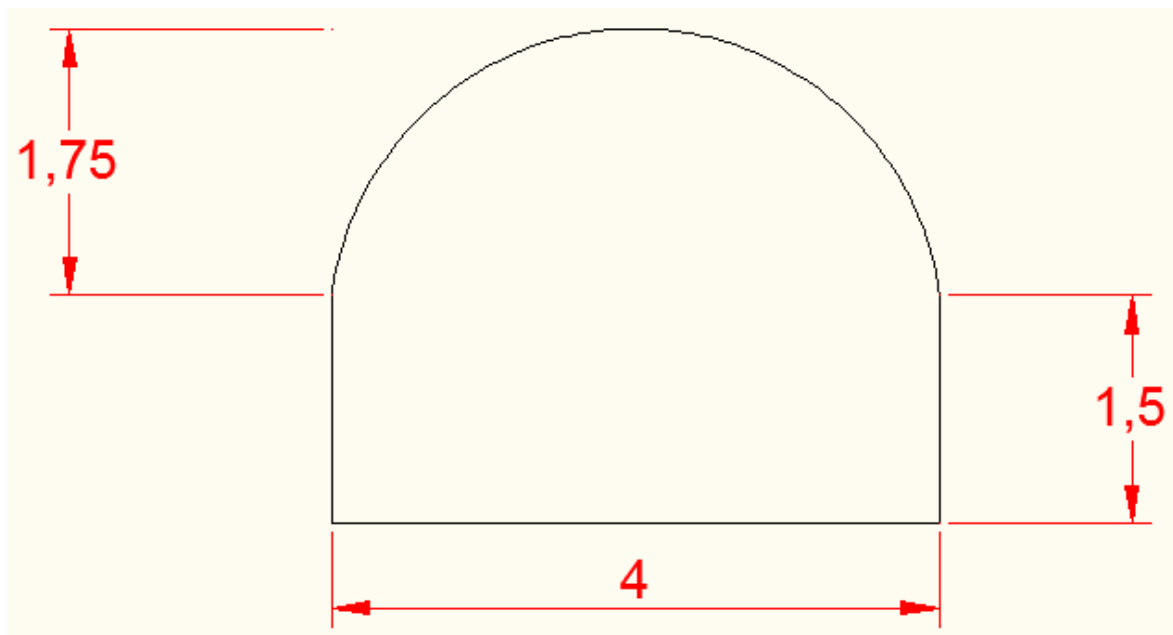


Figura 5.2.- Dimensiones de las galerías.

A continuación se calcula su área mediante la siguiente expresión:

$$A_{galería} (m^2) = (base \times altura \text{ hasta bóveda}) + \text{área bóveda} =$$

$$A_{bóveda} (m^2) = \frac{\pi \times R^2}{2}, \text{ donde } R = \text{radio de la bóveda.}$$

El siguiente paso para determinar el caudal que circula por la mina es calcular el área aprovechable, es decir, hay que tener en cuenta el área de la tubería, por lo tanto se le resta:

$$\begin{aligned} A_{utilizable} (m^2) &= A_{galería} - A_{tubo\ geotermico} = \\ &= A_{galería} - \pi R_{exterior\ tubo}^2, \text{ donde } R, \text{ radio exterior del tubo} \end{aligned}$$

Ahora ya se puede calcular el caudal de la galería mediante la siguiente ecuación:

$$Q(\text{caudal másico}) \left(\frac{kg}{s} \right) = \rho v A_{utilizable}$$

Donde:

ρ = Densidad del agua de mina

v = Velocidad del fluido (agua de mina)

$A_{utilizable}$ = Área de la mina menos área del colector.

Actualmente ya tenemos determinados los dos caudales que son necesarios para sustituirlos en la ecuación de la temperatura media logarítmica, que se explica en el siguiente apartado.

5.3 Determinación del diámetro provisional para caudal de trabajo

Un aspecto muy importante a tener en cuenta para el diseño del sistema de tuberías es el de la velocidad que alcanza el fluido por el interior de las conducciones. Dicha velocidad, en el caso de la circulación isoterma de fluidos incompresibles, viene determinada por el caudal y el diámetro de la sección interna de la conducción, y para cada fluido tiene un valor máximo que no debe ser sobrepasado, ya que de lo contrario puede producirse un deterioro del producto por tratamiento mecánico inadecuado.

En instalaciones normales la velocidad del fluido se establece por debajo de 2m/s para evitar ruidos en la tubería y deterioro de los álabes de la bomba. En este caso eso no

afecta debido a que la instalación está aislada y no perjudicará auditivamente a nadie, de todas formas se ha establecido una velocidad inferior a 2m/s por razones técnicas de dimensionamiento.

Para calcular el diámetro óptimo de la tubería en primer lugar hay que visualizar el caudal de trabajo de la bomba de calor, que es el que se utilizará en la parte del pozo. EL sistema de intercambio de calor con tubería PEX se trata de un sistema cerrado, en el que para calcular las pérdidas de carga se necesita saber la longitud de tubería. De esta manera, inicialmente, en los cálculos del modelo de transferencia de calor se utiliza, en primera instancia, un diámetro de tubería exacto para el caudal de trabajo con un a velocidad inferior a 2m/s, es decir, si se necesita un caudal de 1000l/h calculamos un diámetro para que circule a una velocidad de trabajo determinada, por ejemplo 1m/s. La ecuación a seguir es la siguiente:

$$A = \frac{Q}{v} = \pi \frac{D^2}{4}$$

D = Diámetro.

Q = Caudal en $\frac{m^3}{s}$.

A = Área de tubería por sección.

Quedando de la siguiente forma finalmente:

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}}$$

De esta manera se calcula el diámetro exacto para ese caudal cumpliendo esa restricción de velocidad, para posteriormente analizar si se va a elegir ese u otro menor, analizando las pérdidas de carga del sistema y obteniendo una longitud de intercambio determinada. Después de obtener una longitud se jugará con la distribución de los tubos, decidiendo si utilizar ramales en paralelo con un colector o un solo tubo general para disminuir las pérdidas de carga y/o disminuir el diámetro de tubería. Al disminuir el diámetro de tubería se disminuye el caudal, por lo que tendremos que aumentar la velocidad del fluido aumentando así las pérdidas por fricción.

5.4 Temperatura media logarítmica (LMTD) como base de cálculo para determinar la superficie necesaria a través de la galería

5.4.1 Introducción de la ecuación general de transferencia de calor

Considerando el intercambiador de calor de doble tubería mostrado en la Figura 5.1.- los fluidos pueden circular tanto en corrientes paralelas como a contracorriente, en nuestro caso se ha considerado que el fluido circula en contracorriente y el agua de mina tiene recirculación, es decir, el agua entra y sale de la galería continuamente renovándose; y los perfiles de temperaturas en estos dos casos se indican en la figura 5.3.- .

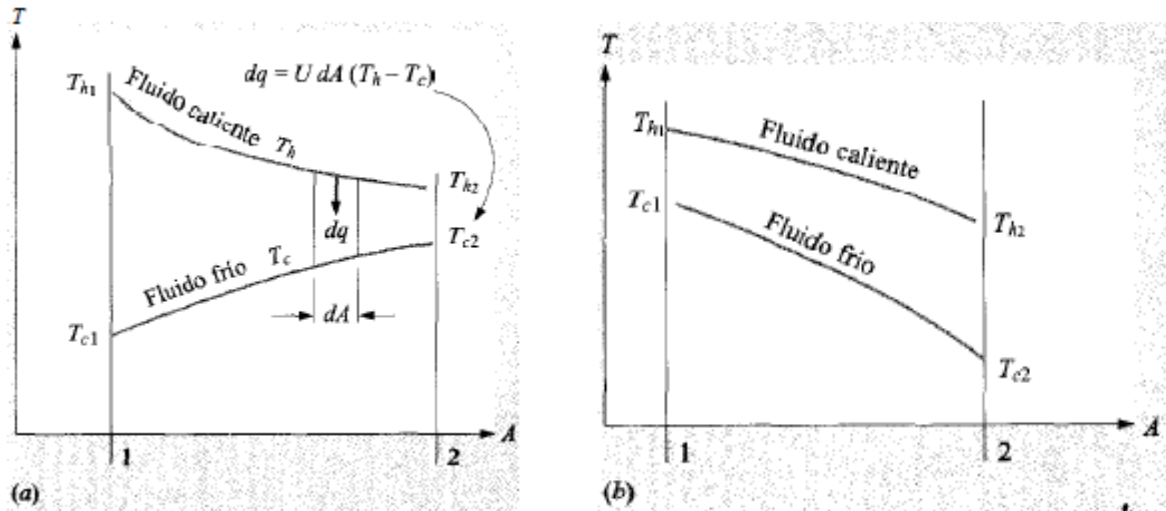


Figura 5.3.- Perfiles de temperaturas en cambiadores de calor de doble tubería (a) de corrientes paralelas y (b) a contracorriente.

[Fuente: J.P. Hollman, "Transferencia de Calor", 8ª Edición, McGraw Hill, Madrid, 1999.]

Se pretende calcular la transferencia de calor global de la siguiente manera:

$$q(W) = UA\Delta T_{ml}$$

Donde:

- **U** = coeficiente global de transferencia de calor.
- **A** = superficie de transferencia de calor consistente con la definición de U.
- ΔT_{ml} = Diferencia de T° media logarítmica.

Siendo q:

- **q** = Calor necesario para que el caudal aumente una ΔT .

$$q = q_c = q_h$$

$$q_c = C e_c \dot{m}_c \Delta T_c = C e_c \dot{m}_c (T_{salida,c} - T_{entrada,c})$$

$$q_h = C e_h \dot{m}_h \Delta T_h = C e_h \dot{m}_h (T_{salida,h} - T_{entrada,h})$$

$C e_c$ = Calor específico del fluido frío.

\dot{m}_c = Caudal másico del fluido frío.

$T_{salida,c}$ = Temperatura de salida fluido frío.

$T_{entrada,c}$ = Temperatura de entrada fluido frío.

$C e_h$ = Calor específico del fluido caliente.

\dot{m}_h = Caudal másico del fluido caliente.

$T_{salida,h}$ = Temperatura de salida del fluido caliente.

$T_{entrada,h}$ = Temperatura de entrada del fluido caliente.

El propósito es poder despejar de esa ecuación el área (A), que es el equivalente a la superficie de intercambio necesaria para dimensionar el colector. Éste, a su vez, dependerá de unas variables que se calcularán posteriormente y por partes mediante las ecuaciones de transmisión de calor y las características técnicas del sistema (conductividad térmica, diámetros, número de Nusselt, temperaturas de entrada y de salida, densidades, viscosidades, números de Prandt, etc).

Hasta ahora se ha explicado el cálculo de la potencia de la bomba de calor, la cual nos muestra qué caudal debemos de utilizar en el colector de la galería de mina, la obtención de los caudales frío y caliente y se ha mostrado cuál es la ecuación general a partir de la cual se obtiene el área de intercambio necesario en función de la temperatura media logarítmica (LMTD).

El siguiente paso para determinar LMTD es calcular la variación de temperatura que sufre el fluido caliente, ya que la variación de temperatura del fluido frío es conocida. La temperatura de salida del fluido frío es la óptima de funcionamiento de la bomba de calor y la de entrada al circuito geotérmico. Para calcular esta variación ΔT_h necesitamos los datos anteriores, siendo la ecuación la siguiente:

$$\Delta T_h (^{\circ}C) = \frac{\dot{m}_c C e_c \Delta T_c}{\dot{m}_h C e_h} =$$

$$\Delta T_h = \frac{\dot{m}_c C e_c (T_{salida,c} - T_{entrada,c})}{\dot{m}_h C e_h} =$$

Donde:

\dot{m}_c = Caudal másico frío.

$C e_c$ = Calor específico del fluido frío.

ΔT_c = Variación de temperatura en fluido frío.

$\Delta T_c = T_{salida,c} - T_{entrada,c}$

$T_{salida,c}$ = Temperatura de salida del fluido frío.

$T_{entrada,c}$ = Temperatura de entrada del fluido frío.

\dot{m}_h = Caudal másico caliente (agua de mina).

$C e_h$ = Calor específico del fluido caliente.

Una vez determinada ΔT_h se procede al cálculo de la temperatura de salida del fluido caliente ($T_{salida,h}$), que posteriormente necesitaremos para obtener ΔT_m (temperatura media logarítmica):

$$\Delta T_h = T_{salida,h} - T_{entrada,h};$$

$$T_{salida,h} = T_{entrada,h} - \Delta T_h$$

Ahora se pueden realizar los cálculos en la fórmula general. Ésta comprende a su vez sub-operaciones y éstas otras tantas, de manera que se ha llegado a una ecuación general parametrizada la cual trabaja bajo unas condiciones, si no se cumplen, la fórmula no tendría validez para los cálculos:

- Trabajar siempre en regímenes turbulentos.
- El intercambio calórico tiene que ser liquido-liquido.
- $T_{salida,c}$ ha de ser la temperatura óptima de funcionamiento de la bomba de calor, la mínima de funcionamiento o cualquier otra temperatura dentro de los límites de intercambio (que no supere la temperatura máxima a la que puede llegar el fluido frío). Puede ser que si se ajusta demasiado el intercambio el agua puede no llegar a una temperatura suficiente de trabajo de la bomba, debido a que el caudal del agua de mina no abastece a calentar todo el caudal frío.
- $\alpha, \beta, Pr, \vartheta$ tienen que ser evaluados a la temperatura media del fluido caliente, es decir, a $\frac{T_{ent,h} + T_{sal,h}}{2}$.
- El agua de mina ha de tener una velocidad de fluido, aunque sea baja, para poder determinar un caudal másico en kg/s.
- El número de tubos que circulan en cada galería no puede ser mayor de uno, es decir, el modelo no es válido para la circulación de ramales en paralelo en una sola galería.

5.4.2 Cálculo de la temperatura media logarítmica

Una vez que se hayan cumplido las condiciones anteriores se puede pasar a utilizar la fórmula general con el área despejada:

$$A = q/U\Delta T_m \quad \text{ó} \quad A = q/Uf\Delta T_m \quad \text{para el caso de varios pasos por tubo.}$$

Anteriormente se explicó la ecuación del calor de transferencia de calor, la cual se puede calcular con el fluido caliente o el frío, tienen que ser iguales, ya que ahora ya tenemos calculada ΔT_h .

La ecuación de la temperatura media logarítmica varía el orden de las temperaturas en función de si el sistema es de corrientes paralelas o en contracorriente. En este estudio se utiliza en contracorriente.

Las demás variables que quedan por analizar son U (coeficiente global de transferencia de calor) y ΔT_m (temperatura media logarítmica). Esta se determina a través de una expresión muy simple:

$$\Delta T_{mL} = LMTD = \frac{(\Delta T_2) - (\Delta T_1)}{\ln \frac{(\Delta T_2)}{(\Delta T_1)}}$$

Siendo 2 y 1 los extremos del cambiador de calor y no los fluidos. Estas variaciones cambiarán en caso de ser flujo en paralelo o a contracorriente.

5.5 Coeficiente global de transferencia de calor

Una vez obtenida esta variación de temperatura ΔT_{mL} solo quedaría analizar el coeficiente global de transmisión de calor. Ésta es la parte más importante del modelo, ya que de este cálculo depende en mayor parte el coste de la instalación, ya que si éste es alto vamos a necesitar menor distancia de colector y en caso contrario más, aumentando los costes. En los siguientes capítulos se explicará como calcular el factor de corrección para intercambiadores de “n” pasos de tubo que afectará al coeficiente U y a ΔT_{mL} .

Este parámetro tan importante es el inverso de la resistencia térmica total de transferencia de calor en el sistema:

$$R_{total \ transf \ .calor} = \frac{1}{\pi D_{EXT} U}$$

Esta resistencia total es el sumatorio de todas las resistencias térmicas mencionadas en el anterior párrafo:

$$\Sigma R_{total \ transf \ .calor} = R_{ext} + R_{int} + R_{tubo}$$

- R_{ext} = Es la resistencia térmica exterior al colector por convección natural. En ella intervienen parámetros como el número de Nusselt o el número de Rayleigh.
- R_{int} = Es la resistencia térmica en el interior del colector por convección forzada, ya que va a circular el fluido por mediación del empuje de una bomba hidráulica, intervienen parámetros como el número de Reynolds, que tiene que mantenerse la condición de régimen turbulento, o el número de Nusselt.
- R_{tubo} = Es la resistencia térmica por conducción por unidad de longitud, en ella interviene la conductividad del tubo geotérmico (k) y su diámetro tanto interior como exterior.

5.6 Resistencias térmicas

5.6.1 Resistencia térmica en el interior del colector, convección forzada

Una vez que se tiene una idea global del coeficiente U podemos empezar a trabajar con él. El primer paso es determinar las ecuaciones que nos dan los valores de las resistencias térmicas, para posteriormente sustituirlas en la ecuación general de transferencia de calor. En primer lugar se calcula la resistencia en el interior del colector.

La transferencia de calor en el interior de la tubería tiene lugar a través de la convección forzada, es decir, el movimiento del fluido es generado por fuerzas impulsoras externas. Por ejemplo: aplicación de gradientes de presión con una bomba, un soplador, etc, actuando entre el fluido del interior y la pared interna del colector.

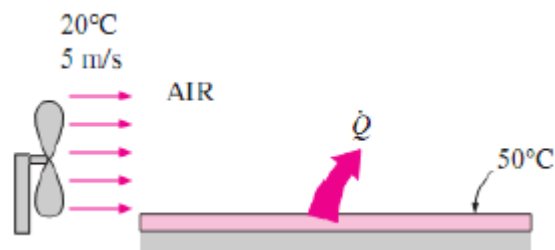


Figura 5.4.- Ejemplo de convección forzada a través de una placa plana por medio de un soplador.

[Fuente: Isaac Fernández, "Transferencia de Calor por Convección", Universidad Nacional Experimental Francisco de Miranda, ingeniería mecánica, 2004.]

A continuación se muestran las fórmulas empíricas para determinar la resistencia térmica en el interior por medio del coeficiente convectivo.

El primer paso es determinar si el flujo en el interior es turbulento o no, para ello se calcula Reynolds y si éste es mayor de 10 000 lo cumple.

$$Re = \frac{\rho_{\text{fluido interior}} v_{\text{fluido}} D_{\text{interior tubería}}}{\mu_{a T^a \text{ de entrada}}}$$

$\rho_{\text{fluido interior}}$ = Densidad del fluido que circula por el interior del colector.

v_{fluido} = Velocidad del fluido que circula por el interior del colector.

$D_{\text{interior tubería}}$ = Diámetro interior de la tubería.

$\mu_{a T^a \text{ de entrada}}$ = Viscosidad dinámica del fluido que circula por el interior.

El siguiente paso es determinar el número de Nusselt. Es un número adimensional que mide el aumento de la transmisión de calor desde una superficie por la que un fluido discurre (transferencia de calor por convección) comparada con la transferencia de calor si ésta ocurriera solamente por conducción.

Nusselt es un mejoramiento de la transferencia de calor a través de una capa de fluido como resultado de la convección en relación de la conducción a través de la misma capa.

A continuación se aplica la ecuación de Nusselt para convección forzada en tuberías horizontales, también llamada correlación de Dittus & Boelter:

$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^{0,4}$$

$Re = N^{\circ}$ de Reynolds $> 10\,000$.

$Pr = N^{\circ}$ de Prandtl para el fluido a la temperatura $T_{entrada, c}$.

Consideraciones de utilización:

- Esta correlación es válida para los rangos $0,7 < Pr < 160$, $Re_D > 10000$ y $L/D > 10$.
- El exponente de Pr tiene el valor de $n=0,3$ cuando el fluido se enfría y $n=0,4$ cuando el fluido se calienta.
- Las propiedades físicas se deben evaluar a la temperatura del fluido.
- Está correlación presenta errores máximos en sus resultados del 40% comparada con datos experimentales.
- Se puede utilizar tanto en cálculos en condiciones de temperatura de pared y flujo de calor constantes.

Una vez cumplido lo anterior y calculado el número de Nusselt se sustituye en la ecuación del coeficiente convectivo o coeficiente de película por convección forzada en el interior h_i :

$$h_i = Nu \frac{k_{fluido}}{D_{interior\ tubo}}$$

$Nu = N^{\circ}$ de Nusselt.

$k_{fluido} =$ Conductividad térmica del tubo a utilizar.

$D_{interior\ tubo} =$ Diámetro interior de la tubería.

Por último se determina la Resistencia interior, que nos será útil para sustituirla en la ecuación de U (coeficiente global de transferencia de calor) para poder parametrizar la ecuación general.

$$R_i = \frac{1}{h_i \pi D_{interior\ tubo}}$$

5.6.2 Resistencia térmica por conducción del colector

La conducción de calor o transmisión de calor por conducción es un proceso de transmisión de calor basado en el contacto directo entre los cuerpos, sin intercambio de materia, por el que el calor fluye desde un cuerpo de mayor temperatura a otro de menor temperatura que está en contacto con el primero, en nuestro caso del agua de mina al fluido del colector a través de la pared de éste. La propiedad física de los materiales que determina su capacidad para conducir el calor es la conductividad térmica, propiedad que se obtiene de las características de la tubería o colector que vayamos a utilizar. La propiedad inversa de la conductividad térmica es la resistividad térmica, que es la capacidad de los materiales para oponerse al paso del calor.

La transmisión de calor por conducción, entre dos cuerpos o entre diferentes partes de un cuerpo, es el intercambio de energía interna, que es una combinación de la energía cinética y energía potencial de sus partículas microscópicas: moléculas, átomos y electrones. La conductividad térmica de la materia depende de su estructura microscópica: en un fluido se debe principalmente a colisiones aleatorias de las moléculas; en un sólido depende del intercambio de electrones libres (principalmente en metales) o de los modos de vibración de sus partículas microscópicas (dominante en los materiales no metálicos).

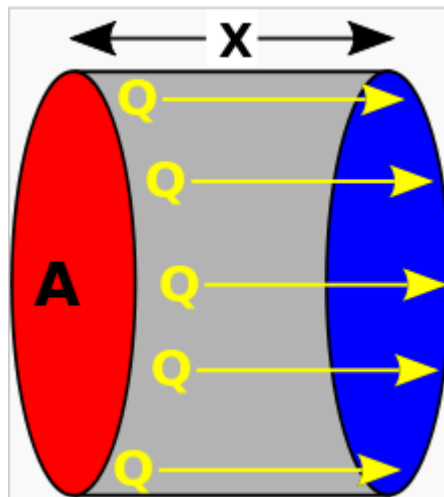


Figura 5.5.- Transferencia de calor por conducción en tubería.

[Fuente: Isaac Fernández, "Transferencia de Calor por Convección", Universidad Nacional Experimental Francisco de Miranda, ingeniería mecánica, 2004.]

Como se ha mencionado anteriormente, la resistencia por conducción depende de la conductividad del tubo que se vaya a utilizar. Una vez que se determine este se realiza lo siguiente:

$$R_{tubo,conduccion} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2\pi k_{tubo}}$$

Donde:

D_{ext} = Diámetro exterior del tubo o colector geotérmico.

D_{int} = Diámetro interior del tubo o colector geotérmico.

k_{tubo} = Conductividad del tubo en $\frac{W}{m^{\circ}C}$

5.6.3 Resistencia térmica exterior por convección natural

Éste es el último paso para determinar el coeficiente U, ya que a través del coeficiente de convección exterior podremos valorar esta resistencia.

La convección natural, en este estudio, tiene lugar entre la pared externa del colector y el agua de mina, por ello decimos que la convección es natural ya que el movimiento del agua de mina es generado por variaciones de densidad. Éstas a su vez pueden ser producidas por la existencia de gradientes de temperatura o de concentración en el seno del fluido. Por razones del cálculo del modelo de transferencia, se ha estimado una velocidad muy baja para el fluido externo para así poder determinar que caudal afecta a la transmisión de calor por convección natural.



Figura 5.6.- Ejemplo de convección natural a través de una placa y aire.

[Fuente: Isaac Fernández, "Transferencia de Calor por Convección", Universidad Nacional Experimental Francisco de Miranda, ingeniería mecánica, 2004.]

La convección natural es algo más compleja de calcular que la natural, debido a que intervienen un mayor número de variables en su cálculo.

El primer paso es determinar el coeficiente de película externo o coeficiente convectivo en el exterior. Para ello se necesita calcular el número de Nusselt y este a su vez depende del número de Rayleigh. En mecánica de fluidos, el Número de Rayleigh (Ra) de un fluido es un número adimensional asociado con la transferencia de calor en el interior del fluido. Cuando el número de Rayleigh está por debajo de un cierto valor crítico, la transferencia de calor se produce principalmente por conducción; cuando está por encima del valor crítico, la transferencia de calor se produce principalmente por convección. Por todo ello en primer lugar se calculará el número de Rayleigh de la siguiente manera:

$$Ra_D = \frac{g\beta}{\vartheta\alpha} (T_{entrada,h} - T_{salida,h}) D_{exterior\ tubo}^3$$

Donde:

Ra_D = Número de Rayleigh asociado al diámetro de la galería.

g = Aceleración de la gravedad.

β = Coeficiente de expansión volumétrico del fluido externo.

ϑ = Viscosidad cinemática del fluido.

α = Difusividad térmica del fluido.

$T_{entrada,h}$ = Temperatura de entrada del agua de mina.

$T_{salida,h}$ = Temperatura de salida del agua de mina, que es igual a la temperatura de pared exterior del tubo.

$D_{ext.tubo}$ = Diámetro exterior del tubo.

Las propiedades físicas del fluido ϑ, α, β y Pr deben de ser evaluadas a la temperatura de la capa límite, que es la siguiente:

$$T_f = \frac{T_{salida,h} + T_{entrada,h}}{2}$$

Una vez determinado Rayleigh los sustituimos en la ecuación de Nusselt, el cual es un número adimensional. Para este caso no se puede utilizar la misma ecuación que se utilizó en la resistencia térmica en el interior, ya que ahora actúa como fenómeno de transmisión de calor la convección natural. Es por ello que utilizaremos una ecuación para convección natural en tubos horizontales:

$$Nu_D = \left[0,60 + \frac{0,387 Ra_D^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right]^2 =$$

Donde:

Ra_D = Número de Rayleigh

Pr = Número de Prandtl evaluado a la temperatura de película.

En este caso el número de Nusselt depende del número de Rayleigh mientras que anteriormente para la convección forzada dependía del número de Reynolds. Esto quiere decir que para convección forzada se utilizaba Reynolds y para natural Rayleigh.

Consideraciones de utilización:

- Esta correlación es válida para el rango $10^{-5} < Ra_D < 10^9$ y $Pr > 0,5$.
- La longitud característica (D) es el diámetro equivalente o utilizable de la mina.
- Esta correlación es válida para la condición de contorno de temperatura superficial constante.
- Las propiedades físicas se deben evaluar a la temperatura media de la superficie y el ambiente.

Tabla 5.1.- Propiedades del agua de mina

T (°C)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg·K)	$\mu \cdot 10^6$ (N·s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	$\beta \cdot 10^3$ (1/K)	Pr
0.001	1005	4.213	1766	1.757	567.2	0.1339	-0.08021	13.12
5	1004	4.201	1506	1.500	574.8	0.1363	0.01135	11.00
10	1003	4.191	1300	1.297	583.0	0.1387	0.08744	9.348
15	1001	4.184	1135	1.134	591.4	0.1412	0.15230	8.033
20	999.5	4.180	1001	1.001	599.8	0.1436	0.20900	6.975
25	997.9	4.176	890.1	0.8920	608.0	0.1459	0.25940	6.114
30	996.2	4.175	797.6	0.8007	616.0	0.1481	0.3051	5.406
35	994.3	4.174	719.6	0.7238	623.6	0.1503	0.3470	4.817
40	992.4	4.174	653.3	0.6583	630.7	0.1523	0.3859	4.323
45	990.3	4.175	596.3	0.6022	637.4	0.1542	0.4225	3.906
50	988.1	4.177	547.1	0.5537	643.6	0.1559	0.4572	3.551
55	985.7	4.179	504.2	0.5115	649.3	0.1576	0.4903	3.245
60	983.2	4.182	466.6	0.4746	654.4	0.1592	0.5221	2.981
65	980.6	4.184	433.5	0.4420	659.1	0.1606	0.5528	2.752
70	977.9	4.188	404.1	0.4132	663.2	0.1620	0.5827	2.551
75	975.0	4.191	378.0	0.3877	666.9	0.1632	0.6118	2.375
80	971.9	4.195	354.6	0.3648	670.2	0.1644	0.6402	2.219
85	968.8	4.199	333.6	0.3443	673.0	0.1654	0.6682	2.081
90	965.5	4.204	314.6	0.3259	675.5	0.1664	0.6958	1.958
95	962.1	4.209	297.5	0.3092	677.5	0.1673	0.7230	1.848
100	958.5	4.214	281.9	0.2941	679.3	0.1682	0.7501	1.749

[Fuente: S.A. Klein y F.L. Alvarado. "Engineering Equation Solver Software (EES)", Academia Version 6.271, (20-07-2001)]

Se ha tomado esta tabla de las propiedades del agua a presión atmosférica porque aun no se sabe a qué presión va a trabajar nuestro circuito cerrado de agua, por lo que se tomarán estos valores ya que son bastante parecidos a las propiedades del agua a una presión mayor.

Como última parte de este cálculo solo queda determinar el coeficiente de convección natural y posteriormente la resistencia térmica exterior. La ecuación para el coeficiente es la siguiente:

$$h_e = \frac{Nu \cdot k_{\text{agua de mina}}}{D_{\text{ext tubo}}}$$

Donde:

h_e = Coeficiente de película en el exterior del tubo.

Nu = Número de Nusselt.

$k_{\text{agua de mina}}$ = Conductividad térmica del agua de mina evaluada a la temperatura de la capa límite.

$D_{\text{ext tubo}}$ = Diámetro exterior del colector.

Ahora solo queda sustituir en la fórmula empírica de la resistencia térmica exterior:

$$R_e = \frac{1}{h_e \pi D_{\text{ext tubo}}}$$

De esta forma se obtiene la resistencia térmica en el exterior por medio de cálculos sobre la convección natural en tubos horizontales, bajo unas determinadas consideraciones que hay que cumplir.

Una vez determinada esta resistencia, ya se puede calcular el coeficiente global de transmisión de calor, por lo que ya tenemos analizadas todas las ecuaciones que entran en la fórmula general de transmisión de calor por el método de la temperatura media logarítmica (LMTD).

5.7 Factor de corrección para “n” pasos de tubo

Estos cálculos son para un intercambiador de carcasa y un paso por tubo solamente. En el caso de que haya varios pasos de tubo, hay que utilizar un factor de corrección, que afectará a la temperatura media logarítmica. Las gráficas vienen en función del tipo de intercambiador.

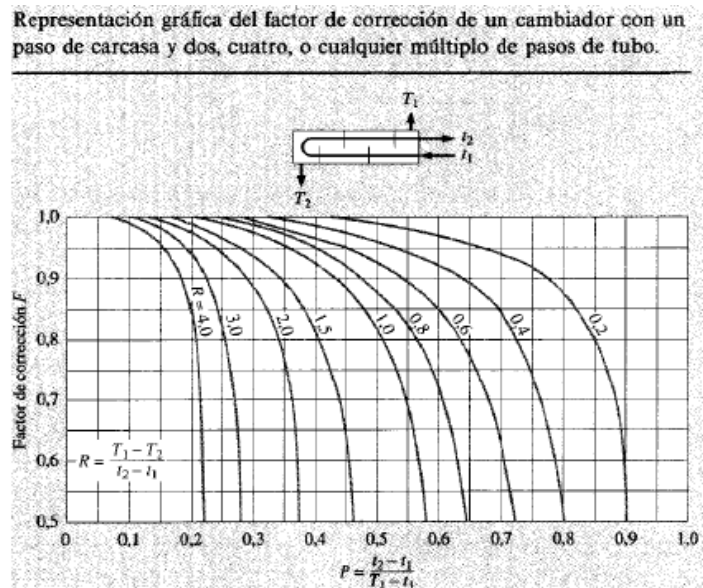


Figura 5.7.- Representación del factor de corrección para varios pasos de tubo y una carcasa.

[Fuente: J.P. Hollman, "Transferencia de Calor", 8ª Edición, McGraw Hill, Madrid, 1999.]

$$Z = \frac{T_{ent,h} - T_{sal,h}}{T_{sal,c} - T_{ent,c}}$$

$$Y = \frac{T_{sal,c} - T_{ent,c}}{T_{ent,h} - T_{ent,c}}$$

Siendo el área:

$$A = q/Uf\Delta T_{ml}$$

5.8 Parametrización de la ecuación general del modelo

Una vez analizadas todas las ecuaciones que tienen un papel clave en cuanto a la base del modelo descrito, es hora de establecer una ecuación general para ahorrar cálculos laboriosos paso por paso. Como he mencionado anteriormente, esta ecuación sólo puede utilizarse bajo unas determinadas condiciones, en caso de no cumplirse los resultados carecerían de coherencia, podrían ser aproximados pero no válidos.

Se comenzará sustituyendo el coeficiente global de transmisión de calor por las ecuaciones del mismo agrupándolas en una sola para después completarlas en la ecuación general de "U", ya que este coeficiente agrupa las resistencias térmicas totales R_i , $R_{tuberia}$ y R_e .

Siendo: $U = \frac{1}{\pi D_{ext} \Sigma R_{total}}$ y $\Sigma R_{total} = R_i + R_{tuberia} + R_e$, vamos a parametrizar

cada ecuación de las tres resistencias para llegar a una sola de U. La primera es la

resistencia R_i : $R_i = \frac{1}{h_i \pi D_{interior\ tubo}} =$

Se sustituye el coeficiente de película en el interior $h_i = Nu \frac{k_{fluido}}{D_{interior\ tubo}}$

$$R_i = \frac{1}{Nu \frac{k_{fluido}}{D_{interior\ tubo}} \pi D_{interior\ tubo}} =$$

Se despejan los diámetros interiores del tubo y sustituimos el parámetro del número de Nusselt: $Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}$

$$R_i = \frac{1}{Nu k_{fluido} \pi}$$

$$R_i = \frac{1}{0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} k_{fluido} \pi}$$

Y finalmente al sustituir el número de Reynolds obtenemos la ecuación de la resistencia térmica en el interior del tubo parametrizada:

$$Re = \left(\frac{\rho_{\text{fluido interior}} v_{\text{fluido}} D_{\text{interior tubería}}}{\mu_a T^a \text{ de entrada}} \right)^{0,8}$$

$$R_i = \frac{1}{0,023 \left(\frac{\rho_{\text{fluido interior}} v_{\text{fluido}} D_{\text{interior tubería}}}{\mu_a T^a \text{ de entrada}} \right)^{0,8} Pr^{0,4} k_{\text{fluido}} \pi}$$

Para la resistencia térmica por conducción de momento no se puede parametrizar más, pero después al sustituirla en el sumatorio sí, por lo que el siguiente paso es trabajar con la resistencia térmica en el exterior por convección natural:

$$\text{Siendo } R_e = \frac{1}{h_e \pi D_{\text{ext tubo}}}$$

Se sustituye el coeficiente de película exterior $h_e = \frac{Nu k_{\text{agua de mina}}}{D_{\text{ext tubo}}}$ en Re:

$$R_e = \frac{1}{\left(\frac{Nu k_{\text{agua de mina}}}{D_{\text{ext tubo}}} \right) \pi D_{\text{ext tubo}}}$$

Se despejan los diámetros exteriores del tubo y sustituimos el parámetro del número

$$\text{de Nusselt: } Nu_D = \left[0,60 + \frac{0,387 Ra_D^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{1/6} \right]^{8/27}} \right]^2 :$$

$$R_e = \frac{1}{\left(\left[0,60 + \frac{0,387 Ra_D^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{1/6} \right]^{8/27}} \right]^2 \right) k_{\text{agua de mina}} \pi}$$

El último paso es introducir la ecuación de Rayleigh:

$$Ra_D = \frac{g\beta}{\vartheta\alpha} (T_{entrada,h} - T_{salida,h}) D_{ext.tuberia}^3$$

 R_e

$$= \frac{1}{\left(0,60 + \frac{0,387 \left(\frac{g\beta}{\vartheta\alpha} (T_{entrada,h} - T_{salida,h}) D_{ext.tuberia}^3 \right)^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right)^2} k_{H2O\ mina} \pi$$

Una vez parametrizada esta última resistencia térmica, sustituimos las tres en el sumatorio de las resistencias térmicas totales:

$$\Sigma R_{total} = R_i + R_{tuberia} + R_e.$$

$$\Sigma R_{total} = \left(\frac{1}{0,023 \left(\frac{\rho_{fluido interior} v_{fluido} D_{interior tuberia}}{\mu_a T^a de entrada} \right)^{0,8} Pr^{0,4} k_{fluido} \pi} \right) + \left(\frac{\ln \left(\frac{D_{ext}}{D_{int}} \right)}{2\pi k_{tubo}} \right) + \left(\frac{1}{\left(\left[0,60 + \frac{0,387 \left(\frac{g\beta}{9\alpha} (T_{entrada,h} - T_{salida,h}) D_{ext.tuberia}^3 \right)^{1/6}} \left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27} \right)^2 k_{H2O\ minima} \pi} \right)} \right) =$$

Finalmente se sustituye en la ecuación del coeficiente U:

$$U = \frac{1}{\pi D_{ext} \Sigma R_{total}}$$

$$U = \frac{1}{\pi D_{ext} \left(\frac{1}{0,023 \left(\frac{\rho_{fluido interior} v_{fluido} D_{interior tubería}}{\mu_a T^a de entrada} \right)^{0,8} Pr^{0,4} k_{fluido} \pi} \right) + \left(\frac{\ln \left(\frac{D_{ext}}{D_{int}} \right)}{2\pi k_{tubo}} \right) + \left(\frac{1}{\left(\left(0,60 + \frac{0,387 \left(\frac{g\beta}{g\alpha} (T_{entrada} - T_{salida}) D_{ext}^3 \right)^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right)^2} \right) k_{H2O} \text{ mina } \pi} \right)}$$

Quedando finalmente así:

$$U = \left[\pi D_{ext} \left(\frac{1}{0,023 \left(\frac{\rho_{fluido interior} v_{fluido} D_{interior tubería}}{\mu_a T^a de entrada} \right)^{0,8} Pr^{0,4} k_{fluido} \pi} \right) + \left(\frac{\ln \left(\frac{D_{ext}}{D_{int}} \right)}{2\pi k_{tubo}} \right) + \left(\frac{1}{\left(\left(0,60 + \frac{0,387 \left(\frac{g\beta}{g\alpha} (T_{entrada} - T_{salida}) D_{ext}^3 \right)^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right)^2} \right) k_{H2O} \text{ mina } \pi} \right) \right]^{-1}$$

Una vez parametrizado el coeficiente U, se puede trabajar con la ecuación general de transmisión de calor LMTD y se sustituye:

$$A = \frac{q}{\left(\pi D_{ext} \left(\frac{1}{0,023 \left(\frac{\rho_{fluido\ interior} v_{fluido} D_{interior\ tubería}}{\mu_a T^a \text{ de entrada}} \right)^{0,8} Pr^{0,4} k_{fluido} \pi} \right) + \left(\frac{\ln \left(\frac{D_{ext}}{D_{int}} \right)}{2\pi k_{tubo}} \right) + \left(\frac{1}{\left(\frac{0,387 \left(\frac{g\beta}{\rho\alpha} (T_{entrada,h} - T_{salida,h}) D_{ext}^3 \right)^{1/6}}{0,60 + \left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{16} \right]^{8/27}} \right)^2} k_{H2O\ mina} \pi} \right) \right)^{-1} \left(\frac{(\Delta T_2) - (\Delta T_1)}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} \right)}$$

Ésta es la ecuación final para determinar el área del colector, en la cual están parametrizadas todas las ecuaciones que se han estudiado anteriormente. El punto con más dificultad de la ecuación es el coeficiente U, ya que en él intervienen un gran número de variables que a su vez dependen de otras. El resto de variables de la ecuación general se han sustituido sin parametrizar. En cuanto al valor de “q” (energía que es necesaria para aumentar la temperatura del fluido del colector según caudal especificado) se muestra a parte debido a que daría lugar a una ecuación demasiado larga. Finalmente para determinar el área del colector que es necesario, basta con sustituir los valores en la ecuación (cumpliendo con las consideraciones anteriormente dichas). La ecuación general de transmisión de calor junto con el parámetro “q” se muestran a continuación:

Siendo $q = q_c = q_h$:

- $q = C e_c \dot{m}_c \Delta T_c = C e_c \dot{m}_c (T_{salida,c} - T_{entrada,c})$
- $q = C e_h \dot{m}_h \Delta T_h = C e_h \dot{m}_h (T_{salida,h} - T_{entrada,h})$

$$A = \frac{q}{\left(\pi D_{ext} \left(\frac{1}{0,023 \left(\frac{\rho_{fluido interior} v_{fluido} D_{interior tubería}}{\mu_a T^a de entrada} \right)^{0,8} Pr^{0,4} k_{fluido} \pi} \right) + \left(\frac{\ln \left(\frac{D_{ext}}{D_{int}} \right)}{2\pi k_{tubo}} \right) + \frac{1}{\left(\left(\frac{0,387 \left(\frac{g\beta}{\vartheta\alpha} (T_{entrada,h} - T_{salida,h}) D_{ext tubería}^3 \right)^{1/6}}{0,60 + \left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right)^2} k_{H2O mina} \pi} \right) \right)^{-1} \left(\frac{(\Delta T_2) - (\Delta T_1)}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} \right)}$$

En caso de que haya que utilizar factor de corrección la ecuación parametrizada sería la siguiente:

$$A = \frac{q}{\left(\pi D_{ext} \left(\frac{1}{0,023 \left(\frac{\rho_{fluido interior} v_{fluido} D_{interior tubería}}{\mu_a T^a de entrada} \right)^{0,8} Pr^{0,4} k_{fluido} \pi} \right) + \left(\frac{\ln \left(\frac{D_{ext}}{D_{int}} \right)}{2\pi k_{tubo}} \right) + \frac{1}{\left(\left(\frac{0,387 \left(\frac{g\beta}{\vartheta\alpha} (T_{entrada,h} - T_{salida,h}) D_{ext tubería}^3 \right)^{1/6}}{0,60 + \left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right)^2} k_{H2O mina} \pi} \right) \right)^{-1} f \left(\frac{(\Delta T_2) - (\Delta T_1)}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} \right)}$$

Finalmente se determina la longitud de tubería con el área resultante:

$$L = \frac{A}{\pi D_{ext}}$$

A = Área de tubería necesaria en galería de mina.

D_{ext} = Diámetro exterior del tubo.

5.9 Determinación del diámetro óptimo de la instalación en función de la bomba hidráulica

5.9.1 Trabajo de la bomba

Anteriormente en el apartado 5.3.- de este estudio se ha hablado de cómo calcular el diámetro para poder determinar la longitud de tubería necesaria cumpliendo con el caudal de trabajo de la bomba de calor. En este punto se va a analizar que diámetro se va a utilizar teniendo en cuenta las pérdidas de carga por fricción y por los distintos accesorios (valvulería, codos, etc.), cumpliendo que la bomba hidráulica no cavite y funcione correctamente dentro de su curva de funcionamiento y abastezca eficientemente el caudal solicitado. Con ese primer diámetro que se utiliza, la instalación va a trabajar eficazmente, pero en ocasiones es necesario ajustar el diámetro para o bien minimizar costes o por razones técnicas a la hora de instalar la tubería. Los problemas que produce la cavitación, entre ellos son los siguientes:

- Picado de los álabes del rotor que puede llegar a producir su rotura.
- Vibraciones en las bombas que pueden deteriorarlas.
- Disminución del incremento de presión producido y del rendimiento.

Por ello, se ha utilizado primeramente un diámetro sin limitaciones técnicas que cumpla el caudal de trabajo y con una velocidad menor de 2m/s, generalmente más grande de lo que en realidad va a ser. Una idea interesante es que cuanto más grande sea el diámetro de la tubería menor va a ser la distancia necesaria de intercambio, ya que este posee más área intercambiable. También el uso de este diámetro disminuye las pérdidas de carga ya que el coeficiente de fricción disminuye. El problema que ofrece el uso de un gran diámetro, es que en ocasiones, a la hora de instalar tubería es difícil manejar diámetros tan grandes en estas condiciones (pozo de mina), es más caro o simplemente no existe un diámetro tan grande.

Una vez que se tiene una idea de lo anterior se pueden realizar los cálculos para determinar la bomba que se va a utilizar en función del diámetro óptimo. Utilizando la ecuación de *Bernoulli*, en la que intervienen la altura de bombeo, la velocidad del fluido, la presión, y las pérdidas de carga en aspiración e impulsión, se ha llegado a la conclusión de que para un sistema cerrado el trabajo de la bomba será igual a las pérdidas de energía por rozamiento totales, es decir, la altura de bombeo, la presión y la velocidad no influyen porque son las misma tanto en impulsión como aspiración en un sistema cerrado.

$$W_{BOMBA} = \left(\frac{P_2 - P_1}{\rho g} \right) + g(Z_2 - Z_1) + \left(\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \right) + \Sigma F$$

P_2 = Presión impulsión.

P_1 = Presión aspiración.

ρ = Densidad del fluido.

g = Aceleración de la gravedad.

Z_2 = Altura cota impulsión.

Z_1 = Altura cota aspiración.

v_2 = Velocidad de fluido impulsión.

v_1 = Velocidad de fluido aspiración.

ΣF = Sumatorio de las pérdidas de carga totales.

Analizándola para un sistema cerrado se cumple lo anterior:

$$P_2 = P_1$$

$$Z_2 = Z_1$$

$$V_2 = V_1$$

Siendo por lo tanto para un sistema cerrado:

$$W_{BOMBA} = \Sigma F_{total}$$

$$W_{BOMBA} = \Delta F_{tub, acces} + \Delta F_{bomba calor}$$

5.9.2 Pérdidas de carga

Las pérdidas de carga por fricción en la instalación serán las correspondientes a la longitud de tubería, accesorios grandes y a la de la bomba de calor medidos en Pascales o en metros de columna de agua. Para ello hay que calcular el factor de fricción "f" que se determinará por medio de la gráfica de Moody con el número de Reynolds en el interior de la tubería para un régimen turbulento y la rugosidad relativa del tubo $\varepsilon / \text{Diámetro}$. La rugosidad absoluta (ε) nos la ofrece el fabricante de la tubería y solo hay que realizar ese cociente. El proceso a seguir para obtener el factor de fricción es el siguiente:

Se obtiene la rugosidad absoluta del material que vayamos a utilizar en este caso es Polietileno, existen varios tipos: de baja densidad, media densidad y en este caso el de alta densidad. Por lo tanto este dato nos lo ofrece el fabricante de la tubería. No obstante estos son los valores principales para distintos materiales:

Tabla 5.2.- Rugosidades absolutas de distintos materiales.

Material de construcción	Rugosidad (k: mm)
Tuberías de plástico	
Poliétileno (P.E.).....	0,002
Cloruro de polivinilo (PVC)	0,02
Tuberías metálicas	
Tuberías estiradas, sin soldaduras de latón, cobre, plomo.....	0,0015 - 0,01
Aluminio.....	0,015 - 0,06
Acero estirado sin soldaduras:	
Nuevas.....	0,02 - 0,10
Después de muchos años en servicio.....	1,2 - 1,5
Acero galvanizado:	
Nuevas, buena galvanización.....	0,07 - 0,10
Galvanización ordinaria.....	0,10 - 0,15
Fundición:	
Nuevas.....	0,25 - 1,00
Nuevas con revestimiento bituminoso.....	0,10 - 0,15
Asfaltadas.....	0,12 - 0,30
Después de varios años en servicio.....	1,00 - 4,00
Hormigón y fibrocemento:	
Hormigón:	
Superficie muy lisa.....	0,3 - 0,8
Condiciones medias.....	2,5
Superficie rugosa.....	3 - 9
Hormigón armado.....	2,5
Fibrocemento (F.C.):	
Nuevas.....	0,05 - 0,10
Después de varios años en uso.....	0,60

[Fuente: SOTELO, G."Hidráulica General", Limusa, México, 1998.]

Se calcula la rugosidad relativa y Reynolds en el interior:

$$r = \frac{\varepsilon}{D}$$

$$Re = \frac{\rho_{fluido\ interior} v_{fluido} D_{interior\ tubería}}{\mu_a T^a de\ entrada}$$

Con esos valores observamos la gráfica de Moody y nos da f, en algunas graficas f lo da en valores 4f por lo que habría que dividir el resultado entre 4, en este caso se ha utilizado una grafica convencional f. Para tubería lisa se podría utilizar la siguiente correlación para calcular el factor de fricción f pero es más exacto con la grafica de Moody:

$$f = 0.316Re^{-0.25}$$

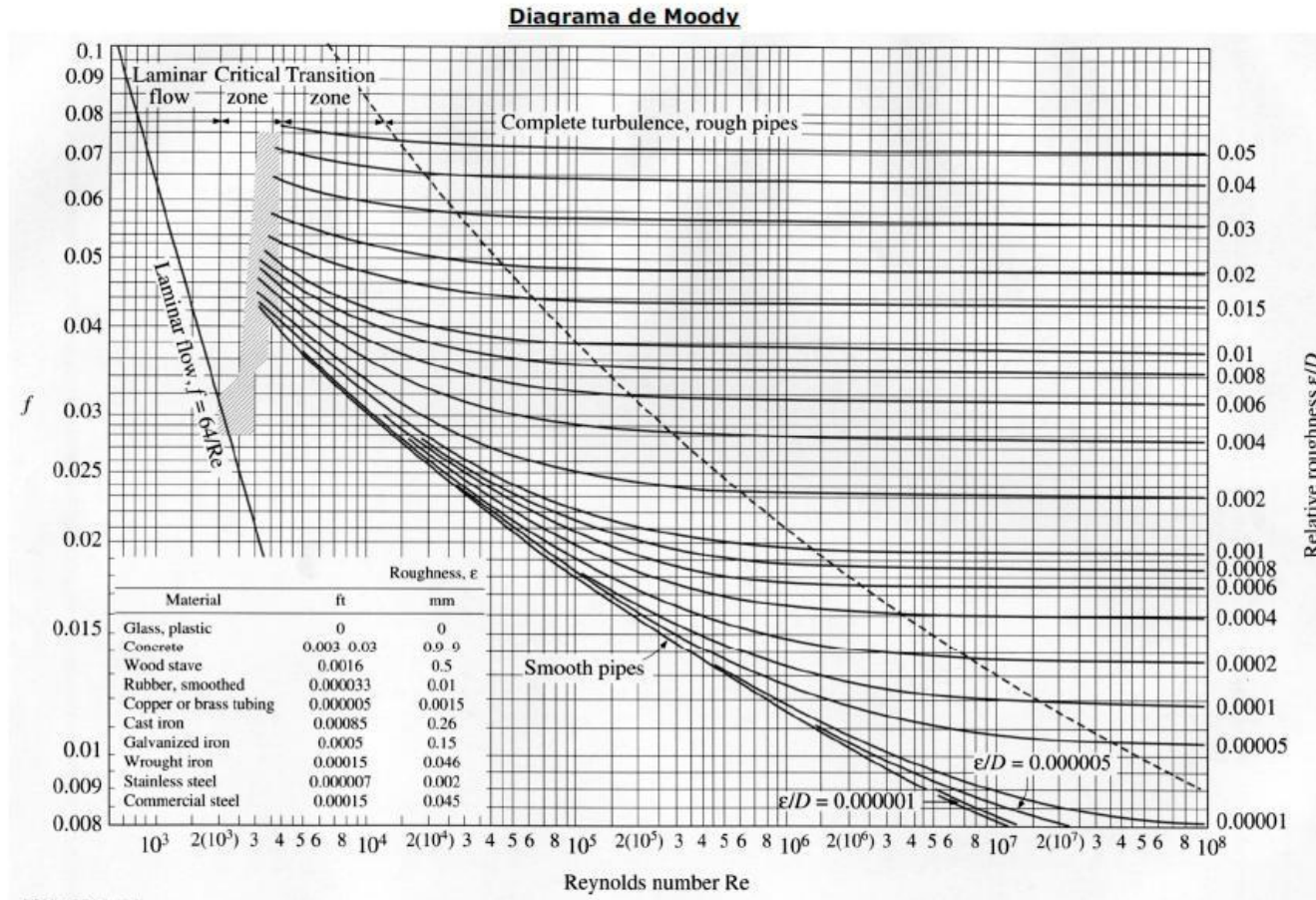


Figura 5.8.- Diagrama de Moody.

[Fuente: SOTELO, G. "Hidráulica General", Limusa, México, 1998.]

Una vez determinado el factor de fricción mediante Moody ya se pueden calcular las pérdidas de carga.

La altura manométrica y las pérdidas de carga son lo mismo pero dadas en diferentes unidades, ya que la altura manométrica se da en metros y la pérdida de presión o de carga en Pa, m.c.a, o bar. Solo varían sus ecuaciones:

$$H_{tuber,acc} = f \frac{v^2(L + L_{eq})}{2gD}$$

En este momento se dispone de la longitud calculada por el método LMTD por lo que ya podemos trabajar con la **ecuación de Fanning**:

$$\Delta P(Pa) = 2f \frac{\rho v^2}{D} (L + L_e)$$

ΔP = Pérdida de carga en Pascales.

f = Factor de fricción.

L_e = Longitud equivalente de los accesorios grandes.

Las longitudes equivalentes de los accidentes de flujo vienen expresadas en la siguiente tabla:

Tabla 5.3.- Longitudes equivalentes de accesorios hidráulicos.

Tipo	Longitud equivalente en diámetros de tubería L_e/D
Válvula de globo – abierta por completo	340
Válvula de ángulo – abierta por completo	150
Válvula de compuerta – abierta por completo	8
- $\frac{3}{4}$ abierta	35
- $\frac{1}{2}$ abierta	160
- $\frac{1}{4}$ abierta	900
Válvula de verificación – tipo giratorio	100
Válvula de verificación – bola	150
Válvula de mariposa – abierta por completo, 2 a 8 in	45
- 10 a 14 in	35
- 16 a 24 in	25
Válvula de pie – tipo disco de vástago	420
Válvula de pie – tipo disco de bisagra	75
Codo estándar de 90°	30
Codo a 90° de radio largo	20
Codo roscado a 90°	50
Codo estándar a 45°	16
Codo roscado a 45°	26
Vuelta cerrada en retorno	50
Te estándar – con flujo directo	20
- Con flujo en el ramal	60

[Fuente: McCabe, W.L., Smith, J.C. y Harriott, P., "Operaciones unitarias en ingeniería química" 7ª Ed., McGraw-Hill Interamericana, 2007.]

La longitud equivalente se calcula de la siguiente manera:

Se elige un accesorio y la longitud equivalente que ofrece la tabla se multiplica por el diámetro. Existen tablas en las que ya viene ésta calculada en función del diámetro,

pero de esta manera la calculamos para el diámetro exacto que utilizamos, de la otra manera habría que redondear al alza el diámetro.

Una vez determinada la pérdida de carga en el tramo recto de tubería y en los accesorios se accede a la ficha técnica de la bomba de calor y se obtiene la pérdida de carga de este (<<Véase Anexo 10.3.->>). Finalmente se suman todas y se aplica la ecuación anterior para el tramo de tubería y los accesorios.

Debido a que es un sistema cerrado, a la hora de dimensionar la bomba, la altura manométrica de esta será la pérdida de carga total de la instalación en metros, ya que la bomba solo deberá de trabajar para vencer las fuerzas de fricción sin importar la altura de los tramos ya que serán iguales. Lo único a tener en cuenta es que el vaso de expansión se colocará en la impulsión para evitar una pérdida de presión entre la bomba y el intercambiador de calor y así evitar daños en éste.

El fabricante de la tubería PEX dispone de una serie de tablas en las que muestra las pérdidas de carga de sus tuberías en función del diámetro y del caudal. Ésta es una manera más rápida y convencional de dimensionar la tubería. En cuanto al tipo de material utilizado, PEX, pertenece a los materiales lisos, por lo que la rugosidad es baja y la pérdida de carga será menor que en tubos rugosos como tubos de acero DIN2440 o cualquier otro tipo de acero.

En primera instancia se calcularán las pérdidas de carga para una tubería de gran diámetro, posteriormente se calcularán para otro diámetro más pequeño y se valorará que diámetro escoger en función de la potencia de la bomba y de la accesibilidad de la mina para la instalación de tubería, debido a que un gran diámetro puede dificultar su instalación o que el fabricante solo tenga disponible PEX hasta 110mm. Un ejemplo para tubería PEX de 110mm del fabricante UPONOR de las pérdidas de carga es la siguiente:

Tabla 5.4.- Pérdidas de carga de tubería PEX 110mm, según fabricante.

Caudal de agua		Velocidad	Pérdida de carga	
l/s	l/h	m/s	kPa/m	mm.c.a./m
7,778	28.000	1,223	0,124	12,415
7,917	28.500	1,224	0,128	12,819
8,056	29.000	1,266	0,132	13,229
8,194	29.500	1,288	0,136	13,645
8,333	30.000	1,310	0,141	14,067
8,472	30.500	1,332	0,145	14,494
8,611	31.000	1,354	0,149	14,927
8,750	31.500	1,375	0,154	15,366
8,889	32.000	1,397	0,158	15,811
9,028	32.500	1,419	0,163	16,261
9,167	33.000	1,441	0,167	16,717
9,306	33.500	1,463	0,172	17,178
9,444	34.000	1,485	0,176	17,645
9,583	34.500	1,506	0,181	18,118
9,722	35.000	1,528	0,186	18,596
9,861	35.500	1,550	0,191	19,080
10,000	36.000	1,572	0,196	19,569
10,139	36.500	1,594	0,201	20,064
10,278	37.000	1,616	0,206	20,565
10,417	37.500	1,637	0,211	21,070
10,556	38.000	1,659	0,216	21,582
10,694	38.500	1,681	0,221	22,099
10,833	39.000	1,703	0,226	22,621
10,972	39.500	1,725	0,231	23,149
11,111	40.000	1,747	0,237	23,682
11,458	41.250	1,801	0,250	25,039
11,806	42.500	1,856	0,264	23,430
12,153	43.750	1,910	0,279	27,855
12,500	45.000	1,965	0,293	29,312
12,847	46.250	2,019	0,308	30,803
13,194	47.500	2,074	0,323	32,327
16,542	48.750	2,129	0,339	33,884
13,889	50.000	2,183	0,355	35,473
14,236	51.250	2,238	0,371	37,095
14,583	52.500	2,292	0,387	38,750
14,931	53.750	2,347	0,404	40,437

[Fuente: UPONOR HISPANIA S.A.U., "Manual Técnico de Instalaciones de Fontanería y Calefacción". 11/2015.]

Para tuberías PEX de todos los diámetros según caudal:

Tabla 5.5.- Pérdidas de carga en diferentes diámetros de PEX según caudales circulantes.

l/h	En Ø interiores de tubería [mm]											
	14	19	25	32	38	50	63	75	89	100	125	150
500	8,9	2,1	0,6									
800	20,2	4,7	1,3	0,4								
1.000	29,8	7	1,9	0,6								
1.500		14,2	3,9	1,2	0,5							
2.000		23,5	6,4	2	0,9							
2.500			9,4	2,9	1,3	0,4						
3.000			13	4	1,8	0,5	0,2					
3.500			17	5,3	2,3	0,6	0,2					
4.000			21,5	6,6	2,9	0,8	0,3	0,1				
4.500				8,2	3,6	1	0,3	0,1				
5.000				9,8	4,3	1,2	0,4	0,2				
5.500				11,6	5,1	1,4	0,5	0,2				
6.000				13,5	6	1,6	0,5	0,2				
6.500				15,5	6,9	1,9	0,6	0,3				
7.000				17,7	7,8	2,1	0,7	0,3				
8.000				22,4	9,9	2,7	0,9	0,4	0,2			
9.000					12,1	3,3	1,1	0,5	0,2			
10.000					14,6	4	1,3	0,6	0,3	0,1		
12.000					20,1	5,5	1,8	0,8	0,4	0,2		
15.000					29,7	8,1	2,7	1,2	0,5	0,3		
18.000						11,1	3,7	1,6	0,7	0,4	0,1	
20.000						13,3	4,5	1,9	0,9	0,5	0,2	
25.000						19,7	6,6	2,9	1,3	0,7	0,3	
30.000							9	4	1,8	1	0,3	0,1
35.000							11,8	5,2	2,3	1,3	0,5	0,2
40.000								15	6,5	2,9	1,7	0,6
45.000								18,4	8	3,6	2	0,7
50.000									9,7	4,3	2,5	0,9
60.000									13,3	5,9	3,4	1,2
70.000										7,7	4,4	1,5
80.000										10,4	5,6	1,9
90.000										12,9	7,3	2,4
100.000											8,9	2,9
125.000												4,5
150.000												6,3
175.000												8,4
200.000												10,7

[Fuente: UPONOR HISPANIA S.A.U., "Manual Técnico de Instalaciones de Fontanería y Calefacción". 11/2015.]

Para calcular la bomba deseada se ha utilizado el software gratuito que ofrece la compañía WILO, en la que se introducen los datos de partida (Nº de bombas, caudal, tipo de fluido y porcentaje de anticongelante y altura manométrica). En mi caso he elegido una bomba centrífuga normalizada de rotor seco. Se trata de bombas monobloc, inline y horizontales.



Figura 5.9.- Bombas de rotor seco en paralelo

[Fuente: <http://www.sedical.com>]

Características:

- Altas potencias. Disponibles en potencias entre 0,25 y 70 kW.
- Ruidosas. El motor eléctrico y el ventilador producen ruido.
- Mantenimiento del cierre mecánico (cambio cada 3-4 años).
- Resistentes a las impurezas que contiene el líquido y a la formación de cal.
- Alto rendimiento. Debe considerarse que el rendimiento se suele proporcionar respecto a la potencia en el eje. Para el rendimiento global deberá tenerse en consideración el rendimiento del motor eléctrico.
- Habitual en instalaciones de climatización y grandes instalaciones de calefacción.

En este estudio se ha considerado conveniente instalar una bomba de seguridad por si falla la principal, ésta se colocará en paralelo y así aseguraremos que en caso de avería la instalación no cese su funcionamiento.

Las Tablas 5.4.- y 5.5.- son un ejemplo alternativo de cómo determinar las pérdidas de carga en tuberías con los datos que ofrece el fabricante. En este estudio se utilizarán las fórmulas convencionales para el cálculo de ésta.

6 Resultados

6.1 Instalación sin limitaciones técnicas

En este apartado se van a sustituir los valores de la ecuación general parametrizada para obtener el área de intercambio para posteriormente calcular la longitud de colector.

➤ **Temperatura del agua de mina**

$$T_{galería\ más\ profunda}^a = 210 \cdot \frac{1}{20} + 11 = 21.5^{\circ}\text{C}$$

$$P_{total} = 210 \text{ m.}$$

$$G = 1^\circ\text{C}/20\text{m}$$

$$T_{media \text{ suelo}} = 11^\circ\text{C}$$

La temperatura de la galería más profunda es de $21,5^\circ\text{C}$, calculada mediante el conocimiento del gradiente térmico del terreno. **Para el retorno de la tubería a la bomba de calor ha de instalarse un aislante en la tubería para evitar pérdidas de temperatura en ese tramo, ya que a medida que asciende la temperatura disminuye.**

Una vez determinada la temperatura de la mina, lo primero de todo es determinar la potencia calorífica que se necesita. Cerca de la mina se encuentra la localidad de Orallo, pueblo que cuenta con una población de 229 habitantes. Si se considera que hay entre 2 y 3 habitantes por cada vivienda el total de viviendas en la localidad es de 92, es decir, si hay 229 habitantes estimo que hay 2,5 personas por vivienda. Se considera 2,5 porque es un valor medio entre 2 y 3 personas, de esta manera se ajusta muy bien el número de viviendas, ya que en algunas habrá más y en otras menos, así no se sobredimensiona el sistema ni se calcula pequeño. A continuación se calcula la superficie total a calentar con el número de viviendas y una superficie media de cada una de 119m^2 . Se ha estimado $50\text{W}/\text{m}^2$ como potencia necesaria para calentar las viviendas por unidad de área. Este dato es común a la hora de dimensionar una instalación de este tipo. Se puede aumentar o disminuir, en este caso se estima un término medio-alto. Por último se calcula la potencia necesaria de calefacción. Los cálculos son los siguientes:

- Nº de habitantes: 229
- Habitantes por cada vivienda= 2,5
- Superficie media de cada vivienda= 119m^2 .
- Factor de calentamiento= $50\text{W}/\text{m}^2$

$$N^{\circ}_{total \text{ de viviendas}} = \frac{N^{\circ} \text{ total de habitantes}}{N^{\circ} \text{ habitantes por cada vivienda}} = \frac{229}{2,5} = 91,6 \text{ viv.}$$

Se redondea a 92 viviendas, se toma al alza para sobredimensionar, de esta manera el sistema no queda pequeño y puede atender la demanda de todas las viviendas.

$$\text{Superficie total a calentar, } S_{total} = N^{\circ} \text{ viviendas} \cdot x \text{ } S_{media \text{ de cada una}} =$$

$$S_{total} = 92 \times 119 = 10\,948\text{m}^2$$

Con este dato se determina la potencia de calefacción total, mediante el factor de calentamiento (F):

$$P_{TOTAL(calefacción)}(W) = S_{total} \times F =$$

$$P_{TOTAL(calefacción)} = 10\,948\text{m}^2 \times 50 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} = 547\,400\text{W} = 547\text{kW}$$

Para esta potencia se ha elegido una bomba de calor tipo agua-agua marca AIRLAN NXP de 551kW de potencia calórica. (<<Véase Anexo 10.3.->>).

Como se ha mencionado anteriormente, en primera instancia utilizaremos un diámetro que se ajuste a nuestro caudal con una velocidad inferior a los 2m/s, para poder determinar una longitud y así posteriormente ir ajustando el diámetro. El caudal que utiliza la bomba de calor en el lado geotermal es de 122 810l/h. Por ello vamos a establecer una velocidad de fluido de 0,7m/s y calculamos el diámetro:

$$Q = 122\,810 \frac{\text{l}}{\text{h}} = 0.03411 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$D_{tubería} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} = \sqrt{\frac{4 \times 0.03411}{\pi \times 0.7}} = 0.249 = 250\text{mm}$$

Éste es el diámetro que primeramente se va a evaluar.

Tabla 6.1.- Propiedades del fluido caloportador.

Fluido calo-portador con 25% de Etilenglicol	
Característica	Valor
Densidad ρ -5°C	1025 kg/m ³
Viscosidad dinámica en entrada	0.002902 kg/ms
Conductividad k	0.476
Calor específico Ce	3 912 J/kg°C
Nº Prandt a Tª entrada	14.29

Tabla 6.2.- Características técnicas tubería PEX.

Datos Tubería PEX	
Caudal circulante	122 810 l/h
Conductividad k	0.43W/m ² °C
Diámetro interior	0.25m
Espesor	11mm
Velocidad del fluido	0.7 m/s
Tª entrada mínima	-5°C
Tª salida mínima	10 °C

Tabla 6.3.- Características técnicas del agua de mina.

Datos galería de mina	
Dimensión rectangular	4 x 1.5 m
Radio techo	1.75m
Velocidad del agua de mina	0.013 m/s
Ce agua de mina	4105 J/kg°C
Tª del agua entrada	21.5°C
ρ agua de mina	999.8 kg/m ³
Viscosidad cinemática ϑ a Tª media	- En función de temperatura media
Difusividad térmica α a Tª media	- En función de temperatura media
Coef. de expansión térmica β a Tª media	- En función de temperatura media
Nº de Prandt a Tª media	- En función de temperatura media
Conductividad del agua de mina	0.68W/m ² °C

➤ **Caudal en la galería de mina:**

$$Q \left(\frac{kg}{s} \right) = \rho v A_{utilizable}$$

$$A_{utilizable} = A_{galería} - A_{tubo}$$

$$A_{ut} = \left[(4 \times 1.5) + \left(\pi \frac{1.75^2}{2} \right) \right] - \left(\pi \frac{0.25^2}{4} \right) = 10.76 m^2$$

$$Q_{mina} = \dot{m}_h = Av\rho = 10.76 \cdot 0.013 \cdot 999.8 = 139.85 \text{ kg/s}$$

- **Velocidad real en la tubería geotérmica cumpliendo caudal y diámetro exacto de 250mm (no 249mm):**

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{122\,810 \cdot \frac{1}{1025 \cdot 3600}}{\pi \frac{0.25^2}{4}} = 0.678 = 0.68 m/s$$

- **Variación de temperatura fluido caliente (hot):**

$$122\,810 \text{ l/h} = 34.11 \text{ kg/s}$$

$$\Delta T_h = \frac{34.11 \cdot 3\,912 \cdot (10 - (-5))}{139.85 \cdot 4105} = 3.48^\circ\text{C}$$

- **Tª salida fluido caliente $T_{salida,h}$**

$$T_{sal.h} = 21.5 - 3.48 = 18.02^\circ\text{C}$$

- **Calor necesario de transferencia de calor**

$$q = q_h = q_c = 34.11 \cdot 3\,912 \cdot (10 - (-5)) = 2\,001\,574.8 \text{ W}$$

Ese es el calor que hay que aportarle al fluido caloportador para que entrando como mínimo a -5°C salga a 10°C , es decir, para que el salto térmico sea de 15°C .

- **Sustitución en la ecuación general**

T^a media del agua de mina para α, β, Pr y ϑ :

$$T^a_{media \text{ h20 mina}} = \frac{21.5 + 18.02}{2} = 19.76^\circ\text{C}$$

Como no hay datos de esa temperatura se elige en la tabla la inmediatamente más cercana de α, β, Pr y ϑ .

Tabla 6.4.- Propiedades del agua de mina a 20°C.

T (°C)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg-K)	$\mu \cdot 10^6$ (N-s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m-K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	$\beta \cdot 10^3$ (1/K)	Pr
0.001	1005	4.213	1766	1.757	567.2	0.1339	-0.08021	13.12
5	1004	4.201	1506	1.500	574.8	0.1363	0.01135	11.00
10	1003	4.191	1300	1.297	583.0	0.1387	0.08744	9.348
15	1001	4.184	1135	1.134	591.4	0.1412	0.15230	8.033
20	999.5	4.180	1001	1.001	599.8	0.1436	0.20900	6.975
25	997.9	4.176	890.1	0.8920	608.0	0.1459	0.25940	6.114
30	996.2	4.175	797.6	0.8007	616.0	0.1481	0.3051	5.406
35	994.3	4.174	719.6	0.7238	623.6	0.1503	0.3470	4.817
40	992.4	4.174	653.3	0.6583	630.7	0.1523	0.3859	4.323
45	990.3	4.175	596.3	0.6022	637.4	0.1542	0.4225	3.906
50	988.1	4.177	547.1	0.5537	643.6	0.1559	0.4572	3.551
55	985.7	4.179	504.2	0.5115	649.3	0.1576	0.4903	3.245
60	983.2	4.182	466.6	0.4746	654.4	0.1592	0.5221	2.981
65	980.6	4.184	433.5	0.4420	659.1	0.1606	0.5528	2.752
70	977.9	4.188	404.1	0.4132	663.2	0.1620	0.5827	2.551
75	975.0	4.191	378.0	0.3877	666.9	0.1632	0.6118	2.375
80	971.9	4.195	354.6	0.3648	670.2	0.1644	0.6402	2.219
85	968.8	4.199	333.6	0.3443	673.0	0.1654	0.6682	2.081
90	965.5	4.204	314.6	0.3259	675.5	0.1664	0.6958	1.958
95	962.1	4.209	297.5	0.3092	677.5	0.1673	0.7230	1.848
100	958.5	4.214	281.9	0.2941	679.3	0.1682	0.7501	1.749

[Fuente: S.A. Klein y F.L. Alvarado. "Engineering Equation Solver Software (EES)", Academia Version 6.271, (20-07-2001)]

Por lo tanto:

$$\alpha_{20^\circ\text{C}} = \frac{0.1436}{10^6} = 1.436 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\beta_{20^\circ\text{C}} = \frac{0.20900}{10^3} = 2.09 \times 10^{-4} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$$

$$Pr_{20^\circ\text{C}} = 6.975$$

$$\nu_{20^\circ\text{C}} = 1.001 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Para la evaluación de ΔT_{ml} en contracorriente:

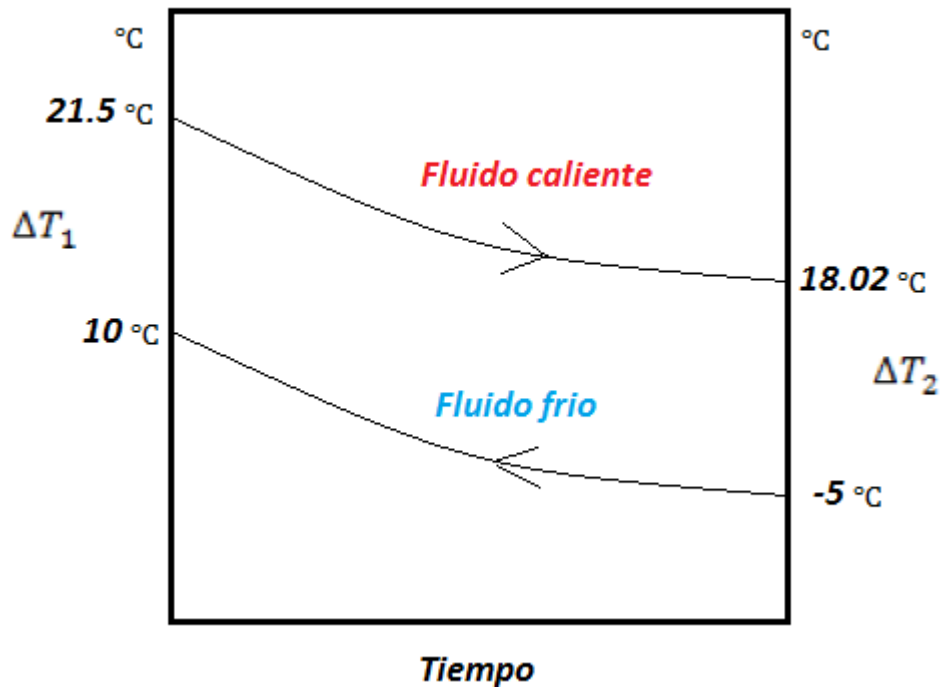


Figura 6.1.- Representación gráfica de la variación de temperatura del fluido caliente y frío en contracorriente.

$$\Delta T_{ml} = \frac{(18.02+5)-(21.5-10)}{\ln\left(\frac{18.02+5}{21.5-10}\right)} = 16.6^{\circ}\text{C}$$

En caso de corriente en paralelo:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(18.02-10)-(21.5+5)}{\ln\left(\frac{18.02-10}{21.5+5}\right)} = 15.46^{\circ}\text{C}$$

La diferencia en este caso es de $1,2^{\circ}\text{C}$, bastante pequeña, pero cuanto mayor sea la variación menor será el área a utilizar, es por ello que se ha optado por un sistema en contracorriente.

➤ **Longitud total de tubería:**

La profundidad del pozo es de 210m y la distancia desde la salida de este hasta la sala de maquinas es de 5m, por lo tanto la longitud de tubería en estos tramos teniendo en cuenta la ida y el retorno de tubo es la siguiente:

$$L_{\text{pozo, sala}} = (210 \cdot 2) + (5 \cdot 2) = 430 \text{ m.}$$

La longitud total de tubería de 250mm de diámetro interior es de:

$$L_{\text{total}} = 430 + 2 \cdot 502 = 2 \cdot 932 \text{ m}$$

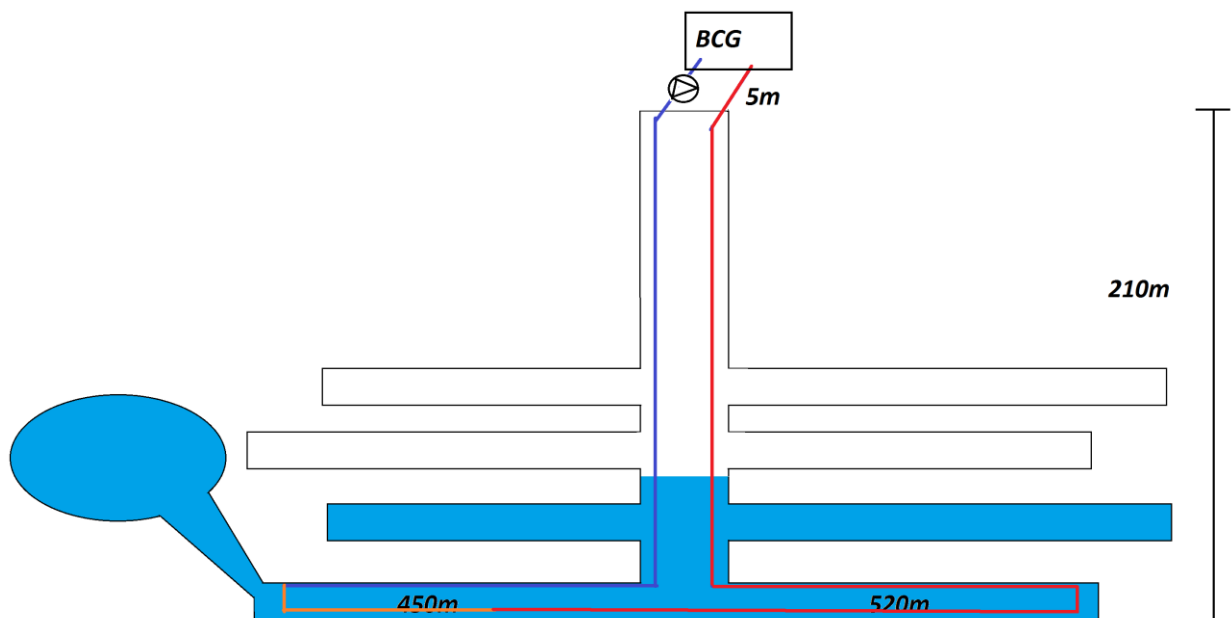


Figura 6.2.- Representación grafica de la distribución de tubería con un paso de tubo por las dos galerías.

A la profundidad máxima de la mina se encuentran dos galerías inundadas, una tiene una longitud de 450m y la otra de 520m. La longitud de ambas galerías es suficiente para albergar toda la tubería que se necesita, utilizando varios pasos de tubo. Ésta es una opción de instalación, pero se pueden disminuir las pérdidas de carga utilizando las otras dos galerías con un colector que divida el caudal en cuatro ramales.

Por lo tanto la medida a adoptar es la implementación de un colector en la parte inferior y dividir el caudal en cuatro tramos, circulando cada uno por cada galería independientemente.

Se podría utilizar el siguiente esquema de instalación, pero las ecuaciones para el cálculo de la temperatura media logarítmica y el coeficiente global de transmisión de calor cambiarían y no sería válido para este modelo de transferencia de calor en concreto.

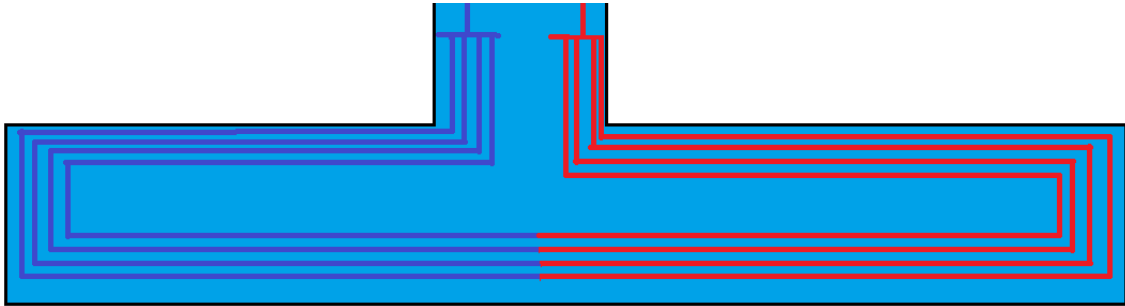


Figura 6.3.- Distribución de 4 tuberías en paralelo con un paso por tubo. (No cumple modelo de cálculo)

Por lo que el esquema real para cumplir el modelo, si se quiere dividir en ramales ha de ser el siguiente:

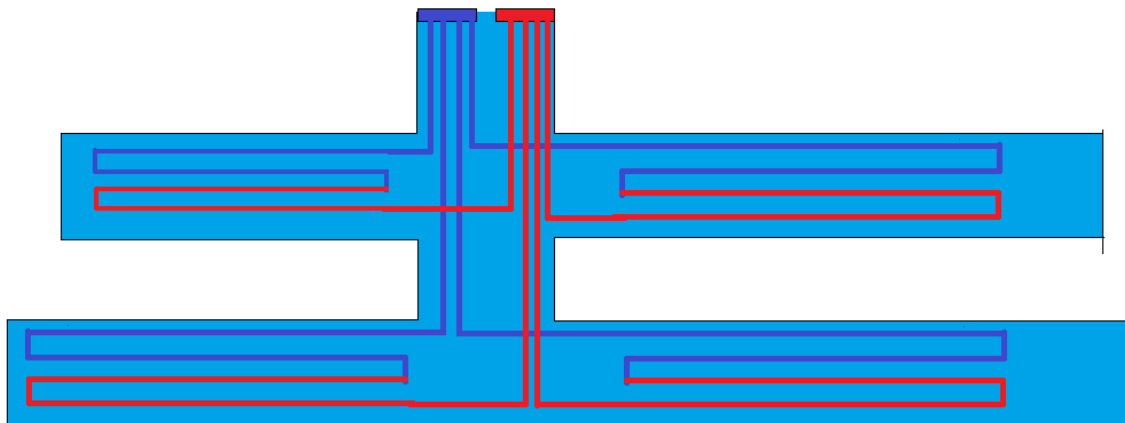


Figura 6.4.- Distribución de tubería válida para modelo de cálculo con un ramal por cada galería y dos pasos por tubo.

Se pueden utilizar diversos sistemas que cumplan este modelo, pero el que va a tener una menor pérdida de carga es este porque los tramos de intercambio son lo más cortos posible.

La distancia de tubería entre la salida de la galería y el colector de retorno y la distancia entre el colector de ida y la entrada de la galería se tienen en cuenta al estimar un 30% de pérdida de carga a mayores junto con los accesorios menores

Cada ramal o tramo tendría un longitud de $\frac{2 \cdot 502}{4} = 626m$. aunque la tubería entra de sobra con un solo paso en cada galería, se va a aplicar el factor de corrección a modo de ejemplo, suponiendo que hubiese varios pasos de tubo en cada una.

Se calcula con el mismo caudal porque el diámetro no varía y por lo tanto la velocidad tampoco, aunque se divida en cuatro tramos. La longitud total de las dos galerías inferiores es de 970m más la anchura del pozo de 6m, 976m totales, por lo que la distribución de cada tramo con varios pasos con separación suficiente es posible. La distancia de las superiores es de 375m y 480m, también suficientes para albergar la tubería. De esta manera hay que utilizar un factor de corrección,

anteriormente explicado, que dará como resultado la utilización de más distancia de tubo, por lo que hay que determinarlo y repetir el cálculo del área. El factor “f” afecta a la variación de temperatura logarítmica y el coeficiente global de transmisión de calor debido a que hay una distribución diferente, por lo que hay que utilizar la ecuación parametrizada con factor de corrección “f”.

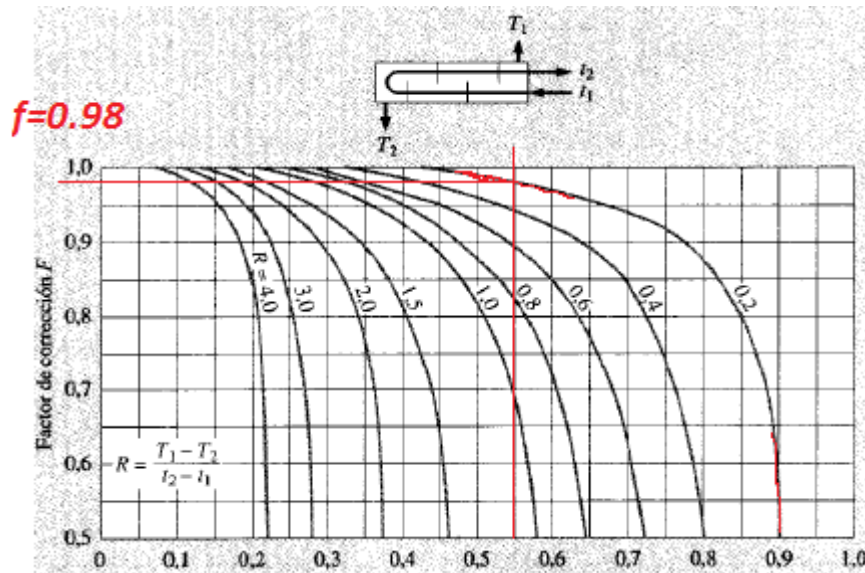


Figura 6.5.- Representación del factor de corrección.

[Fuente: J.P. Hollman, “Transferencia de Calor”, 8ª Edición, McGraw Hill, Madrid, 1999.]

$$Z = \frac{21.5 - 18.02}{10 + 5} = 0.232$$

$$Y = \frac{10 + 5}{21.5 + 5} = 0.566$$

$$f = 0.98$$

$$A = \frac{(2\,001\,574.8)}{(\pi \cdot 0.261(1.50911 \cdot 10^{-3} + (0.01594) + (3.2993 \times 10^{-3}))^{-1} \cdot 0.98(16.6)}$$

$$A = 2093.27m^2$$

$$L = 2\,553m$$

$$L_{4-ramal\ paralelo} = 639m$$

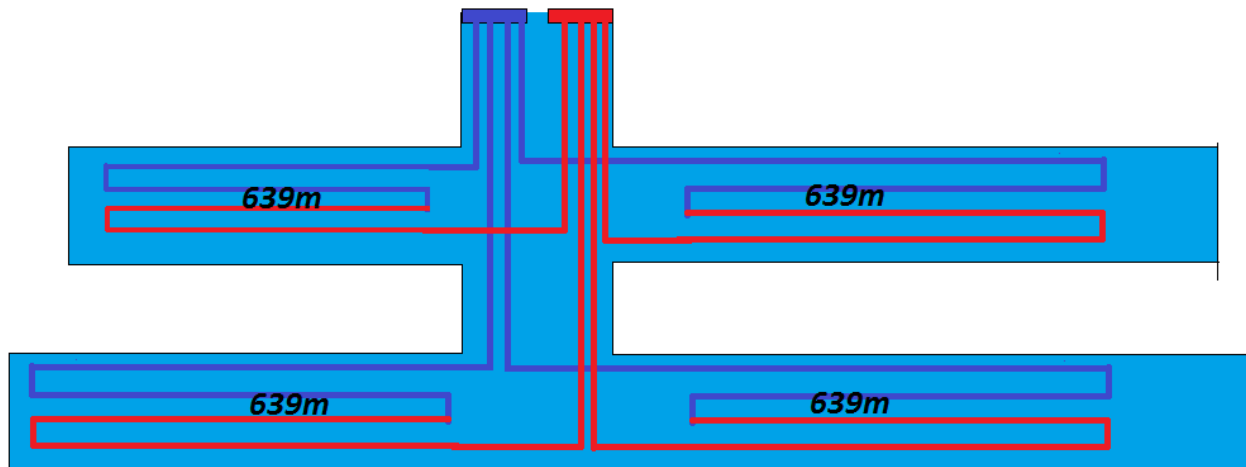


Figura 6.6.- Representación grafica de la distribución de tubería con dos pasos por las dos galerías utilizando tubería de 250mm.

La longitud total de tubería a instalar es:

$$L_{total} = 430 + 2 \cdot 553 = 2 \cdot 983m$$

Lógicamente, al aplicar el factor de corrección el rendimiento baja al haber más pasos de tubo, por lo que la distancia aumenta.

➤ **Pérdidas de carga:**

Al utilizar un colector con ramales en paralelo las pérdidas de carga de la instalación disminuyen, ya que la fuerza que tiene que ejercer la bomba para superarlas ya no es la longitud total, si no la longitud desde la sala de máquinas hasta el colector más la longitud de un ramal. Por lo tanto:

$$L_{total \text{ pérdida carga}} = 430 + 639 = 1069m$$

Frente a los hipotéticos 2 983m sin utilizar ramales.

El esquema de la instalación es el siguiente:

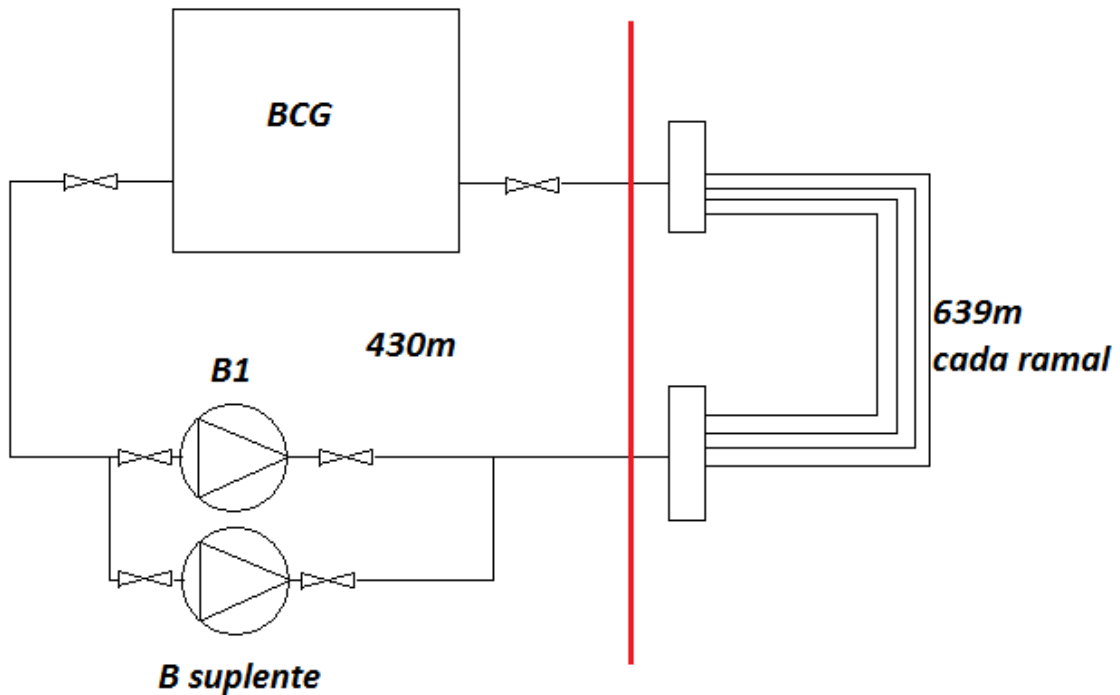


Figura 6.7.- Esquema de la instalación con bomba de apoyo.

Nº válvulas en funcionamiento=4

Longitud equivalente accesorios= $4 \cdot 340 \cdot 0.25 = 340m$

$$L_{total\ equivalente} = 340 + 1\ 069 = 1\ 409m$$

$$\Delta P(Pa) = 2f \frac{\rho v^2}{D} (L + L_e)$$

Cálculo del factor de fricción:

$$Re = \frac{1025 \cdot 0.68 \cdot 0.25}{0.002902} = 60\ 044$$

Los tubos de polietileno tienen una rugosidad absoluta de 0.0015mm

$$r = \frac{\varepsilon}{D_{int}} = \frac{0.0015}{250} = 6 \times 10^{-6}$$

Tipo	Longitud equivalente en diámetros de tubería L_e/D
Válvula de globo – abierta por completo	340
Válvula de ángulo – abierta por completo	150
Válvula de compuerta – abierta por completo	8

Figura 6.8.- Longitud equivalente de válvula de globo.

[Fuente: McCabe, W.L., Smith, J.C. y Harriott, P., "Operaciones unitarias en ingeniería química" 7ª Ed., McGraw-Hill Interamericana, 2007.]

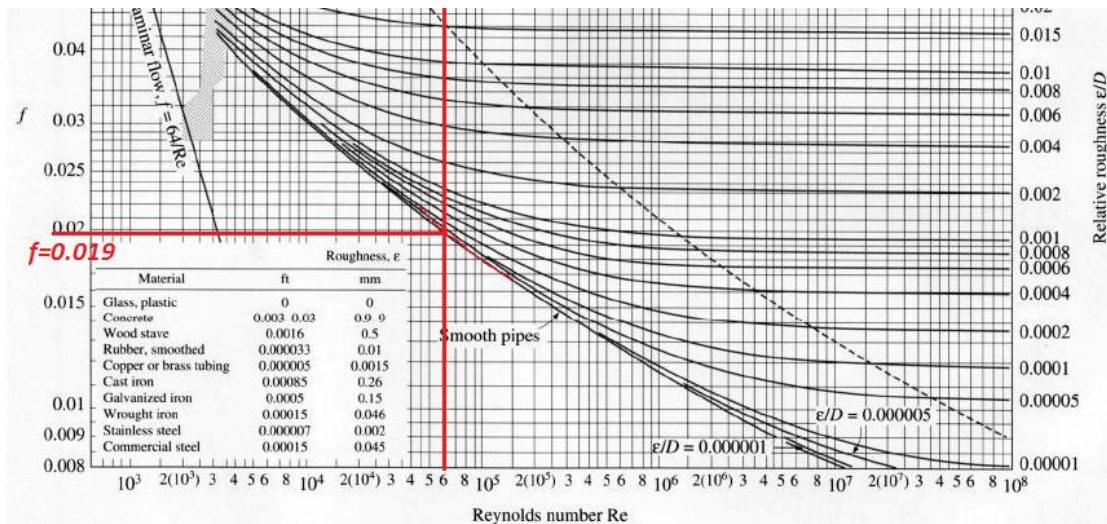


Figura 6.9.- Representación grafica del factor de fricción.
 [Fuente: SOTELO, G."Hidráulica General", Limusa, México, 1998.]

$$\Delta P(Pa) = 2 \cdot 0.019 \frac{1025 \cdot 0.68^2}{0.25} (1\ 409) = 101507.07 Pa = \mathbf{10.15 m. c. a.}$$

$$\Delta P_{BCG} = 67kPa = 6.7m. c. a.$$

$$\Delta P_{total} = 10.15 + 6.7 = \mathbf{16.85m. c. a.}$$

$$H_m = \frac{168\ 500}{1025 \cdot 9.81} = 16.75m = 17m$$

Como no se han tenido en cuenta las pérdidas en codos, té, empalmes y otros accesorios menores, ni las distancias desde entrada y salida de las galerías a los colectores se estima un 30% de pérdida de carga a mayores:

$$H_m = 17 \cdot 1.3 = \mathbf{27.2m}$$

Considerando que la presión de la red de es de 4 bar (presión de llenado instalación) y siendo la presión de vapor del líquido = 808Pa, calculamos el NPSH disponible:

$$NPSH = \frac{400\ 000 - 808}{1025 \cdot 9.81} + \frac{0.68^2}{2 \cdot 9.81} - \frac{219\ 050}{1025 \cdot 9.81} = 17.94m$$

Utilizando el programa WILO Select 4, ésta es la bomba que se podría utilizar: <<Véase Anexo 10.4.->>.

La bomba seleccionada es de tipo simple de rotor seco. Tiene un rendimiento del (75.75%) y el NPSH requerido de la bomba es de 3.62m. Por lo tanto es menor que el disponible en la instalación, lo que la hace apta para su utilización.

$$NPSH_{instalación} > NPSH_{bomba}$$

$$17.94 > 3.62$$

6.2 Instalación real con dimensionado para tubería 110mm con ramales en cada galería (caso real)

En esta instalación se utiliza etilenglicol al 25% (igual que en el caso anterior) a efectos de evitar la congelación del fluido cuando no esté en movimiento. EL uso de éste, también va a provocar que la presión de vapor del líquido sea menor, dando lugar a un NPSH disponible más bajo que con agua pura. Se podría utilizar agua al 100% pero supondría mantener la instalación en constante funcionamiento para evitar que se congele. Esto lleva consigo un gasto energético que se puede evitar de esta manera. Las características del fluido cambian con respecto al agua pura, como la conductividad que es menor. Esto provoca que la longitud necesaria de tubería para el intercambio sea mayor, pero de esta manera se ahorra el tener las bombas en funcionamiento constantemente.

La empresa suministradora de tubería geotérmica (UPONOR) no posee diámetros de tubo superiores de 110mm, por lo que hay que dimensionar la instalación en la parte de los colectores para que se adecúe a estas características.

Por ello se utilizará tubo de 250mm en la ida y retorno del fluido hasta el colector, que se situará a 7 metros sobre la entrada de la galería superior. En éste se instalará un colector que dividirá el caudal en cuatro ramales que circularán cada uno por una galería distinta.

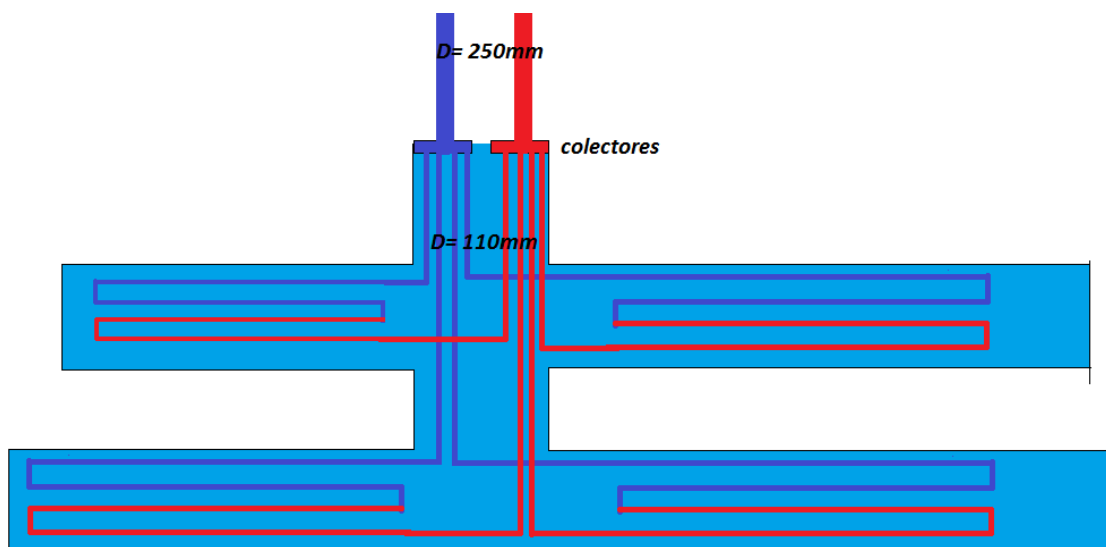


Figura 6.10.- Representación de la distribución de tubería con ramal en cada galería y dos pasos por tubo.

El planteamiento para determinar la longitud es diferente, ya que el caudal se divide en cuatro tramos, pero con un diámetro menor, por lo que la superficie de contacto disminuye y la longitud necesaria de intercambio aumenta. Por lo tanto:

$$Q_{eq} = \frac{34.11}{4} = 8.53 \text{ kg/s cada tramo en paralelo.}$$

Se calcula la velocidad del fluido cumpliendo con el caudal y el diámetro:

$$v_{\text{fluido tubería}} = \frac{Q}{A} = \frac{8.53 \cdot \frac{1}{1025}}{\pi \cdot \frac{0.11^2}{4}} = 0.876 \frac{m}{s} = 0.88 \frac{m}{s}$$

➤ **Variación de temperatura fluido caliente (hot):**

$$Q_{\text{tubería}} = 8.53 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$Q_{\text{galería}}:$

$$A_{\text{utilizable}} = A_{\text{galería}} - A_{\text{tubo}}$$

$$A_{\text{ut}} = \left[(4 \times 1.5) + \left(\pi \frac{1.75^2}{2} \right) \right] - \left(\pi \frac{0.11^2}{4} \right) = 10.80 \text{ m}^2$$

$$Q_{\text{mina}} = \dot{m}_h = Av\rho = 10.80 \cdot 0.013 \cdot 999.8 = 140.37 \text{ kg/s}$$

$$Q_{\text{agua mina}} = 140.37 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\Delta T_h = \frac{8.53 \cdot 3912 \cdot (10 - (-5))}{140.37 \cdot 4105} = 0.87^\circ\text{C}$$

➤ **Tª salida fluido caliente $T_{\text{salida,h}}$**

$$T_{\text{sal.h}} = 21.5 - 0.87 = 20.63^\circ\text{C}$$

➤ **Calor necesario de transferencia de calor**

$$q = q_h = q_c = 8.53 \cdot 3912 \cdot (10 - (-5)) = 500\,540.4 \text{ W}$$

$$500\,540.4 \cdot 4 \approx q_{\text{total}}$$

Ése es el calor que hay que suministrar al fluido caloportador para que entrando como mínimo a -5°C salga a 10°C , es decir, para que el salto térmico sea de 15°C , circulando a través de un tubo de 110mm y con un caudal de 8,53 kg/s.

➤ **Sustitución en la ecuación general**

Tª media del agua de mina para α, β, Pr y ϑ :

$$T_{\text{media } h20 \text{ mina}}^a = \frac{21.5 + 20.63}{2} = 21.06^\circ\text{C}$$

Como no hay datos de esa temperatura se elige en la tabla la inmediatamente más cercana de α , β , Pr y ϑ .

Tabla 6.5.- Propiedades del agua de mina a 20°C.

T (°C)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg·K)	$\mu \cdot 10^6$ (N·s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	$\beta \cdot 10^3$ (1/K)	Pr
0.001	1005	4.213	1766	1.757	567.2	0.1339	-0.08021	13.12
5	1004	4.201	1506	1.500	574.8	0.1363	0.01135	11.00
10	1003	4.191	1300	1.297	583.0	0.1387	0.08744	9.348
15	1001	4.184	1135	1.134	591.4	0.1412	0.15230	8.033
20	999.5	4.180	1001	1.001	599.8	0.1436	0.20900	6.975
25	997.9	4.176	890.1	0.8920	608.0	0.1459	0.25940	6.114
30	996.2	4.175	797.6	0.8007	616.0	0.1481	0.3051	5.406
35	994.3	4.174	719.6	0.7238	623.6	0.1503	0.3470	4.817
40	992.4	4.174	653.3	0.6583	630.7	0.1523	0.3859	4.323
45	990.3	4.175	596.3	0.6022	637.4	0.1542	0.4225	3.906
50	988.1	4.177	547.1	0.5537	643.6	0.1559	0.4572	3.551
55	985.7	4.179	504.2	0.5115	649.3	0.1576	0.4903	3.245
60	983.2	4.182	466.6	0.4746	654.4	0.1592	0.5221	2.981
65	980.6	4.184	433.5	0.4420	659.1	0.1606	0.5528	2.752
70	977.9	4.188	404.1	0.4132	663.2	0.1620	0.5827	2.551
75	975.0	4.191	378.0	0.3877	666.9	0.1632	0.6118	2.375
80	971.9	4.195	354.6	0.3648	670.2	0.1644	0.6402	2.219
85	968.8	4.199	333.6	0.3443	673.0	0.1654	0.6682	2.081
90	965.5	4.204	314.6	0.3259	675.5	0.1664	0.6958	1.958
95	962.1	4.209	297.5	0.3092	677.5	0.1673	0.7230	1.848
100	958.5	4.214	281.9	0.2941	679.3	0.1682	0.7501	1.749

[Fuente: S.A. Klein y F.L. Alvarado. "Engineering Equation Solver Software (EES)", Academia Version 6.271, (20-07-2001)]

Por lo tanto:

$$\alpha_{20^\circ\text{C}} = \frac{0.1436}{10^6} = 1.436 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\beta_{20^\circ\text{C}} = \frac{0.20900}{10^3} = 2.09 \times 10^{-4} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$$

$$Pr_{20^\circ\text{C}} = 6.975$$

$$\vartheta_{20^\circ\text{C}} = 1.001 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Para la evaluación de ΔT_{ml} en contracorriente:

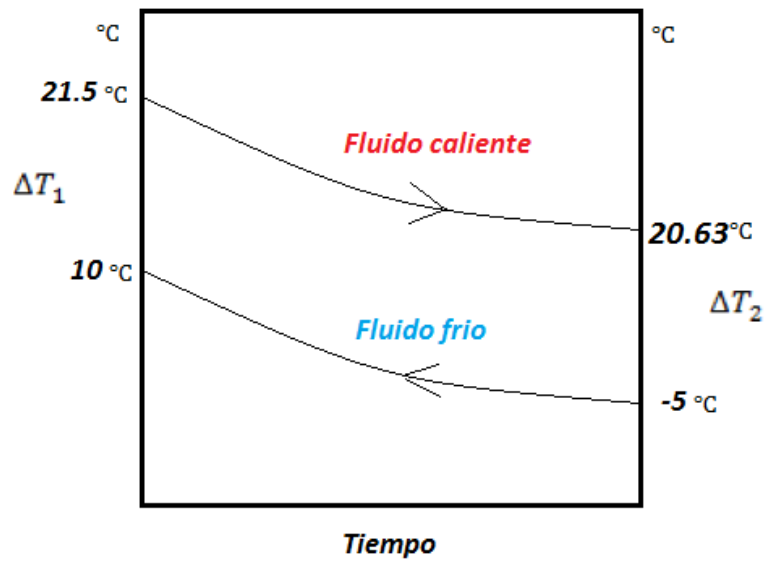


Figura 6.11.- Representación gráfica de la variación de temperatura de los fluidos.

$$\Delta T_{ml} = \frac{(20.63 + 5) - (21.5 - 10)}{\ln\left(\frac{20.63 + 5}{21.5 - 10}\right)} = 17.63^\circ\text{C}$$

➤ **Factor de corrección para n pasos de tubo:**

$$Z = \frac{21.5 - 20.63}{10 + 5} = 0.058$$

$$Y = \frac{10 + 5}{21.5 + 5} = 0.566$$

Representación gráfica del factor de corrección de un cambiador con un paso de carcasa y dos, cuatro, o cualquier múltiplo de pasos de tubo.

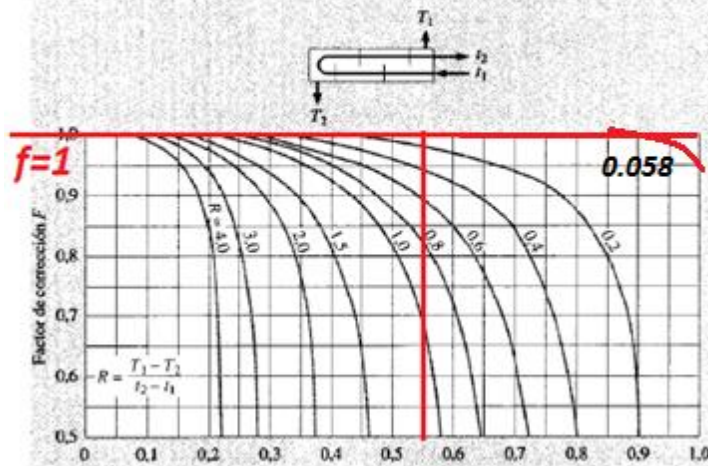


Figura 6.12.- Representación gráfica del factor de corrección.

[Fuente: J.P. Hollman, "Transferencia de Calor", 8ª Edición, McGraw Hill, Madrid, 1999.

Debido a que el número adimensional Z es muy bajo, el factor de corrección en este caso no afectaría. Esto se debe a que la variación de temperatura que sufre el agua de mina es muy pequeña, concretamente 0.82°C. Esto quiere decir, que al introducir una tubería más pequeña y por lo tanto con menos caudal, el agua de mina apenas se enfría.

Los datos para la nueva tubería son:

Tabla 6.6.- Características técnicas de tubería PEX DN110mm.

Datos Tubería PEX	
Caudal circulante	8.53 kg/s
Conductividad k	0.43W/m ² °C
Diámetro interior	0.11m
Espesor	9mm
Velocidad del fluido	0.88 m/s
Tª entrada mínima	-5°C
Tª salida mínima	10 °C
Diámetro exterior	0.119m
Rugosidad absoluta ε	0.0015mm

➤ Cálculo de longitud en cada galería:

A =

$$\left(\left(\left(\left(\left(\frac{1}{0,023 \left(\frac{1025 \cdot 0,88 \cdot 0,11}{0,002902} \right)^{0,8} 14,29^{0,4} 0,476 \cdot \pi \right) + \left(\frac{\ln \left(\frac{0,119}{0,11} \right)}{2\pi \cdot 0,43} \right) + \frac{1}{\left(\left(\left(\left(\frac{0,387 \left(\frac{9,81 \cdot 0,000209}{1,001 \cdot 10^{-6} \cdot 1,436 \cdot 10^{-7} (21,5 - 20,63) 0,119^3 \right)^{1/6}} \right)^2}{0,60 + \frac{\left[1 + \left(\frac{0,559}{6,975} \right)^{16} \right]^{9/27}}{0,68 \cdot \pi} \right)^2} \right) \right) \right) \right) \right)^{-1} \cdot 500\,540,4 \right) \cdot 17,63 \tag{17.63}$$

$$A = \frac{500\,540,4}{\left(\pi \cdot 0,119 (2,36 \times 10^{-3} + 0,029 + 0,012) \right)^{-1} \cdot 17,63} = 460,23 \text{ m}^2$$

$$L_{110\text{mm}} = \frac{460,23}{\pi \cdot 0,119} = 1\,231 \text{ m son necesarios en cada galería (ramal que sale del colector)}.$$

➤ **Pérdidas de carga en la instalación:**

Este cálculo se divide en dos zonas, una para la tubería de 250mm y otra para la zona del tubo geotérmico de 110mm.

Factor de fricción:

$$r = \frac{\varepsilon}{D_{int}} = \frac{0.0015}{110} = 1.36 \times 10^{-5}$$

Si "r" es mayor que la anterior (caso sin limitaciones técnicas), dará lugar a un factor de fricción mayor, esto es debido a que el diámetro es más pequeño. Por eso las pérdidas por rozamiento son mayores en diámetros más bajos.

$$Re = \frac{1025 \cdot 0.88 \cdot 0.11}{0.002902} = 34\,190.21 = 3.4 \times 10^4$$

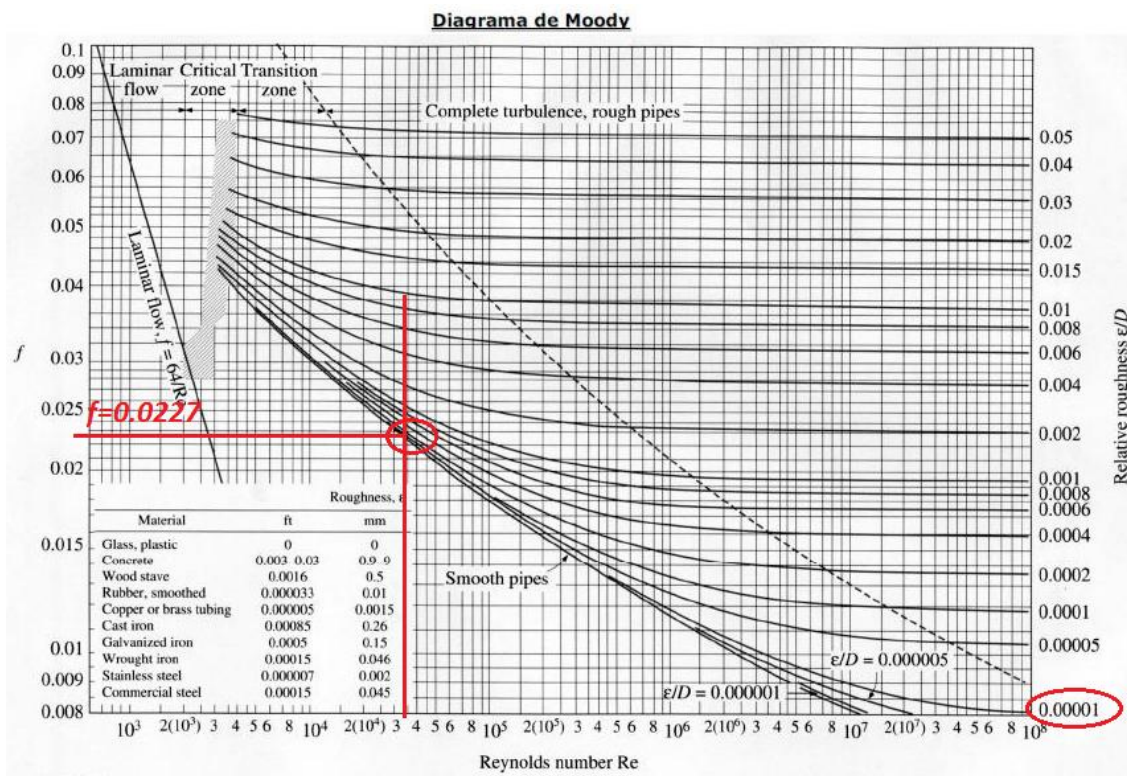


Figura 6.13.- Representación grafica del factor de corrección.

[Fuente: SOTELO, G."Hidráulica General", Limusa, México, 1998.]

f=0.0227

Se calcula la longitud total para el tramo de 250mm considerando la colocación del colector a 23.5m sobre el suelo de la galería más baja.

$$L_{total-250mm} = 430 - h_{colector-suelo} = 430 - 23.5$$

$$L_{250} = 406.5m \text{ desde la sala de máquinas al colector.}$$

$$L_{eq.acce.grandes} = 340m$$

$$v_{250mm} = 0.68 \frac{m}{s}$$

El factor de fricción para tubo de 250mm es el calculado en el apartado 6.1.-
<<Caso sin limitaciones técnicas>>= 0.019.

$$\Delta P_{250mm} = 2 \cdot 0.019 \frac{1025 \cdot 0.68^2}{0.25} (406.5 + 340) = 64\,252.1 \text{ Pa}$$

Para la pérdida de carga del tramo de 110mm se utiliza la longitud más desfavorable de uno de los ramales, ya que si la bomba supera la fricción que se produce en éste, la de los demás también la va a superar. El tramo más largo es uno de los tramos inferiores, ya que la tubería tiene que descender más longitud hasta la galería inferior.

$$L_{110} = 1\,231 + 23.5 = 1\,255m$$

$$\Delta P_{110mm} = 2 \cdot 0.0227 \frac{1025 \cdot 0.88^2}{0.11} (1\,255) = 411\,146.32 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{BCG} = 67kPa$$

$$\Delta P_{total} = 64\,252.1 + 411\,146.32 + 67\,000 = 542\,398.42 \text{ Pa}$$

$$H_{total} = \frac{542\,398.42}{1025 \cdot 9.81} \cdot 1.3 = 70.12m$$

Con estos datos se elige la bomba en la aplicación Wilo Select 4. En este caso se ha elegido la bomba que mayor rendimiento tiene para que sea de menor potencia y consuma menos. La bomba resultante es normalizada de rotor seco con un rendimiento del 69.36%, un NPSH requerido de 2.988m y una potencia de 34.16kW en el P2, siendo la potencia del motor de 37kW. <<Véase Anexo 10.5.->>

Considerando una presión en la red de 6 bar, el NPSH disponible en la instalación es el siguiente:

$$NPSH = \frac{600\,000 - 808}{1025 \cdot 9.81} + \frac{0.88^2}{2 \cdot 9.81} - 70.12 = -7.65m$$

Un NPSH de la instalación con valor negativo, significa que la presión de red o de llenado es insuficiente. Por ello vamos a calcular cual debería de ser esta presión de trabajo para que la bomba no cavite. Según la norma, el NPSH disponible tiene que ser como mínimo 1,11 veces el NPSH requerido, por lo tanto:

$$NPSH \text{ mínimo de funcionamiento} = 1.11 \cdot 2.988 = 3.31m$$

$$3.31m = \frac{P_t - 808}{1025 \cdot 9.81} + \frac{0.88^2}{2 \cdot 9.81} - 70.12$$

$$P_t = 746\,392Pa$$

La presión mínima de trabajo de la instalación ha de ser de 7,47bar y la presión máxima de trabajo de la bomba es de 16bar, por lo que aun quedaría mucho margen de operación para aumentar la presión.

7 Análisis de resultados

7.1 Instalación sin limitaciones técnicas

Se trata del estudio de una instalación sin limitaciones técnicas en la que se dispone de tubería geotérmica de cualquier diámetro. En primer lugar se calculó este diámetro al utilizar una velocidad arbitraria de 0,7 m/s para cumplir dicho caudal. A partir de ahí se determina la variación de temperatura que sufre el agua de mina con ese caudal; siendo más alto cuanto mayor sea el caudal que se introduzca en el agua, es por ello que en el caso real la temperatura del agua de mina apenas varía por la utilización de un caudal más pequeño, pero repartido en cuatro galerías.

A continuación se hicieron los cálculos pertinentes al modelo teniendo en cuenta que el sistema trabaja en contracorriente, de esta manera se optimiza el intercambio calórico, ya que la variación de temperatura logarítmica es mayor, dando lugar a un área menor.

En primer lugar se calculó el sistema para que circulase a través de las dos galerías inferiores pero dio lugar a una longitud bastante considerable, incrementando las pérdidas de carga del sistema. Los resultados son los siguientes:

Para un caudal de 34,11kg/s y utilizando una tubería de 250mm sin tener en cuenta el factor de corrección la longitud necesaria de tubo en el agua de mina es de 2 501,81m.

Pero para disminuir las pérdidas de carga se utilizó un colector para dividir la longitud y así cada tramo intercambia calor en cada galería, de manera que la longitud necesaria en cada ramal teniendo en cuenta el factor de corrección, es de 639m siendo la longitud total en la instalación de 2983m. Los resultados finales fueron los siguientes:

- ❖ $\Delta T_{ml,cc} = 16.6^{\circ}\text{C}$
- ❖ $\Delta T_{ml,cp} = 15.46^{\circ}\text{C}$
- ❖ $A_{intercambio} = 2\,093\text{ m}^2$.
- ❖ $L_{de\ cada\ ramal} = 639\text{m}$
- ❖ $L_{total\ a\ instalar} = 2\,983\text{m}$
- ❖ $\Delta P_{total} = 16.85\text{ m. c. a} + 30\%$.
- ❖ $H_{total\ manométrica} = 27.2\text{m}$
- ❖ $NPSH_{4\ bar\ -disponible} = 17.94\text{m}$
- ❖ $P_{llenado} = 4\text{bar}$.
- ❖ *Tipo de bomba a utilizar: Normalizada de rotor seco.*
- ❖ $NPSH_{requerido} = 3.62$
- ❖ $P_{bomba} = 12.24\text{kW al eje P2 y } 15\text{kW potencia nominal}$.
- ❖ $\eta_{bomba} = 75.75\% \text{ hidráulico, } 92.1\% \text{ al } 100\% \text{ de capacidad}$.

<<Véase Anexos 10.3.- y 10.4.- >>

Como se puede ver, la variación de temperatura media logarítmica en contracorriente es mayor, lo que al estar en el dividendo de la ecuación parametrizada da lugar a áreas más pequeñas para un mismo intercambio de calor.

Las pérdidas de carga son relativamente bajas por el uso de un gran diámetro de tubería y la utilización de cuatro ramales con colector. Se ha utilizado la disposición de colocar cada ramal en cada galería para que los cuatro puedan intercambiar calor solos, es decir, utilizando varios pasos de tubería pero no en paralelo con otro ramal, porque de ser así el sistema de cálculo no tendría validez en este estudio. También esta disposición es la que permite utilizar una menor longitud de tubería, lo que provoca una pérdida de carga menor. Al ser un sistema cerrado, la bomba hidráulica solo tiene que trabajar para vencer las fuerzas que ejerce el fluido con la pared del tubo por fricción y las de la bomba de calor geotérmica, de modo que la profundidad del pozo no afecta.

7.2 Instalación real con dos diámetros de trabajo

En la instalación real no se encontró disponible un tubo de intercambio calórico con un diámetro superior a 110mm. Esto hace que el área de intercambio tenga que ser mayor.

Directamente se pasó a calcular la instalación con un colector dividido en cuatro ramales con la misma distribución en cada galería que la instalación sin limitaciones técnicas. De esta manera se observó que al circular un menor caudal en un diámetro también inferior, la variación de temperatura que sufre el agua de mina es inferior a un grado. Desde mi punto de vista, las tuberías que atraviesan el tramo de la anchura del pozo sin entrar a las galerías, no afectan demasiado al intercambio de calor, es más, se benefician incluso porque el caudal de agua de mina es muy grande y sufre poca variación de temperatura, por lo que siempre van a tender a calentarse y no a variar el coeficiente global de transmisión.

De esta manera se calcula la longitud necesaria para ese caudal con ese diámetro para elevar la temperatura del fluido desde -5°C a 10°C . Ésta nos va a dar la longitud necesaria en cada ramal. Este cálculo varía respecto al del caso teórico sin limitaciones técnicas, en el que directamente se divide la longitud entre el número de ramales porque el diámetro no cambia.

En esta instalación se va a utilizar un tubo de Polietileno de diámetro 250mm con una rugosidad absoluta de 0.0015mm hasta la entrada del colector. Para la zona de intercambio de calor se utilizará tubería de polietileno reticulado de 110mm cuya conductividad es mayor que la del polietileno normal. También al utilizar este diámetro la pérdida de carga es mayor.

Otro punto importante en los cálculos son los datos del fluido que se va a utilizar. He considerado oportuno la utilización de etilenglicol como refrigerante con una concentración del 25% sobre el agua para evitar que no se congele cuando la instalación esté en ausencia de trabajo. De esta manera nos ahorramos el coste energético que supondría tener una bomba en constante trabajo para mover el fluido. También se ha instalado una segunda bomba de apoyo por si la principal fallase, asegurando así que siempre va a trabajar aunque una desista.

Para las pérdidas de carga se ha calculado la longitud equivalente para cuatro válvulas, que son las que trabajarían siempre y no seis contando las que están en paralelo.

Los resultados finales son los siguientes:

- ❖ $\Delta T_{ml,cc} = 117.63^{\circ}\text{C}$
- ❖ $A_{intercambio} = 460.23 \text{ m}^2$.
- ❖ $L_{de\ cada\ ramal} = 1\ 231\text{m}$
- ❖ $L_{total\ a\ instalar} = 5\ 354\text{m}$
- ❖ $\Delta P_{250\text{mm}} = 64\ 252.1 \text{ Pa} = 6.25\text{m. c. a.}$
- ❖ $\Delta P_{110\text{mm}} = 411\ 146.32 \text{ Pa} = 41.1\text{m. c. a.}$
- ❖ $\Delta P_{BCG} = 6.7\text{m. c. a.}$
- ❖ $\Delta P_{total} = 542\ 398.42 \text{ Pa} + 30\%$.
- ❖ $H_{total\ manom\ étrica} = 70.12\text{m}$
- ❖ $NPSH_{disponible\ 7.5\text{bar}} = 3.31\text{m.}$
- ❖ $P_{llenado\ mínima} = 7.5\text{bar}$ para que no se produzca cavitación.
- ❖ *Tipo de bomba a utilizar: Normalizada de rotor seco.*
- ❖ $NPSH_{requerido} = 2.98$
- ❖ $P_{bomba} = 34.16\text{kW}$ al eje P2 y 37kW potencia nominal.
- ❖ $\eta_{bomba} = 69.36\%$ hidráulico, 93.2% al 100% de capacidad.
- ❖ $D_{aspiración\ bomba} = 100\text{mm.}$
- ❖ $D_{impulsión\ bomba} = 80\text{mm.}$
- ❖ $Peso = 397 \text{ kg.}$

<<Véase Anexos 10.3.- y 10.5.- >>

Las pérdidas de carga en las conexiones de la bomba ya se tienen en cuenta también en la estimación del 30%.

8 Conclusiones

8.1 Sobre el modelo de transferencia

Este modelo considera las galerías inundadas inferiores como intercambiadores de calor de carcasa y tubos, suponiendo que cada galería es una carcasa. Esto tiene la limitación de que no se puede crear una distribución de tubería cualquiera, sino que debe ser lo más parecida a un intercambiador de este tipo para que el modelo de cálculo creado tenga validez.

El factor clave y de mas dificultad del modelo es la determinación de una ecuación que permita calcular el coeficiente U. Esto se debe a que el cálculo del número de Nusselt es el más importante en el análisis del modelo de transferencia calor debido a la gran diversidad de ecuaciones que existen según haya convección natural, forzada, se trabaje en régimen laminar o turbulento o sea una tubería horizontal o una placa plana. Es por ello que adecuar la ecuación general parametrizada es complicado y por eso es tan larga, porque intervienen muchos factores en el cálculo del coeficiente global de transmisión de calor.

A diferencia de los cálculos convencionales de los intercambiadores de calor, en los que éstos se dimensionan para obtener una determinada temperatura en los tubos, en el caso de este estudio el cálculo es al revés; es decir, el intercambiador ya está hecho. El agua de mina posee una determinada temperatura que no se puede cambiar y a partir de esta se determina la longitud que se necesita en estas condiciones para elevar una temperatura a un determinado caudal, generalmente limitado por el que utiliza la bomba de calor.

Otro aspecto a tener en cuenta, es que hay que adjudicar una velocidad al agua de mina, esto es para poder determinar el caudal de esta y calcular la variación de temperatura que sufre. Este agua se ha supuesto también en recirculación, ya que al otorgarle una velocidad muy baja se va a mover (pero considerándose casi sin movimiento y así poder aplicar la ecuación de Nusselt de convección natural en tubos horizontales), por lo que entra por una zona y sale por otra, renovándose siempre el caudal. Se ha considerado que la instalación trabaja en contracorriente de manera que el intercambio de calor entre agua de mina-fluido caloportador sea lo más óptimo posible. Una vez cumplidas estas condiciones se inicia el modelo analizando las resistencias térmicas que influyen en el intercambio de calor y poco a poco se parametrizan todas las correlaciones hasta llegar a la definitiva para calcular el área de intercambio.

Como conclusión última, este modelo de cálculo es válido solo para unas determinadas condiciones, de no ser así todas las correlaciones utilizadas en el modelo no tendrían validez y habría que aplicar una ecuación parametrizada distinta a la actual. A continuación se indican las condiciones para que se cumpla el modelo empleado:

- Trabajar siempre en regímenes turbulentos.
- El intercambio calórico tiene que ser liquido-liquido.
- $T_{salida,c}$ ha de ser la temperatura óptima de funcionamiento de la bomba de calor, la mínima de funcionamiento o cualquier otra temperatura dentro de los límites de intercambio (que no supere la temperatura máxima a la que puede llegar el fluido frío). Puede ser que si se ajusta demasiado el intercambio el agua puede no llegar a una temperatura suficiente de trabajo de la bomba, debido a que el caudal del agua de mina no abastece a calentar todo el caudal frío.
- $\alpha, \beta, Pr, \vartheta$ tienen que ser evaluados a la temperatura media del fluido caliente, es decir, a $\frac{T_{ent,h} + T_{sal,h}}{2}$.

- El agua de mina ha de tener una velocidad de fluido, aunque sea baja, para poder determinar un caudal másico en kg/s.
- El número de tubos que circulan en cada galería no puede ser mayor de uno, es decir, el modelo no es válido para la circulación de ramales en paralelo en una sola galería.

8.2 Sobre la instalación sin limitaciones técnicas y real

En estos dos ejemplos aplicando el modelo de transferencia de calor analizado anteriormente se observa que cuanto más superficie de captación se tenga, mayor es el coeficiente de transferencia de calor "U". Esto significa que cuanto mayor sea el diámetro de la tubería geotérmica menor superficie de captación es necesaria y por lo tanto menor longitud. El caso real está limitado por la utilización de un diámetro menor y el uso de un colector para dividir el caudal, de manera que se calcula el área necesaria para el caudal de cada rama. Analizando la energía que absorbe cada uno podemos observar que sumando la de los cuatro ramales es igual a la energía total que se necesita para el caudal de la bomba, incluso algo mayor.

Como se puede apreciar la diferencia de pérdidas de carga de un caso a otro es bastante notable, esto se debe a utilizar un diámetro más pequeño en la zona de captación geotérmica, ya que el número de Reynolds en el interior de la tubería y el factor de fricción son diferentes.

La distribución de la captación geotérmica utilizada cumple con las condiciones técnicas del modelo de transferencia de calor, en el cual solo podemos utilizar un ramal en cada galería pero con varios pasos de tubo en cada una. Esto se debe a que la ecuación parametrizada a la que se llegó solo es válida para ese sistema, no siéndolo si queremos utilizar ramales en paralelo con varios pasos de tubo en una sola galería o uniendo dos de la misma altura; por ello de entre las diversas opciones de distribución de la superficie de captación se opta por esa.

En términos reales, lo que interesaría de esta instalación es disminuir los costes tanto de instalación como de mantenimiento posteriormente, por lo que una opción viable sería utilizar una tubería de gran diámetro para que la bomba fuera más pequeña como en el caso teórico sin limitaciones técnicas, que sería de 15kW de potencia nominal frente a los 37kW de la instalación real con diámetro inferior.

También es importante analizar el retorno de la tubería en su ascenso por el pozo, ya que a medida que esta sube, la temperatura baja. Una solución real sería el aislamiento térmico de la tubería para evitar estas pérdidas de calor, pero como el sistema está dimensionado para aumentar la temperatura del fluido circulante en 15°C, una vez que se ponga en funcionamiento todo el sistema, la temperatura de salida de la bomba de calor va a ser mucho mayor que -5°C de modo que siempre va a entrar a más de 10°C en esta, compensando de esta manera las pérdidas en el ascenso por el pozo. Pero lo ideal para un funcionamiento óptimo es utilizar el aislante térmico.

Es por ello que las características de esta mina de interior son suficientes y aptas para abastecer a una población de 229 habitantes extrayendo el potencial geotérmico que posee ésta en su interior para convertirlo en agua caliente y climatizar en invierno

todo el pueblo, aunque la bomba de calor es reversible y puede trabajar en verano de manera inversa.

9 Referencias bibliográficas

- [1] *“Anexo de la energía geotérmica”*, Fundación de la energía Comunidad de Madrid, 2007.
- [2] *“Cálculo de pérdidas de carga en tuberías”*, [online], Millarium, disponible en: <http://www.miliarium.com/Prontuario/MedioAmbiente/Aguas/PerdidaCarga.asp>
- [3] *“Calor y Frío Renovables Geotermia”*, IDAE, área tecnológica geotermia, 2012.
- [4] *“Catálogo presión tuyper”*, Tuyper Grupo, Álava, abril 2011.
- [5] *“Colección de ejercicios resueltos de física de transmisión de calor”*, [online], versión 2.1, Universidad Sevilla, septiembre 2003, disponible en: http://es.slideshare.net/heitmanardila/000049-ejercicios-resueltos-de-fisica-transmision-de-calor?qid=07b5c19e-ea95-48e8-adee-dc363afc405f&v=&b=&from_search=1
- [6] *“Guía técnica de diseño de sistemas de intercambio geotérmico de circuito cerrado”*, IDAE, Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración, Madrid, junio 2012.
- [7] *“Guía técnica de selección de equipos de fluidos”*, IDAE, Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración, Madrid, 2012.
- [8] *“Intercambiadores de Calor Método LMTD”*, [online] disponible en: <http://personales.unican.es/renedoc/Trasp%20WEB/Trasp%20Termica/XVII%20Inter%20LMTD.pdf>
- [9] *“Manual Geotermia”*, colaboración IDAE e IGME, Madrid, junio 2008.
- [10] *“MPG 25”*, [online], Celssius Process, disponible en: http://www.celsius-process.com/_es/pdf/MPG%2025.pdf
- [11] *“Sistema Geotermia Ferroterm”* Ferroplast S.A., Madrid, 2013.

- [12] *“Transferencia de calor-Hollman-Mc Graw Hill Tubs concèntrics”*, [online], Intercambiadores de Calor, Universidad Politécnica de Cataluña, disponible en: http://www.epsem.upc.edu/intercanviadorsdecalor/castella/tubs_concentrics.html
- [13] A. M. Domingo *“Apuntes mecánica de fluidos”*, Madrid, 1997.
- [14] *Cálculo de Bombas y Tuberías*, [online], Aula Virtual Proyecto Fin de Carrera, Ingeniería química, disponible en: <http://www.ugr.es/~aulavirtualpfc/q/Bbombasytuberias.html>
- [15] *Clima: Villablino Climograma*, Diagrama de temperatura, Tabla climática - Climate-Data.org, [online], disponible en: <http://es.climate-data.org/location/26101/>
- [16] *Coeficiente de película*, Wikipedia enciclopedia libre, [online], disponible en: https://es.wikipedia.org/w/index.php?title=Coeficiente_de_pel%C3%ADcula&oldid=90461596
- [17] *Cómo diseñar un intercambiador de calor tubular*, [online], Recursos - HRS Heat Exchangers, disponible en: <http://www.hrs-heatexchangers.com/es/recursos/how-to/disenar-un-intercambiador-de-calor-tubular.aspx>
- [18] Diego Vasco C. *“Determinación del coeficiente global de transferencia U”*, Universidad de Santiago de Chile, 2015.
- [19] E. Choque *“100 Problemas Resueltos de Transferencia de Calor”*, [online], Universidad Técnica de Oruro, octubre 2007, disponible en: <https://es.scribd.com/doc/64024472/-100-Problemas-Resueltos-de-Transfer-en-CIA-de-Calor-Erwin-Choque>
- [20] *Evaluación De Transferencia De Calor En Tubos Concéntricos*, [online], Academia educación, disponible en: http://www.academia.edu/9144603/EVALUACION_DE_TRANSFERENCIA_DE_CALOR_EN_TUBOS_CONCENTRICOS
- [21] HOLMAN, J.P., *Transferencia de Calor. 8ª ed.*, McGraw-Hill Interamericana de España S.A.U., 1998. ISBN 84-481-2040-X.
- [22] Isaac Fernández, *“Transferencia de Calor por Convección”*, Universidad Nacional Experimental Francisco de Miranda, ingeniería mecánica, 2004.
- [23] J. F. C. Toro *“Colección tablas graficas y ecuaciones de transmisión de calor” Universidad de Sevilla, versión 3.5.*

[24] *“Manual de planificación e instalación de bombas de calor y preparación de agua caliente”*, Dimplex, versión julio 2007.

[25] McCabe, W.L., Smith, J.C. y Harriott, P., *“Operaciones unitarias en ingeniería química”* 7ª Ed., McGraw-Hill Interamericana, 2007.

[26] *Número de Rayleigh*, [online], disponible en: <http://numerode.com/para/nmero-de-rayleigh.php>

[27] S.A. Klein y F.L. Alvarado. *“Engineering Equation Solver Software (EES)”*, Version 6.271, Julio 2007.

[28] SOTELO, G. *“Hidráulica General”*, Limusa, México, 1998.

[29] *Temperatura del Suelo y Microclimatología*, [online], Madrimasd, disponible en: <http://www.madrimasd.org/blogs/universo/2008/01/21/82825>

[30] UPONOR HISPANIA S.A.U., *“Manual Técnico de Instalaciones de Fontanería y Calefacción”*. 11/2015.

[31] UPONOR HISPANIA S.A.U., *“Manual Técnico Suelo Radiante”* 2ªEd. 1/2014.

10 Anexos

10.1 Aplicación de calculadora de longitud de tubería necesaria para modelo de transferencia de calor específico

Como anexo de este estudio se ha diseñado una aplicación para Windows en la que cualquier usuario puede dimensionar su instalación reuniendo las condiciones que se citan anteriormente y calcular la longitud de tubería que necesitaría para sus propios datos. En esta aplicación el usuario introduce todos los valores técnicos referidos a su instalación y automáticamente esta da el resultado.

En ella el usuario puede visualizar todos los datos calculados parte por parte, pudiendo decidir si se adecuan a sus necesidades. Algunos de estos datos son los siguientes:

- T^a de salida del agua de mina.
- Número de Reynolds en convección forzada.
- Números de Nusselt tanto en convección forzada como en natural.
- Coeficientes de película interno y externo de tubería.
- Resistencias térmicas.
- Coeficiente global de transferencia de calor "U".
- ΔT_{ml} .
- Área necesaria.
- Longitud total necesaria.

Calculadora TFG
Jaime González Vega

Datos Elementos

Temperaturas

Entrada Tubería - Tc1 °C

Salida Tubería - Tc2 °C

Entrada Agua De Mina - Th1 °C

Salida Agua De Mina - Th2 °C

Viscosidad Dinamica Fluido Frio kg/m³s

Ce Fluido Frio Tubería J/kg²C

Densidad Fluido Frio kg/m³

Densidad Fluido Caliente kg/m³

Velocidad Fluido Frio m/s

Velocidad Agua Mina m/s

Diámetro Tubería m

Caudal Masico Frio kg/s

Caudal Masico Caliente kg/s

Número Prandt Fluido Frio

Calor Para Variación De Temperatura W

Ce H2O Mina J/kg²C

Diámetro Exterior m

K agua W/m²C

K tubo W/m²C

Area Tubería m²

Area Galería m²

Area Utilizable Galería m²

Factor "N PASOS":

Cálculo De Resistencias

Reynolds

Nusselt

hi W/m²C

Ri

R conduction

Re Exterior

Valores a introducir		Resultados	
visc. Cinema	<input type="text"/>	Rayleigh	<input type="text"/>
prandt	<input type="text"/>	Nusselt	<input type="text"/>
g	<input type="text"/>	he	<input type="text"/>
β	<input type="text"/>		
α	<input type="text"/>		

R Exterior

Coeficiente Global de TC (U) W/m²C

Resultados

AT h °C

LMTD=AT °C

Area m²

Longitud Total m

Calcular

Figura 10.1.- Representación de la calculadora TFG sin introducción de datos.

-

Condiciones a cumplir para emplear la calculadora de área de intercambio calórico:


- Trabajar siempre en regímenes turbulentos.
- El intercambio calórico tiene que ser líquido-líquido.
- $T_{salida,c}$ ha de ser la temperatura óptima de funcionamiento de la bomba de calor, la mínima de funcionamiento o cualquier otra temperatura dentro de los límites de intercambio (que no supere la temperatura máxima a la que puede llegar el fluido frío). Puede ser que si se ajusta demasiado el intercambio el agua puede no llegar a una temperatura suficiente de trabajo de la bomba, debido a que el caudal del agua de mina no abastece a calentar todo el caudal frío.
- $\alpha, \beta, Pr, \vartheta$ tienen que ser evaluados a la temperatura media del fluido caliente, es decir, a $\frac{T_{ent,h} + T_{sal,h}}{2}$.
- El agua de mina ha de tener una velocidad de fluido, aunque sea baja, para poder determinar un caudal másico en kg/s.
- El número de tubos que circulan en cada galería no puede ser mayor de uno, es decir, el modelo no es válido para la circulación de ramales en paralelo en una sola galería.

Es muy importante que estas condiciones se cumplan para poder utilizarla, de no ser así, los resultados obtenidos no tendrán validez alguna.

10.2 Ejemplo de cálculo de caso real con calculadora TFG

Calculadora TFG

Jaime González Vega



Datos Elementos

Temperaturas

Entrada Tuberia - Tc1: °C

Salida Tuberia - Tc2: °C

Entrada Agua De Mina - Th1: °C

Salida Agua De Mina - Th2: °C

Viscosidad Dinamica Fluido Frio: kg/m*s

Ce Fluido Frio Tuberia: J/kg*°C

Densidad Fluido Frio: kg/m3

Densidad Fluido Caliente: kg/m3

Velocidad Fluido Frio: m/s

Velocidad Agua Mina: m/s

Diámetro Tuberia: m

Caudal Masico Frio: kg/s

Caudal Masico Caliente: kg/s

Número Prandtl Fluido Frio:

Calor Para Variación De Temperatura: W

Ce H2O Mina: J/kg*°C

Diámetro Exterior: m

K agua: W/m°C

K tubo: W/m°C

Area Tuberia: m2

Area Galeria: m2

Area Utilizable Galeria: m2

Factor "N PASOS":

Cálculo De Resistencias

Reynolds:

Nusselt:

hi: W/m2*°C

Ri:

R conduccion:

Re Exterior

R Exterior:

Valores a introducir		Resultados	
visc. Cinema	<input type="text" value="0,000001001"/>	Rayleigh	<input type="text" value="2,117815E+07"/>
prandtl	<input type="text" value="6,975"/>	Nusselt	<input type="text" value="44,05083"/>
g	<input type="text" value="9,81"/>	he	<input type="text" value="176,2033"/>
β	<input type="text" value="0,000209"/>		
α	<input type="text" value="0,0000001436"/>		

Coficiente Global de TC (U): W/m2*°C

Resultados

AT h: °C

LMTD=AT: °C

Area: m2

Longitud Total: m

Calcular

Figura 10.2.- Representación de la calculadora TFG con los datos del caso real.

10.3 Ficha técnica de la bomba de calor

NXP

R410A

Unidades polivalentes
Unidades polivalentes para instalación interior
con compresores scroll intercambiadores de calor a placas
Potencia frigorífica 109 a 501kW
Potencia térmica 123 a 560kW

AIRLAN
AIRE ACONDICIONADO
AERMEC



- **UNIDADES DISEÑADAS PARA SISTEMAS DE 2 A 4 TUBOS**
- **ELEVADA EFICIENCIA INCLUSO CON LAS CARGAS PARCIALES**
- **OPCIÓN INTEGRADA KIT HIDRÓNICO**

Características

NXP es la gama de unidades polivalentes para exterior que funcionan con refrigerante R410A, diseñada para aplicaciones con instalaciones de 2 o 4 tubos. Con una sola unidad se puede satisfacer, en cualquier período del año, el requerimiento de agua caliente y fría de manera simultánea o separada según la necesidad.

Versión

NXP_° Standard

NXP_L silenciosa

Límites de funcionamiento (1)

- Max. Temperatura del agua producida 55°C funcionamiento en caliente
- 2 circuitos frigoríficos
- Compresores scroll de alta eficiencia.

- Intercambiadores de calor optimizados para aprovechar las características excelentes de intercambio térmico del R410A.
- Transductores de alta y baja presión de serie
- Opción grupo hidrónico integrado, que contiene los principales componentes hidráulicos; está disponible en varias configuraciones con bomba individual o doble, baja o alta presión, con o sin depósito de inercia a disposición de las dos secciones de la planta (hasta un máximo de 4 bombas instaladas)
- Regulación con microprocesador
 - Control de la temperatura del agua de salida, con posibilidad de seleccionar el control del agua de entrada.
 - Rotación compresores y bombas de acuerdo con las horas de funcionamiento

- Possibilità di programmare delle fasce orarie
- Ingressi analogici multifunzione 0-10V, o da 4-20mA
- Parzializzazione di sicurezza
- Cuadro eléctrico con cables numerados todos los principales componentes de la seguridad y el control.
- Mando accesible desde el exterior, con interfaz de pantalla para el usuario y visualización de todos los parámetros de funcionamiento en 4 idiomas.
- Mueble metálico de protección con pintura poliéster anticorrosión. (RAL 9002)

(1) Para mayores detalles sobre los límites por versión, remítase a la documentación técnica, disponible en el sitio www.aermec.com

Accesorios

- **AER485P1:** Interfaz RS-485 para los sistemas de supervisión con protocolo MODBUS.
- **AERWEB300:** el dispositivo AERWEB permite el control remoto de una enfriadora mediante un ordenador común con conexión ethernet y un simple navegador; están disponibles 4 modelos:
AERWEB300-6 Servidor Web para monitorizar y controlar como máximo 6 dispositivos en red RS485;
AERWEB300-18: Servidor Web para monitorizar y controlar como máximo 18 dispositivos en red RS485;

- **AERWEB300-6G:** Servidor Web para monitorizar y controlar como máximo 6 dispositivos en red RS485 con módem GPRS integrado;
- **AERWEB300-18G:** Servidor Web para monitorizar y controlar como máximo 18 dispositivos en red RS485 con módem GPRS integrado;
- **PGD1:** panel remoto simplificado. Permite realizar los controles básicos de la unidad señalando las alarmas.
 Se puede controlar a una distancia de 500 m con cable TRENZADO 2 PARES + PANTALLA con pares apantallados y TCONN6)000.

- **AVX** Soporte antivibración, para ser montado debajo de la base de la unidad.

Accesorios montados en la fábrica

- **DRE:** Dispositivo electrónico de reducción de la corriente de arranque típica.
- **RIF:** Corrector del factor de potencia de corriente. Conectado en paralelo con el motor, permite obtener una reducción de la corriente absorbida (alrededor del 10%).

Compatibilidad de los accesorios

Mod. NXP	Vers.	500	550	600	650	700	750	800	900	1000	1250	1400	1500	1650	
AER485P1	todas	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	
AERWEB300	todas	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	
PGD1	todas	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	
AVX	(1)	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	
Accesorios montados en la fábrica															
DRE	(2)	todas	501	551	601	651	701	751	801	901	1001	1251	1401	1401	1401
RIF	todas	98	98	95	95	95	95	95	96	97	97	97	97	97	97

(1) Accesorios en fase de orden

(2) El accesorio DRE está disponible sólo en las versiones 400V/3N/50Hz

Datos técnicos

Mod. NXP polivalentes para sistemas de 2 tubos		500	550	600	650	700	750	800	900	1000	1250	1400	1500	1650
Enfriamiento lado instalación														
Potencia frigorífica	kW	109	117	141	157	192	218	252	281	305	345	392	446	501
Potencia total absorbida	kW	24	26	31	35	43	49	56	62	66	76	85	98	110
EER	W/W	4,51	4,46	4,56	4,47	4,51	4,46	4,50	4,49	4,61	4,56	4,60	4,54	4,54
ESEER	W/W	5,84	5,78	5,84	5,80	5,79	5,76	5,69	5,76	6,05	5,91	5,98	5,85	5,86
Caudal de agua evaporador	l/h	18755	20146	24376	27139	33192	37640	43434	48392	52654	59430	67539	76989	86485
Pérdida de carga lado del sistema	kPa	19	21	21	25	27	29	20	25	19	23	26	32	34
Caudal agua en el condensador	l/h	22558	24271	29256	32655	39871	45278	52350	58310	63243	71477	81081	92547	103914
Pérdida de carga lado de la fuente	kPa	33	37	41	49	59	69	28	34	26	32	36	45	49
Calefacción lado instalación														
Potencia térmica	kW	123	131	159	176	211	240	289	321	353	384	434	491	551
Potencia total absorbida	kW	29	32	38	43	51	59	70	78	83	91	102	117	130
COP	W/W	4,17	4,13	4,16	4,11	4,12	4,06	4,12	4,10	4,25	4,23	4,25	4,19	4,22
Caudal de agua lado del sistema	l/h	21013	22491	27168	30160	36076	40998	49658	55144	60599	65943	74492	84108	94416
Pérdida de carga lado del sistema	kPa	27	31	34	41	49	57	24	29	22	26	30	38	40
Caudal de agua lado geotermal	l/h	27248	29109	35220	38994	46709	52918	64027	71019	78774	85679	96918	109091	122810
Pérdida de carga	kPa	36	40	39	47	51	56	40	48	36	44	50	63	67
Calefacción lado ECS														
Potencia térmica	kW	125	133	161	179	214	243	294	326	355	391	441	498	560
Potencia total absorbida	kW	29	32	38	43	51	58	70	78	83	91	102	118	132
COP	W/W	4,26	4,21	4,26	4,21	4,20	4,17	4,20	4,16	4,27	4,29	4,30	4,23	4,26
Caudal de agua lado ECS	l/h	21380	22870	27647	30694	36679	41713	50401	55862	60964	67043	75574	85323	95990
Pérdida de carga lado	kPa	21	24	24	29	31	35	25	30	22	27	31	39	42
Caudal de agua lado geotermal	l/h	27945	29810	36137	40009	47803	54252	65510	72483	79555	87695	98988	111399	125643
Pérdida de carga	kPa	37	42	41	50	53	58	42	50	38	46	52	66	70
Enfriamiento con recuperación														
Potencia frigorífica	kW	96	102	125	139	165	190	226	250	282	308	340	391	444
Potencia térmica	kW	124	132	160	179	213	245	291	323	361	393	436	502	567
Potencia total absorbida	kW	28,9	31,2	37,3	41,9	50,2	57,5	69,1	77,0	82,3	89,8	101,2	116,0	129,6
Caudal de agua lado del sistema	l/h	16568	17667	21508	23939	28503	32842	38879	43108	48668	53048	58568	67500	76593
Pérdida de carga lado del sistema	kPa	15	17	17	20	22	24	17	20	15	19	21	26	28
Caudal de agua lado ECS	l/h	21183	22654	27472	30630	36518	42018	49961	55438	61889	67463	74778	86029	97273
Pérdida de carga	kPa	22	25	25	30	33	36	26	31	24	28	33	41	44
TER (6)	W/W	7,60	7,51	7,63	7,57	7,53	7,57	7,48	7,45	7,82	7,80	7,67	7,70	7,81

Enfriamiento (14511:2011)

Temperatura agua de evaporador (in/out) 12°C/7°C;

Temperatura agua de condensador (in/out) 30°C/35°C

Calefacción (14511:2011)

Temperatura agua de condensador (in/out) 40°C/45°C;

Temperatura agua de evaporador (in/out) 10°C/7°C

Calefacción con recuperación

Temperatura agua de condensador (in/out) 40°C/45°C;

Temperatura agua de evaporador (in/out) 10°C/7°C

Enfriamiento con recuperación

Temperatura del agua de recuperación (in/out) 40°C/45°C;

Temperatura agua de evaporador (out) 7°C

Mod. NXP polivalentes para sistemas de 4 tubos		500	550	600	650	700	750	800	900	1000	1250	1400	1500	1650
Enfriamiento lado instalación														
Rendimiento frigorífico	kW	109	117	141	157	192	218	252	281	305	345	392	446	501
Potencia total absorbida	kW	24	26	31	35	43	49	56	62	66	76	85	98	110
EER	W/W	4,51	4,46	4,56	4,47	4,51	4,46	4,50	4,49	4,61	4,56	4,60	4,54	4,54
ESEER	W/W	5,84	5,78	5,84	5,80	5,79	5,76	5,69	5,76	6,05	5,91	5,98	5,85	5,86
Caudal de agua evaporador	l/h	18755	20146	24376	27139	33192	37640	43434	48392	52654	59430	67539	76989	86485
Pérdida de carga lado del sistema	kPa	19	21	21	25	27	29	20	25	19	23	26	32	34
Caudal agua en el condensador	l/h	22558	24271	29256	32655	39871	45278	52350	58310	63243	71477	81081	92547	103914
Pérdida de carga lado de la fuente	kPa	33	37	41	49	59	69	28	34	26	32	36	45	49
Calefacción lado instalación														
Potencia térmica	kW	125	133	161	179	214	243	294	326	355	391	441	498	560
Potencia total absorbida	kW	29	32	38	43	51	58	70	78	83	91	102	118	132
COP	W/W	4,26	4,21	4,26	4,21	4,20	4,17	4,20	4,16	4,27	4,29	4,30	4,23	4,26
Caudal de agua lado del sistema	l/h	21380	22870	27647	30694	36679	41713	50401	55862	60964	67043	75574	85323	95990
Pérdida de carga lado del sistema	kPa	21	24	24	29	31	35	25	30	22	27	31	39	42
Caudal de agua lado geotermal	l/h	27945	29810	36137	40009	47803	54252	65510	72483	79555	87695	98988	111399	125643
Pérdida de carga	kPa	37	42	41	50	53	58	42	50	38	46	52	66	70
Enfriamiento con recuperación														
Rendimiento frigorífico	kW	96	102	125	139	165	190	226	250	282	308	340	391	444
Potencia térmica	kW	124	132	160	179	213	245	291	323	361	393	436	502	567
Potencia total absorbida	kW	28,9	31,2	37,3	41,9	50,2	57,5	69,1	77,0	82,3	89,8	101,2	116,0	129,6
Caudal de agua lado frío	l/h	16568	17667	21508	23939	28503	32842	38879	43108	48668	53048	58568	67500	76593
Pérdida de carga lado del sistema	kPa	15	17	17	20	22	24	17	20	15	19	21	26	28
Caudal de agua lado caliente	l/h	21183	22654	27472	30630	36518	42018	49961	55438	61889	67463	74778	86029	97273
Pérdidas de carga total lado caliente	kPa	22	25	25	30	33	36	26	31	24	28	33	41	44

Enfriamiento (14511:2011)

Temperatura agua de evaporador (in/out) 12°C/7°C;

Temperatura agua de condensador (in/out) 30°C/35°C

Calefacción (14511:2011)

Temperatura agua de condensador (in/out) 40°C/45°C;

Temperatura agua de evaporador (in/out) 10°C/7°C

Enfriamiento con recuperación

Temperatura del agua de recuperación (in/out) 40°C/45°C;

Temperatura agua de evaporador (out) 7°C

(6) Total Efficiency Ratio

datos técnicos

INFORMACIÓN GENERAL		500	550	600	650	700	750	800	900	1000	1250	1400	1500	1650	
Datos eléctricos Enfriamiento															
Corriente absorbida total (7)	A	47	50	58	65	83	90	92	100	106	135	149	169	188	
El funcionamiento sólo en Calefacción															
Corriente absorbida total (7)	A	54	58	68	76	95	103	112	123	130	154	173	196	217	
El funcionamiento sólo en recuperación															
Corriente absorbida total (7)	A	54	57	67	75	94	103	110	122	129	153	171	194	216	
Enfriamiento con recuperación															
Corriente absorbida total (7)	A	54	57	67	75	95	103	110	121	129	153	171	195	216	
Corriente máxima (FLA) (7)	A	71	77	91	102	124	135	163	179	195	208	237	266	295	
Cor. inicial de arr. (LRA) (7)	A	214	220	206	216	267	323	332	340	356	459	488	600	629	
Compresores															
Compresores	tipo	scroll	scroll	scroll	scroll	scroll	scroll	scroll	scroll	scroll	scroll	scroll	scroll	scroll	
	nº	3	3	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	
Circuitos	nº	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	
Refrigerante		R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	
Intercambiador de calor lado (frío / caliente) Instalación de 2 tubos / lado (caliente) Instalación de 4 tubos															
Intercambiador	tipo	placas	placas	placas	placas	placas	placas	placas	placas	placas	placas	placas	placas	placas	
	nº	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	
Conexiones hidráulicas (7) (in/out)	Ø	2" 1/2	2" 1/2	2" 1/2	2" 1/2	2" 1/2	2" 1/2	3"	3"	3"	3"	3"	3"	3"	
Intercambiador de calor lado (sanitario) Instalación de 2 tubos / lado (caliente) Instalación de 4 tubos															
Intercambiador	tipo	placas	placas	placas	placas	placas	placas	placas	placas	placas	placas	placas	placas	placas	
	nº	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	
Conexiones hidráulicas (7) (in/out)	Ø	2" 1/2	2" 1/2	2" 1/2	2" 1/2	2" 1/2	2" 1/2	3"	3"	3"	3"	3"	3"	3"	
Intercambiador de calor lado (geotérmico)															
Intercambiador	tipo	placas	placas	placas	placas	placas	placas	placas	placas	placas	placas	placas	placas	placas	
	nº	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	
Conexiones hidráulicas (7) (in/out)	Ø	2" 1/2	2" 1/2	2" 1/2	2" 1/2	2" 1/2	2" 1/2	3"	3"	3"	3"	3"	3"	3"	
Kit hidrónico Para obtener más información, consulte la selección de programas de Magallanes o la documentación técnica disponible															
Datos sonoros															
Presión sonora	(8) °	dB(A)	46	47	47	48	50	54	56	56	56	58	58	60	60
	(8) L	dB(A)	40	41	41	42	44	48	50	50	50	52	52	54	54
Potencia sonora	(8) °	dB(A)	78	79	79	80	82	86	88	88	88	90	90	92	92
	(8) L	dB(A)	72	73	73	74	76	80	82	82	82	84	84	86	86
Alimentación	V/ph/Hz	400V/3	400V/3	400V/3	400V/3	400V/3	400V/3	400V/3	400V/3	400V/3	400V/3	400V/3	400V/3	400V/3	

Potencia sonora

Aermec determina el valor de la potencia sonora en base a las medidas efectuadas según la normativa ISO 9614-2, respetando en todo momento las exigencias de la certificación Eurovent.

Presión sonora

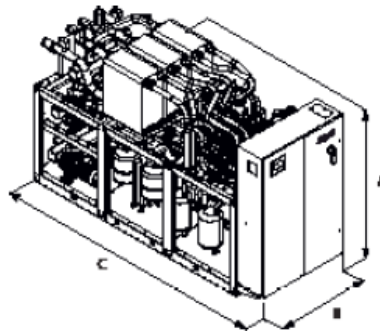
Presión sonora en campo abierto, a 10 m de distancia de la superficie exterior de la unidad, (según la normativa ISO 3744)

(7) Los datos eléctricos de las versiones sin kit hidrónico integrado

(8) datos calculados en el modo de refrigeración

Nota: Para obtener más información, consulte la selección de programas de Magallanes o la documentación técnica disponible en la página web www.aermec.com

Dimensiones (mm)



Mod. NXP (sin bombas)		Vers	500	550	600	650	700	750	800	900	1000	1250	1400	1500	1650
Altura (mm)	A	°	1976	1976	1976	1976	1976	1976	2021	2021	2021	2021	2021	2021	2021
		L	2120	2120	2120	2120	2120	2120	2120	2120	2120	2120	2120	2120	2120
Anchura (mm)	B		1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250
Profundidad (mm)	C		2600	2600	2600	2600	2600	2600	2600	2600	2600	2600	2600	2600	2600
Mod. NXP (con bombas)		Vers	500	550	600	650	700	750	800	900	1000	1250	1400	1500	1650
Altura (mm)	A	°	1976	1976	1976	1976	1976	1976	2021	2021	2021	2021	2021	2021	2021
		L	2120	2120	2120	2120	2120	2120	2120	2120	2120	2120	2120	2120	2120
Anchura (mm)	B		1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250
Profundidad (mm)	C		3452	3452	3452	3452	3452	3452	3452	3452	3750	3750	3750	3750	3750

10.4 Ficha técnica de la bomba caso teórico sin limitaciones técnicas



Contacto
 Correo electrónico
 Teléfono
 Telefax
Ciente

Contacto
 Correo electrónico
 Teléfono

Texto de especificación

Nombre del proyecto Proyecto sin nombrar 2016-06-08 11:14:31.656

ID proyecto

Fecha 08.06.2016

Pos.	Cant.	Denominación	PG	P. Ud. / EUR	Precio / EUR
		Denominación: Bomba normalizada de rotor seco			
1		NL 80/160-15-2-05 Bomba centrífuga de una etapa como bomba de placa base conforme a EN 733, con boca de aspiración axial y boca de impulsión radial, para instalación de cimientos. Bomba con pie de apoyo y soporte del cojinete embridado, acoplamiento/acoplamiento con espaciador elástico (carga adicional), protección del acoplamiento y motor montado sobre una placa base común. Motor IEC con 3 termistores. Sellado del eje mediante cierre mecánico no refrigerado de hasta 120 °C como máximo. Carcasa de fundición gris, eje de acero inoxidable, rodete de fundición gris (se puede adquirir un rodete de bronce con costes adicionales).		Consultar	Consultar
		Materiales Carcasa de la bomba : EN-GJL-250 Rodete : EN-GJL-250 Linterna : EN-GJL-250 Eje de bomba : X30Cr13 Cierre mecánico : AQ1EGG			
		Datos de funcionamiento Fluido : Etilenglicol 25 % Caudal : 123,00 m³/h Altura de impulsión : 27,20 m Temperatura del fluido : 5 °C Temperatura mín. del fluido : -20 °C Temperatura máx. del fluido : 120 °C Presión máxima de trabajo : 16 bar Temperatura ambiente máx. : 40 °C índice de eficiencia mínima (MEI) : ≥ 0,40			
		Motor Alimentación eléctrica : 3~400 V ±10 %, 50 Hz Nivel de eficiencia energética del motor : IE3 Potencia nominal P2 : 15 kW Velocidad nominal : 2945 1/min Intensidad nominal : 25,4 A Tipo de protección : IP 55 Rendimiento del motor $\eta_{m 50\%}$: 90,4 % Rendimiento del motor $\eta_{m 75\%}$: 91,6 % Rendimiento del motor $\eta_{m 100\%}$: 92,1 % Factor de potencia : 0,94 Clase de aislamiento : F Protección de motor : Sí			
		Medidas de acoplamiento Conexión aspiración : DN 100, PN 16 Conexión impulsión : DN 80, PN 16			
		Información de pedido Peso aprox. : 212 kg Marca : Wilo Tipo : NL 80/160-15-2-05			



Contacto
Correo electrónico
Teléfono

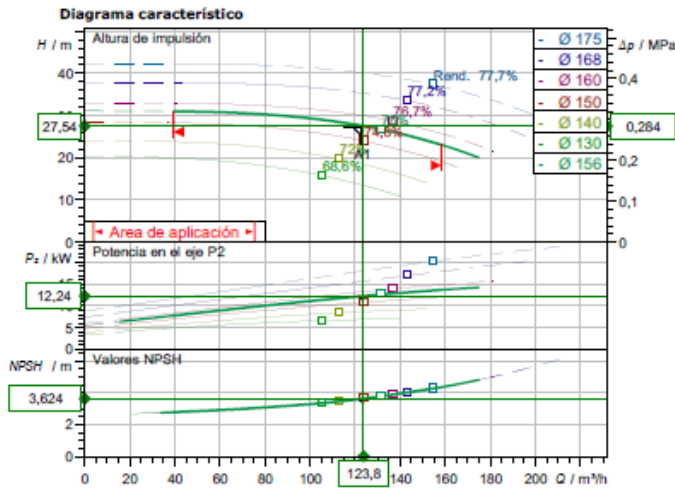
Cliente

Contacto
Correo electrónico
Teléfono

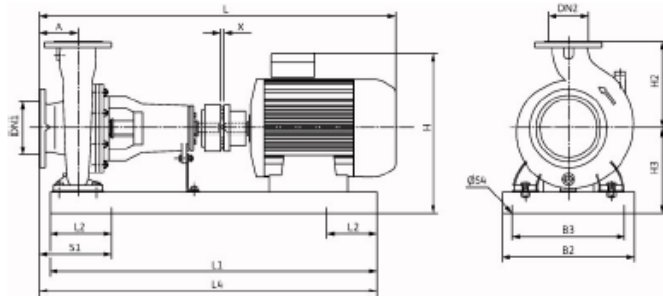
Datos técnicos
Bomba normalizada de rotor seco
NL 80/160-15-2-05

Nombre del proyecto Proyecto sin nombrar 2016-06-08 11:14:31.656

ID proyecto
 Lugar de montaje
 Número de posición de cliente



- Datos proyectados**
- Caudal: 123,00 m³/h
 - Altura: 27,20 m
 - Fluidos: Etilenglicol 25 %
 - Temperatura del fluido: 5,00 °C
 - Densidad: 1052,00 kg/m³
 - Viscosidad cinemática: 3,80 mm²/s
- Datos hidráulicos (Punto de trabajo)**
- Caudal: 123,77 m³/h
 - Altura: 27,54 m
 - Potencia en el eje P2: 12,24 kW
 - Rendimiento hidráulico: 75,75 %
 - NPSH: 3,62 m
 - Diámetro de rodete: 156
- Datos de los productos**
- Bomba normalizada de rotor seco NL 80/160-15-2-05
 - Presión máxima de trabajo: 1,6 MPa
 - Temperatura del fluido: -20 °C ... +120 °C
 - Máx. temperatura ambiente: 40 °C
 - índice de eficiencia mínima (MEI) ≥ 0.40
- Datos del motor**
- Nivel de eficiencia energética del motor: EE3
 - Alimentación eléctrica: 3~ 400 V / 50 Hz
 - Tolerancia de tensión admisible: ±10 %
 - Velocidad máx.: 2945 1/min
 - Potencia nominal P2: 15,00 kW
 - Intensidad nominal: 25,40 A
 - Factor de potencia: 0,94
 - Rendimiento: 50% / 75% / 100%
 - Grado de protección: IP 55
 - Clase de aislamiento: F
 - Protección de motor: Sí
- Medidas de acoplamiento**
- Conexión aspiración: DN 100, PN 16
 - Conexión impulsión: DN 80, PN 16
 - Longitud:
- Materiales**
- Carcasa de la bomba: EN-GJL-250
 - Rodete: EN-GJL-250
 - Linterna: EN-GJL-250
 - Eje de bomba: X30Cr13
 - Cierre mecánico: AQ1EGG
- Información de pedido**
- Peso aprox.: 212 kg



Dimensiones		mm			
A	125	H2	225	L4	1068
B2	450	H3	283	ØS4	24
B3	400	L	1064	S1	223
DN1	100	L1	1030	X	3
DN2	80	L2	185		

Contacto
Correo electrónico
Teléfono

Cliente

Contacto
Correo electrónico
Teléfono

Datos hidráulicos

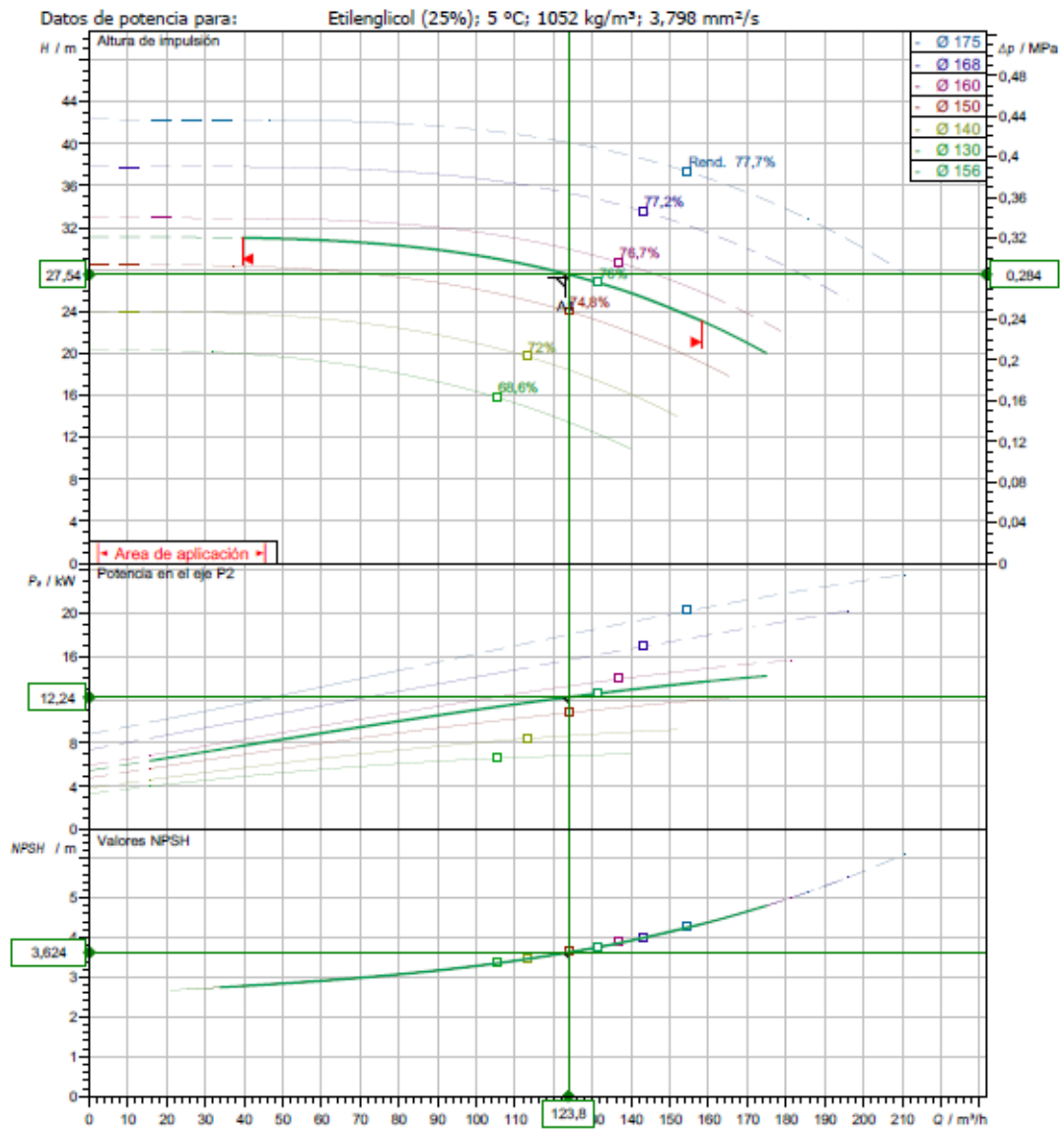
Bomba normalizada de rotor seco
NL 80/160-15-2-05

Nombre del proyecto Proyecto sin nombrar 2016-06-08 11:14:31.656

ID proyecto
Lugar de montaje
Número de posición de cliente

Fecha 08.06.2016

Datos de funcionamiento





Contacto
Correo electrónico
Teléfono

Ciente

Contacto
Correo electrónico
Teléfono

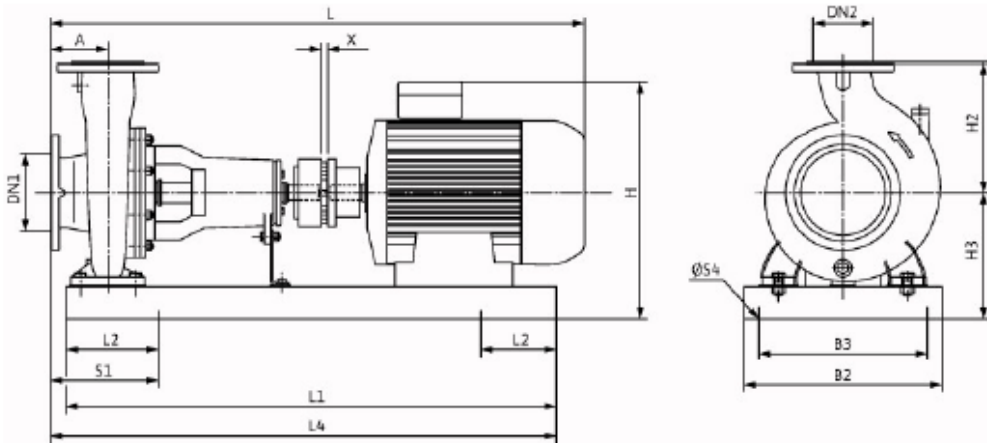
Dimensiones

Bomba normalizada de rotor seco
NL 80/160-15-2-05

Nombre del proyecto Proyecto sin nombrar 2016-06-08 11:14:31.656

ID proyecto
Lugar de montaje
Número de posición de cliente

Fecha 08.06.2016



05

Lado aspiración DN 100, PN 16

Lado impulsión DN 80, PN 16

Dimensiones mm

Name	Wert	Name	Wert	Name	Wert	Name	Wert
A	125	L	1064				
B2	450	L1	1030				
B3	400	L2	185				
DN1	100	L4	1068				
DN2	80	ØS4	24				
H2	225	S1	223				
H3	283	X	3				

10.5 Ficha técnica de la bomba caso real



Contacto
Correo electrónico
Teléfono
Telefax
Cliente

Contacto
Correo electrónico
Teléfono

Texto de especificación

Nombre del proyecto Proyecto sin nombrar 2016-06-08 11:14:31.656
ID proyecto

Fecha 08.06.2016

Pos.	Cant.	Denominación	PG	P. Ud. / EUR	Precio / EUR
		Denominación: Bomba normalizada de rotor seco			
1		NL 80/250-37-2-05 Bomba centrífuga de una etapa como bomba de placa base conforme a EN 733, con boca de aspiración axial y boca de impulsión radial, para instalación de cimientos. Bomba con pie de apoyo y soporte del cojinete embridado, acoplamiento/acoplamiento con espaciador elástico (carga adicional), protección del acoplamiento y motor montado sobre una placa base común. Motor IEC con 3 termistores. Sellado del eje mediante cierre mecánico no refrigerado de hasta 120 °C como máximo. Carcasa de fundición gris, eje de acero inoxidable, rodete de fundición gris (se puede adquirir un rodete de bronce con costes adicionales).		Consultar	Consultar
		Materiales Carcasa de la bomba : EN-GJL-250 Rodete : EN-GJL-250 Linterna : EN-GJL-250 Eje de bomba : X30Cr13 Cierre mecánico : AQ1EGG			
		Datos de funcionamiento Fluido : Etilenglicol 25 % Caudal : 123,00 m³/h Altura de impulsión : 70,12 m Temperatura del fluido : 5 °C Temperatura mín. del fluido : -20 °C Temperatura máx. del fluido : 120 °C Presión máxima de trabajo : 16 bar Temperatura ambiente máx. : 40 °C índice de eficiencia mínima (MEI) : ≥ 0.40			
		Motor Alimentación eléctrica : 3~400 V ±10 %, 50 Hz Nivel de eficiencia energética del motor : IE3 Potencia nominal P2 : 37 kW Velocidad nominal : 2961 1/min Intensidad nominal : 63,2 A Tipo de protección : IP 55 Rendimiento del motor $\eta_{m 50\%}$: 92,0 % Rendimiento del motor $\eta_{m 75\%}$: 93,5 % Rendimiento del motor $\eta_{m 100\%}$: 93,2 % Factor de potencia : 0,9 Clase de aislamiento : F Protección de motor : Sí			
		Medidas de acoplamiento Conexión aspiración : DN 100, PN 16 Conexión impulsión : DN 80, PN 16			
		Información de pedido Peso aprox. : 397 kg Marca : Wilo Tipo : NL 80/250-37-2-05			
		Referencia : 4109276			



Contacto
Correo electrónico
Teléfono

Cliente

Contacto
Correo electrónico
Teléfono

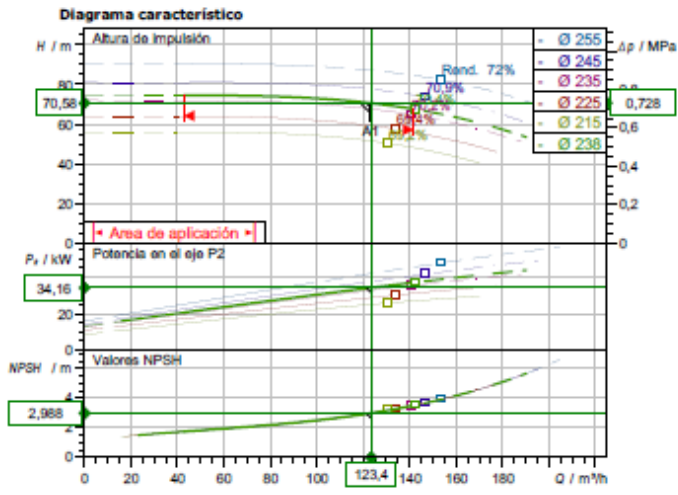
Datos técnicos

Bomba normalizada de rotor seco
NL 80/250-37-2-05

Nombre del proyecto Proyecto sin nombrar 2016-06-08 11:14:31.656

ID proyecto
Lugar de montaje
Número de posición de cliente

Fecha 08.06.2016



Datos proyectados

Caudal	123,00 m³/h
Altura	70,12 m
Fluidos	Etilenglicol 25 %
Temperatura del fluido	5,00 °C
Densidad	1052,00 kg/m³
Viscosidad cinemática	3,80 mm²/s

Datos hidráulicos (Punto de trabajo)

Caudal	123,40 m³/h
Altura	70,58 m
Potencia en el eje P2	34,16 kW
Rendimiento hidráulico	69,36 %
NPSH	2,99 m
Diámetro de rodete	238

Datos de los productos

Bomba normalizada de rotor seco	NL 80/250-37-2-05
Presión máxima de trabajo	1,6 MPa
Temperatura del fluido	-20 °C ... +120 °C
Máx. temperatura ambiente	40 °C
Índice de eficiencia mínima (MEI)	≥ 0.40

Datos del motor

Nivel de eficiencia energética del motor	EFF
Alimentación eléctrica	3~ 400 V / 50 Hz
Tolerancia de tensión admisible	±10 %
Velocidad máx.	2961 1/min
Potencia nominal P2	37,00 kW
Intensidad nominal	63,20 A
Factor de potencia	0,9
Rendimiento	50% / 75% / 100%
Grado de protección	92/93,5/93,2%
Clase de aislamiento	IP 55
Protección de motor	F
Protección de motor	Sí

Medidas de acoplamiento

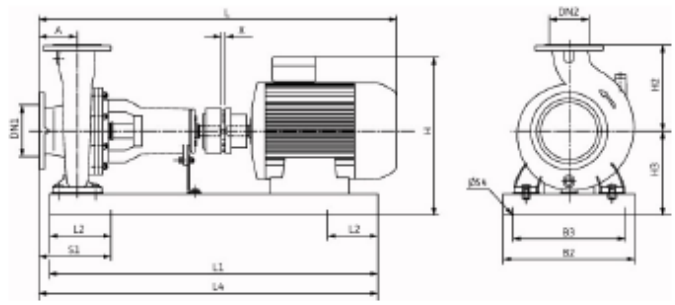
Conexión aspiración	DN 100, PN 16
Conexión impulsión	DN 80, PN 16
Longitud	

Materiales

Carcasa de la bomba	EN-GJL-250
Rodete	EN-GJL-250
Linterna	EN-GJL-250
Eje de bomba	X30Cr13
Cierre mecánico	AQ1EGG

Información de pedido

Peso aprox.	397 kg
Referencia	4109276



Dimensiones		mm			
A	125	H2	280	L4	1305
B2	540	H3	303	ØS4	24
B3	490	L	1263	S1	240
DN1	100	L1	1290	X	3
DN2	80	L2	225		



Contacto
Correo electrónico
Teléfono

Cliente

Contacto
Correo electrónico
Teléfono

Datos hidráulicos

Bomba normalizada de rotor seco
NL 80/250-37-2-05

Nombre del proyecto Proyecto sin nombrar 2016-06-08 11:14:31.656

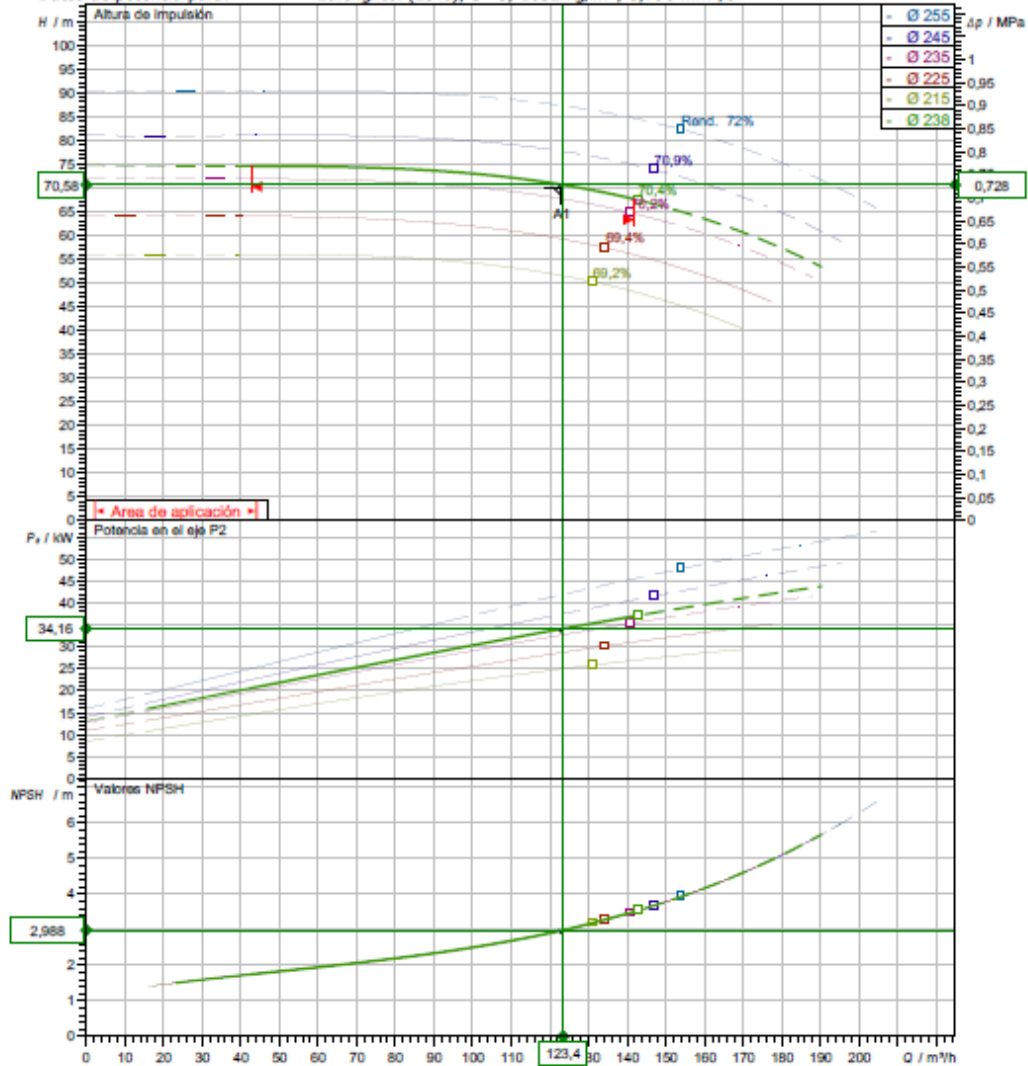
ID proyecto
Lugar de montaje
Número de posición de cliente

Fecha 08.06.2016

Datos de funcionamiento

Velocidad	Frecuencia	Punto de funcionamiento	Boca de aspiración	Boca impulsión
2900 1/min	50 Hz	Q = 123,00 m ³ /h H = 70,12 m	DN 100	DN 80

Datos de potencia para: Etilenglicol (25%); 5 °C; 1052 kg/m³; 3,798 mm²/s





Contacto
 Correo electrónico
 Teléfono

Cliente

Contacto
 Correo electrónico
 Teléfono

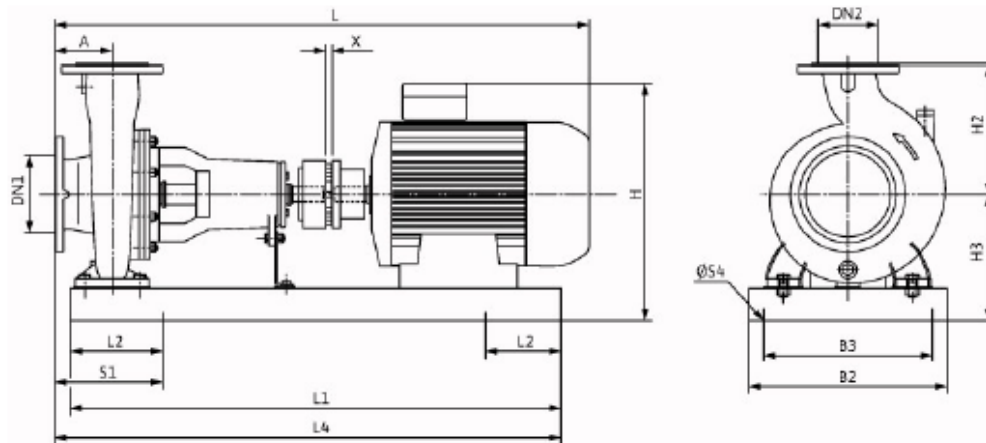
Dimensiones

Bomba normalizada de rotor seco
 NL 80/250-37-2-05

Nombre del proyecto Proyecto sin nombrar 2016-06-08 11:14:31.656

ID proyecto
 Lugar de montaje
 Número de posición de cliente

Fecha 08.06.2016



05

Lado aspiración DN 100, PN 16
 Lado impulsión DN 80, PN 16

Dimensiones mm

Name	Wert	Name	Wert	Name	Wert	Name	Wert
A	125	L	1263				
B2	540	L1	1290				
B3	490	L2	225				
DN1	100	L4	1305				
DN2	80	ØS4	24				
H2	280	S1	240				
H3	303	X	3				

10.6 Distribución final de tubería para caso real

